



ДНИ НА НАУКАТА НА ТУ – СОФИЯ
Енергомашиностроителен факултет

XXIII НАУЧНА КОНФЕРЕНЦИЯ С МЕЖДУНАРОДНО УЧАСТИЕ ЕМФ 2018

17 – 20 септември 2018, Созопол

СБОРНИК ДОКЛАДИ

ЕНЕРГИЯ, ЕКОЛОГИЯ, КОМФОРТ, САМОЧУСТВИЕ

Почивна база на Технически Университет-София

Гр. Созопол

Докладите в сборника са рецензирани и одобрени от редакционна колегия в състав:

Председател: проф. д-р инж. Ивайло Банов

Членове: доц. д-р инж. Росица Величкова

доц. д-р инж. Калин Филипов

проф. д-р инж. Тотю Тотев

проф. д-р инж. Диана Кръстева

доц. д-р инж. Иван Дуков

доц. д-р инж. Цветан Божков

ISSN 1314 – 5371

ТЕХНИЧЕСКИ УНИВЕРСИТЕТ – СОФИЯ



DAYS OF SCIENCE, TU-SOFIA
Faculty of Power Engineering and Power Machines

**XXIII SCIENTIFIC CONFERENCE
WITH INTERNATIONAL PARTICIPATION
FPEPM 2018**

17th – 20th September, 2018, Sozopol

PROCEEDING

ENERGY, ECOLOGY, COMFORT, SELF-CONFIDENCE

Holiday House of the Technical University of Sofia

Sozopol

ДОКЛАДИ

СЕКЦИЯ „ТОПЛОЕНЕРГЕТИКА И ЯДРЕНА ЕНЕРГЕТИКА“

1. Атанас Деянов, Димитър Попов.....	2
Симулиране на работа на парогенератор тип П 62 с частично подсушено гориво	
2. Диляна Колева, Димитър Попов.....	8
Усъвършенстване на топлоенергийни съоръжения и системи при производството на целулоза и хартия	
3. Димитър Попов, Костадин Фикиин, Борислав Станков.....	15
Моделно изследване на преходните експлоатационни режими на серия от турбогенератори в система за криогенно съхранение на енергия	
4. Иван Геновски, Калоян Христов.....	22
Повишаване на ефективността на ТЕЦ чрез използване на термомопнена инсталация	
5. Glazyrin S.A, Musabekov R.A., Zlatov N.B, Aidymbayeva Zh.A.....	29
Analysis of technologies for cleaning smoke gases from thermal power plants from sulfur oxides	
6. Стоил Русев, Борислав Игнатов.....	33
Регулиране на показател - рН на добавъчната вода за топлопреносната мрежа на ТЕЦ “София“	
7. Мариела Младенова.....	39
Периодично калибриране на радиометрични плътномери	
8. Мариела Младенова, Асен Асенов.....	46
Валидиране на разработен софтуер за оразмеряване на гама-плътномери	
9. Ивайло Найденов, Калин Филипov.....	54
Оценка на свойствата на материалните аспекти на вътрешноприсъщата бариера пред разпространението на реакторен плутоний при многократно рециклиране в реактори с вода под налягане	

СЕКЦИЯ „ЕНЕРГИЙНА ЕФЕКТИВНОСТ И ВЪЗОБНОВЯЕМИ ИЗТОЧНИЦИ НА ЕНЕРГИЯ“

1. Никола Калоянов	63
Един подход за изчисляване на енергийните спестявания в оранжерияен комплекс	
2. Никола Калоянов, Любомир Цоков, Росен Цекон, Момчил Василев, Цветан Божков.....	72
Изследване на енергийните и аеродинамични характеристики на въздушен слънчев колектор в естествени условия	
3. Трайчо Траянов, Мерима Златева	78
Изследване на възможностите за използване на термопомпена система с радиационен изпарител за отопление на сгради	
4. Константин Шушулов	85
Влияние на остъклените тераси върху годишния разход на енергия за отопление и охлаждане	
5. Георги Томов, Борислав Станков, Никола Калоянов	91
Числено изследване на термичната ефективност на отворена стена на Тромб в прекъснат режим на естествена вентилация	
6. Момчил Василев, Никола Калоянов, Чан Ван Хънг	99
Метод за определяне на разпределението на масовия дебит на входящите потоци в системи от топлообменни апарати	
7. Борислав Станков, Костадин Фикийн	107
Моделiranje и симулиране на топлинното поведение на промишлен хладилник в динамичен експлоатационен режим	
8. Нина Пенкова, Калин Крумов, Иван Бораджиев, Илиян Лесев	116
Изследване на топлообмена в корпуса на термосонда за измерване на температура в насипен слой	
9. Боян Младенов, Нина Пенкова, Лилиана Зашкова.....	125
Изследване на масопреносните и механични процеси в керамични изделия при конвективно сушене	
10. Севдалин Делиев, Веселин Илиев, Мариана Христова, Нина Пенкова.....	133
Моделiranje и компютърно симулиране на разпространението на димни газове при пожар в обществена сграда	
11. Надежда Досева, Даниела Чакърлова.....	140
Оптимизация на разходите през жизнения цикъл на външни ограждащи стени на жилищни сгради	

СЕКЦИЯ „ХИДРОАЕРОДИНАМИКА, ХИДРО- И ПНЕВМОТЕХНИКА“

1. Мартин Пушкарров	150
Формиране и третиране на кисели руднични води	
2. Иван Денев.....	158
Числено моделиране на евакуация на замърсена струя посредством бордови смукател	
3. Цветелина Петрова, Илияна Найденова, Огнян Сандов, Росица Величкова, Искра Симова.....	164
Изграждане и тестване на експериментален модул за контрол на фини прахови частици	
4. Георги Пичуров, Детелин Марков	172
Пресмятане разпространението на вредности във вътрешна среда с подход за пасивен скалар	
5. Георги Пичуров, Детелин Марков, Емануил Георгиев.....	179
Проверовъчно топлинно пресмятане на маслоохладителите в лагери на хидроагрегати	
6. Ho Minh Kha, Nguyen Thanh Nam, Hoang Duc Lien, Vo Tuyen, Svetlin Antonov, Ivan Antonov.....	186
A research on the kinematics and the performances of the effect of the geometrical shape of inlet nozzles of Gas–Liquid Cylindrical Cyclone (GLCC) separators	
7. Nguyen Tan Hung, LeKhanh Dien, NguyenThanh Nam, Vo Tuyen, Svetlin Antonov, Ivan Antonov.....	199
Research on the formability of titanium sheet materials by hot single point incremental forming technology	
8. Vo Tuyen, Le Khanh Dien, Tran Van Hung, Svetlin Antonov	207
Design a control system of sls rapid prototyping machine	
9. Vo Tuyen, LeKhanh Dien, Nguyen Thanh Nam, Svetlin Antonov, Rositsa Velichkova, Ivan Antonov.....	214
Structure design of the sls rapid prototyping machine by modularity	
10.Vo Tuyen, Le Khanh Dien, Tran Trong Hy, Svetlin Antonov, Rositsa Velichkova, Ivan Antonov.....	222
Stress and transposition analysis of the sls rapid prototype machine frame	
11.Le Khanh Dien, Vo Tuyen, Nguyen Thanh Nam, Svetlin Antonov, Ivan Antonov.....	229
Design of assembling process for sls rapid prototyping machine installation	
12.Мартин Иванов.....	237
Многоточково експериментално измерване на скоростта на въздушно течение, генерирано при фазата на издишване, от респираторния цикъл при хората	

13. Мартин Иванов.....	245
Анализ на термографски изображения, на участници в експериментално измерване на скоростта на въздушно течение, генерирано при издишване	
14. А. А. Генбач, Н.О. Джаманкулова, Ангел Терзиев	253
Исследование тепломассообмена в капиллярно-пористых системах охлаждения	
15. А.А. Genbach, К.К. Shokolakov.....	258
Development of an experimental plant of a non-nozzle porous foam generator for producing of air (steam) and mechanical foam	
16. Мария Пантушева	263
Стоманени вертикални резервоари и сеизмично въздействие. Ефекти от разплискване	
17. Iskra Simova, Detelin Markov, Rositsa Velichkova, Guanyi Chen, Zheng Wandong	273
CFD simulation of the interaction between water turbine with oscillating blades runner and sea water under non-regular conditions	
18. Тодор Чакъров	279
Особености при проектирането на осови вентилатори	
19. Валентин Обретенов, Росен Илиев	287
Нова моделна вятърна турбина с вертикална ос	
20. Konstantin Lebedev, Vladimir Ribakov, Sergey Shumilin	295
The axial-flow circulation pump for liquid – metal heat transfer agent	
21. Огнян Бекриев, Константин Константинов, Александър Станилов	303
Експериментално изследване на осова помпа в турбинен режим	
22. Огнян Бекриев, Радослав Асенов	307
Полево измерване на пиезOMETЪРА на топлопреносна мрежа	
23. Иван Дуков, Диана Танева	312
Общ подход при проектиране на енергийно ефективни системи за пневмотранспорт в суспендирано състояние	
24. Илчо Ангелов, Александър Митов, Йордан Кралев.....	318
Стенд за изследване на електрохидравлична система за кормилна уредба с чувствителност по натоварване	
25. Александър Митов, Цоньо Славов, Йордан Кралев, Илчо Ангелов	326
Н_с регулатор на електрохидравличен управляващ модул за цифрово управление на хидравлични кормилни системи	
26. Илчо Ангелов, Никола Станчев, Александър Митов	335
Установка за експериментално изследване на електрохидравлични следящи системи с обемно регулиране на скоростта на изпълнителния механизъм	
27. Венцислав Василев	343
Система за хидрозадвигване на мобилна машина	

СЕКЦИЯ „ДИЗАЙН И ТЕХНОЛОГИИ ЗА ОБЛЕКЛО И ТЕКСТИЛ“

1. Radostina A. Angelova	351
Organic Cotton: Technological and Environmental Aspects	
2. Диана Германова-Кръстева, Росица Стефанова.....	357
Определяне на обема на извадката при измерване на геометричните характеристики на нишки и тъкани чрез микроскопиране	
3. Маргарита Незнакомова, Диана Германова-Кръстева	366
Изследване на влагопреноса на иглонабити прахови филтри	
4. Сашо Александров	373
Изследване адхезията на фенолформалдехидна смола и поливинилбутирал към арамидни тъкани	
5. Михаил Панчев	377
Определяне на дълготрайността на обработката на текстилни платове с наноразтвор от SiO₂ след пране	
6. Христо Петров	385
Конструктивни особености при проектиране на дамско бельо от материали с ниска разтегливост	
7. Радка Атанасова, Магдалена Павлова, Даниела Софронова	394
Дизайнерска и конструктивно-технологична концепция за детско облекло	

СЕКЦИЯ

**ТОПЛОЕНЕРГЕТИКА
И ЯДРЕНА ЕНЕРГЕТИКА**

Симулиране на работа на парогенератор тип П 62 с частично подсушено гориво

Атанас Деянов, Димитър Попов

В последните години водещи компании в сферата на енергетиката разработват съвременни високоефективни и безопасни сушилни за предварително подсушаване на въглища. Това е един от методите за повишаване на ефективността на парогенератори използващи твърдо гориво с висока влажност. Основната цел на симуациите е една първоначална оценка на възможността за работа на парогенератор тип П 62 с подсушено гориво. При симулирането използвахме верифициран математичен модел на парогенератор тип П 62.

Ключови думи: П-62, математичен модел, лигнитни въглища, подсушени въглища

Simulating the operation of a steam generator type P 62 with partially dried fuel

Atanas Deyanov, Dimitar Popov

In recent years leading companies in the field of energetics have been developing modern high-performance and safe dryers for pre-drying of coal. This is one of the methods for increasing the efficiency of steam generators using solid fuel with high water content. The primary objective of the simulations is an initial assessment of the operation of a P 62 type steam generator with partially dried fuel. In the simulation we used a verified mathematical model of steam generator type P 62.

Key words: P-62, mathematical model, lignites, dried coal

Въведение

Предварително подсушаване на въглища вече се използва от много години в ТЕЦ „Брикел“, а в миналото се е използвало и в ТЕЦ „Марица Изток 2“, но прилаганите в тези централи технологии имат отрицателно влияние върху ефективността на централата тъй като за подсушаването се използва високопотенциална топлина и в същото време застрашават безопасността и здравето на персонала поради опасността от взрив и повишената запрашеност.

Същинска част

За съставянето на математичния модел е използван софтуера на Steag GmbH „EBSILON Professional“ като моделът е верифициран чрез сравняване на резултатите от симулации при различни режими на работа с оперативни данни от ТЕЦ „КонтурГлобал Марица Изток 3“. Направени бяха симулации при работа на номинален (100 %), среден (80 %) и минимален (65 %) товар с гориво с $W^r = 51 \%$, 50% , 49% , 48% , 47% и 40% .

За преизчисление на елементния състав на горивото сме използвали следната формула:

$$M_2 = M_1 \times \frac{100 - W_1^r}{100 - W_2^r}, \% \quad (1)$$

където: M_1 - процентно масово участие на съответния елемент преди подсушаването, %

M_2 - процентно масово участие на съответния елемент след подсушаването, %

W_1^r - влагосъдържание на работна маса преди предварителното подсушване, %

W_2^r - влагосъдържание на работна маса след предварителното подсушване, %

Симулиране при 100 % натоварване и промяна на влагосъдържанието на горивото

В таблица 1 са показани резултатите от направените симулации при работа на парогенератора с подсушено гориво.

Таблица 1

Резултати от симулации при 100 % натоварване

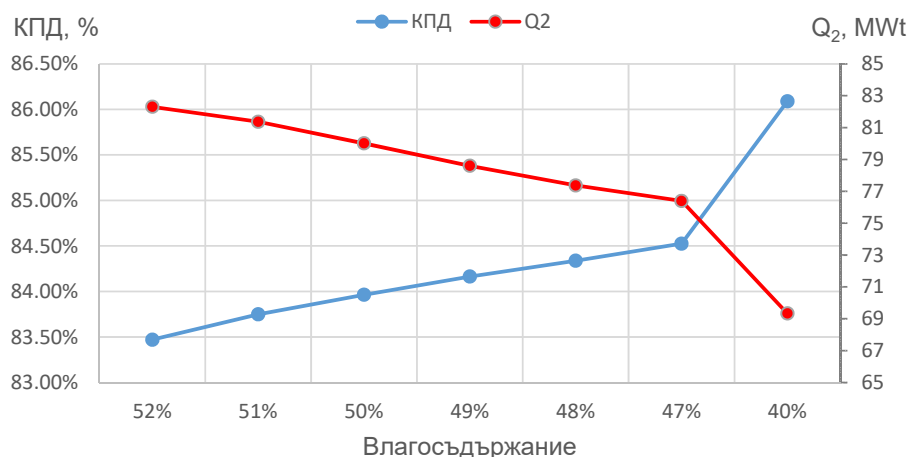
	Възприета топлина, MWt						
	52 %	51 %	50 %	49 %	48 %	47 %	40 %
Екрани	178,5509	183,524	187,638	191,5491	195,1902	199,1217	209,556
ГРЧ	43,77273	43,77698	43,54008	43,20147	42,87858	42,70611	41,41525
ТПП	24,96692	25,02886	24,92659	24,77473	24,63291	24,56754	23,94829
ШПП	46,03247	46,36664	46,39858	46,33303	46,25562	46,28405	45,73027
КПП II	45,80097	45,54639	44,78757	43,90449	43,09863	42,52238	39,60236
МПП II	55,88001	55,65184	53,7261	52,33015	51,29153	49,84341	45,39581
КПП I	49,5853	49,51055	49,09653	48,41808	47,78531	47,60449	46,14547
МПП I	22,75361	22,42986	24,95265	26,04863	26,536	28,51754	33,07032
ЕКО II	30,92447	30,54842	29,2052	28,10749	27,25698	26,21358	22,94418
ЕКО I	42,34908	41,40053	39,2647	37,42278	35,93545	34,30529	29,35708
ИВП	67,1729	65,4264	62,48961	59,78524	57,541	55,42756	46,46723
По-важни величини и параметри							
КПД	83,47%	83,7%	84,0%	84,2%	84,3%	84,5%	86,1%
Q ₂	82,30455	81,36473	80,01094	78,60417	77,37163	76,3979	69,33501
Позиция на КРБ*	35,0%	35,0%	40,0%	43,0%	45,0%	50,0%	67,0%
Рециркулация на ДГ	-	-	-	-	-	-	5,00%

*КРБ е байпасен клапан, който се използва за регулиране на температурата на междинно прегрялата пара, респективно възприетата от МПП топлина.

От таблицата се вижда, че при намаляване на влагосъдържанието на горивото нараства радиационният топлообмен за сметка на конвективния. В полурadiaционните нагревни повърхности се наблюдава нарастване на топлината, възприета чрез радиация и намаляване на топлината възприета чрез конвективен топлообмен, но общото количество възприета топлина се изменя в много тесни граници.

Положителните ефекти от предварителното подсушаване са нарастване на КПД, дължащо се предимно на намаляването на загубите с изходящи газове Q₂. На фигура 1 са изобразени промяната на КПД и Q₂ във функция от влагосъдържанието на горивото.

Като недостатъци може да посочим намаляването на конвективния топлообмен като при по-дълбоко подсушаване на горивото температурата на междинно прегрялата пара пада под 530 °С, което оказва негативно влияние върху работата на парната турбина и термичния КПД на паротурбинната инсталация. С цел подобряване на конвективния топлообмен сме симулирали рециркулация на част от димните газове след ЕКО I към пещна камера, което оказва благоприятно влияние и върху температурите на изхода от пещна камера.



Фигура 1: Изменение на КПД и Q₂ при промяна на влагосъдържанието на горивото при номинална мощност

Симулиране при 80 % натоварване и промяна на влагосъдържанието на горивото

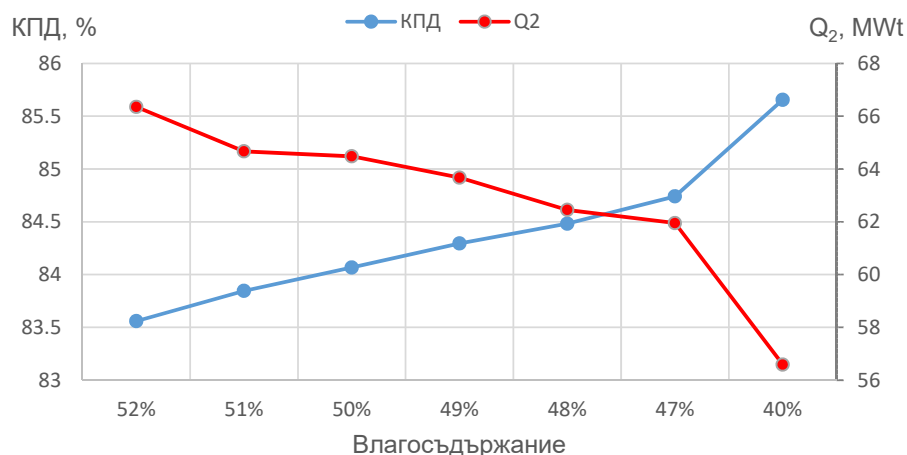
В таблица 2 са показани резултатите от направените симулации при работа на парогенератора с подсушено гориво и мощност 80 %.

Таблица 2

Резултати от симулации при 80 % натоварване

W'	Възприета топлина, MWt						
	52%	51%	50%	49%	48%	47%	40%
Екрани	162,5373	166,0072	170,4527	174,2374	177,412	181,691	183,7142
ГРЧ	36,63736	36,24386	36,3319	36,20851	35,77142	35,74632	34,99515
ТПП	20,71884	20,54205	20,64378	20,61168	20,413	20,45575	20,09706
ШПП	39,05603	38,87596	39,13352	39,15447	38,86433	39,01359	38,58662
КПП II	33,06265	32,12959	32,07507	31,62581	30,72035	30,51952	29,28905
МПП II	36,13324	34,8476	34,60393	33,46635	32,78639	32,88256	32,63531
КПП I	36,67146	36,07436	36,36668	36,37617	35,67593	35,7143	35,07004
МПП I	34,50911	35,46839	35,73227	37,30035	37,00293	36,31759	35,18918
ЕКО II	20,46684	19,41435	19,126	18,29102	17,5758	17,44074	17,00499
ЕКО I	28,86627	27,07523	26,39525	25,02547	23,74363	23,30222	22,54334
ИВП	44,89872	42,35839	41,55505	39,9249	38,12671	37,39008	33,7516
По-важни величини и параметри							
КПД	83,56	83,85	84,1	84,29	84,48	84,74	85,66
Q ₂	66,35274	64,66923	64,48114	63,67273	62,45033	61,94998	56,58999
Позиция на КРБ	75,0%	82,0%	85,0%	95,0%	100,0%	100,0%	100,0%
Рециркулация на ДГ	-	-	-	-	-	-	7,00%

И при работа с 80 % мощност тенденцията за увеличаване на радиационния топлообмен за сметка на конвективния се запазва като от таблицата се вижда, че възможността за регулиране на температурата на междинно прегрята пара с КРП се изчерпват.



Фигура 2: Изменение на КПД и Q₂ при промяна на влагосъдържанието на горивото при 80 % мощност

Симулиране при 65 % натоварване и промяна на влагосъдържанието на горивото

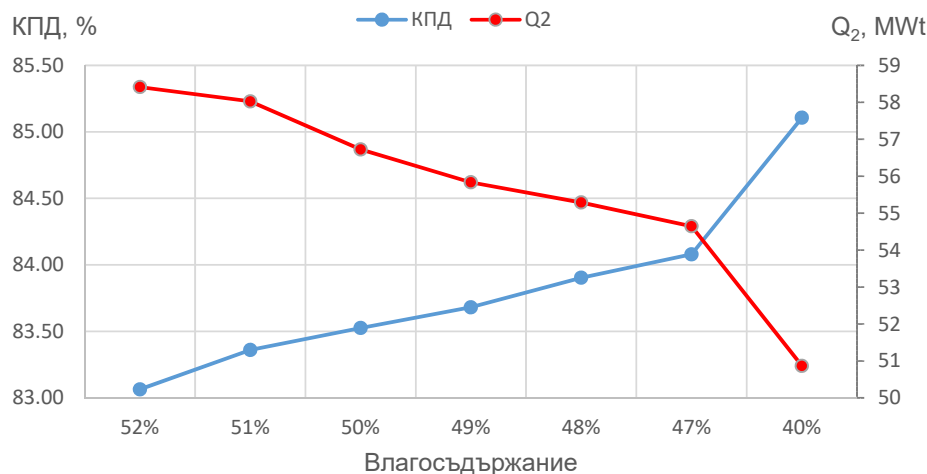
В таблица 3 са показани резултатите от направените симулации при работа на парогенератора с подсушено гориво и мощност 65 %.

Таблица 3

Резултати от симулации при 65 % натоварване

	Възприета топлина, MWt						
	52%	51%	50%	49%	48%	47%	40%
Екрани	151,2411	153,0486	153,4563	154,4218	155,152	156,8598	159,4364
ГРЧ	31,93702	32,19013	31,8745	31,80524	31,80294	32,00186	31,73343
ТПП	17,96552	18,13002	17,97197	17,9525	17,96502	18,09788	18,01079
ШПП	34,13583	34,48451	34,2266	34,22762	34,28294	34,57724	34,60011
КПП II	25,32611	25,68872	25,16093	25,02232	25,00526	25,28269	24,84864
МПП II	25,3147	25,5188	25,41192	25,43531	25,48176	25,65422	25,76186
КПП I	29,81401	30,40204	29,91719	29,89422	29,9952	30,4665	30,6302
МПП I	34,38851	34,60837	34,04687	33,83436	33,78112	33,92136	33,49046
ЕКО II	17,08138	17,2668	17,00799	16,94455	16,94723	17,08509	16,95532
ЕКО I	23,91346	24,15345	23,66467	23,4999	23,47353	23,62616	23,33383
ИВП	31,66397	31,6049	30,54838	29,97761	29,63642	31,25942	27,23915
По-важни величини и параметри							
КПД	83,06	83,36	83,53	83,68	83,90	84,08	85,11
Q ₂	58,41248	58,02282	56,72504	55,83424	55,28815	54,6458	50,86861
КРБ	100,0%	100,0%	100,0%	100,0%	100,0%	100,0%	100,0%
Рециркулация на ДГ		1,25%	2,50%	3,70%	4,50%	6,25%	12,00%

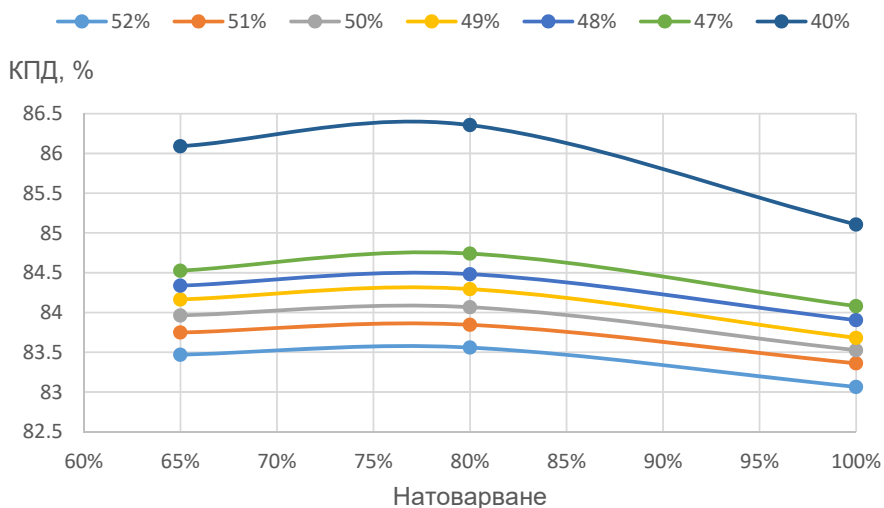
При този режим на работа конвективния топлообмен и най-влошен тъй като дебита и съответно скоростта на димните газове е най-ниска. Тъй като капацитета на КРП е изчерпан сме симулирали рециркулация на димни газове при влагосъдържание на суровото гориво под 51 % като тук е момента да кажем, че до 47 % котела може да работи и без рециркулация предвид сравнително ниските температури на изхода от пещна камера и температура на междинно прегрятата пара от около 530 °C



Фигура 3: Изменение на КПД и Q₂ при промяна на влагосъдържанието на горивото при 65 % мощност

Анализи и изводи

Повишаването на ефективността е около 0,2 % на всеки 1 % понижаване на влагосъдържанието. Това може да се види на фигура 4.



Фигура 4: КПД на парогенератора при промяна на мощността и влагосъдържанието на въглищата

Възможни са експлоатационни проблеми при работа с номинална мощност и влагосъдържание 40% на изгаряното гориво в следствие на шлаковане на пещна камера и газозаборни шахти. При намалена мощност температурите в пещна камера намаляват, но в следствие на намаления обем дебит на димни газове намалява и конвективния топлообмен, което води до понижаване на температурата на междинно прегрята пара. Тези негативни ефекти могат да се неутрализират чрез осъществяване на рецикулация на димни газове от зоната след ЕКО I към ПК. Също така при ниско влагосъдържание и нисък разход на въглища е възможно температурите след мелещите вентилатори да се повиши над пределно допустимите стойности, което да наложи работа с 3 прахоприготвящи системи, което е недопустимо.

От получените резултати може да заключим, че работа с гориво с влажност до $W^r = 47\%$ е възможна при всички режими на работа без сериозна промяна в конструкцията на самия котел, но трябва да се обмисли изграждането на система за рециркулация на димните газове, тъй като в моделът са заложили изчислителните площи на нагревните повърхности, а с течение на времето тези площи се променят в следствие на аварии, което може да доведе до проблеми най-вече с температурата на междинно прегрята пара.

проф. д-р инж. Димитър Попов, ТУ–София, катедра „Топлоенергетика и ядрена енергетика“, тел. 02 965 23 03, e-mail: dpopov@tu-sofia.bg

маг. инж. Атанас Деянов, „КонтурГлобал Оперейшънс България“ АД, тел. 0894 928 888, e-mail: naskodeyanov@gmail.com

Усъвършенстване на топлоенергийни съоръжения и системи при производството на целулоза и хартия

Диляна Колева, Димитър Попов

Протичането на голяма част от технологичните процеси в различни отрасли на промишлеността е съпроводено с генериране на отпадна топлина, чиято висока температура позволява те да бъдат използвани като енергоносител в други процеси. В енергоемките отрасли огромно количество енергия, използвано в производствените процеси, се губи в околната среда като отпадъчна топлина. Тази отпадъчна топлина обаче има голям потенциал за по-нататъшно оползотворяване.

Ключови думи: енергийна ефективност, отпадна топлина, утилизация

Rationalization of power generation equipment and systems in pulp and paper industry

Dilyana Koleva, Dimitar Popov

The majority of the technological processes in different industries are accompanied by the generation of waste heat whose high temperature allows them to be used as an energy carrier in other processes. In energy-intensive industries, a huge amount of energy used in production processes is lost to the environment as waste heat. However, this waste heat has great potential for further recovery.

Keywords: energy efficiency, utilization, waste heat

Въведение

В статията е разгледан процеса на производство на целулоза и хартия, където работата на множество производствени съоръжения и системи е съпроводено с отделянето на голямо количество нископотенциална отпадна топлина, която много често не се оползотворява. Отпадната топлина от производствени процеси може да бъде утилизирана по два основни начина – за производство на топлинна енергия чрез подгряване на различни флуидни потоци и за преобразуване на изходящата топлинна енергия в електроенергия. Оползотворяването на отпадната топлина с цел производство на ел. енергия може да се осъществи чрез различни термодинамични цикли. Нейното преобразуване в електроенергия е обаче е трудно осъществимо при използване на традиционното в енергетиката работно тяло – водна пара. В статията е използван алтернативен подход, при който вместо водна пара, като работно тяло в енергопреобразуващия цикъл, се използват органични флуиди.

Същинска част

След извършен анализ на работа на отделните съоръжения в целулозно – хартиено производство бе констатирано, че експлоатацията на част от съоръженията е съпътствана с отделянето на значителни количества отпадна топлина, която под формата на горещи димни газове, се изхвърля в околната среда. Трите основни източника на отпадна топлина, които ще станат обект на настоящото изследване в дисертационния труд са както следва:

- Отпадна топлина от изходящи димни газове на Содорегенерационен котелен агрегат.
- Отпадна топлина от изходящи димни газове на котел на биомаса с „кипящ“ слой.
- Отпадна топлина от изходящи димни газове на Варо-регенеративна пещ.

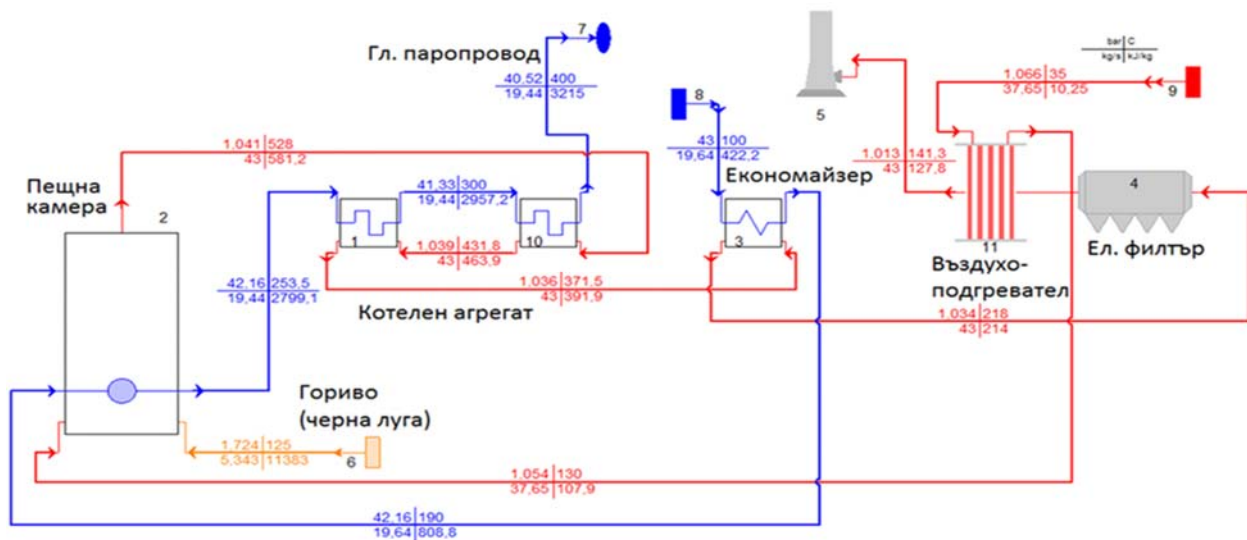
Те ще станат обект на по – нататъшно изследване.

Усъвършенстване работата на содорегенерационен котелен агрегат (СРК)

Основното предназначение на СРК е осъществяването на регенерацията на химикали употребявани в процеса на целулозно – хартиеното производство. Главното гориво на СРК е химикал наричан черна луга, който се явява отпадъчен продукт при производството на целулоза по сулфатния метод. Черната луга се състои от голям брой органични и неорганични съединения. Нейния състав зависи от използваните дървесни видове, метода на изваряване на дървесината и процеса на производство на целулозата. Органичната част от черна луга се изгаря в печната камера на СРК. Черната луга е едно от най-ниско калоричните горива. Това е така, защото голяма част от нея е съставена от неорганична част с висока съдържание на влага и пепел. Обичайната конструкция на пароводния тракт на СРК включва двубарабанен вертикално разположен изпарителен сноп с естествена циркулация и изцяло екранирана ПК. Конвективните нагревни повърхности се състоят от паропрегревател, економайзер и въздухоподгревател. В разглеждания случай подгръването на въздуха се осъществява с пара от регулируемо паротмане с налягане 5 Bar и температура около 200 °С. Този начин на подгръване на въздуха е типично решение за повечето СРК, намиращи се понастоящем в експлоатация.

Предлаганото в настоящото изследване преминаване към схема с директно подгръване на горивния въздух ще доведе до значително намаляване на температурата на димните газове, напускащи котела. Очакваният полезен краен резултат ще включва намаляването на разхода пара за собствени нужди. Серните оксиди участват в химическите взаимодействия в печната камера. С това се намалява тяхната концентрация в изходящите димни газове, респ. се намалява температурата съответстваща на точката на оросяването им. Експериментално тези ефекти са изследвани в [4], където авторите заключават, че понижаването на температурата на изходящите димни газове на изхода от СРК не води до възникване и развитие на нискотемпературна сяроокисела корозия.

След изготвено моделирането и получени достоверни стойности за дебита и състава на димните газове на изхода от СРК и верификация на така съставения математичен модел, се състави предложение за промяна на настоящата инсталация за предварително подгръване на въздуха за горене, свързано с премахването на парните калорифери и инсталирането на въздухоподгревател, използващ топлината на изходящите димни газове.



Фиг. 1 Изчислителна схема на СРК с газово подгръване на въздуха за горене

На фиг. 1 е представена възприетата изчислителна схема, от която става видно, че за целта се прилага повърхностен топлообменник с тръбен сноп.

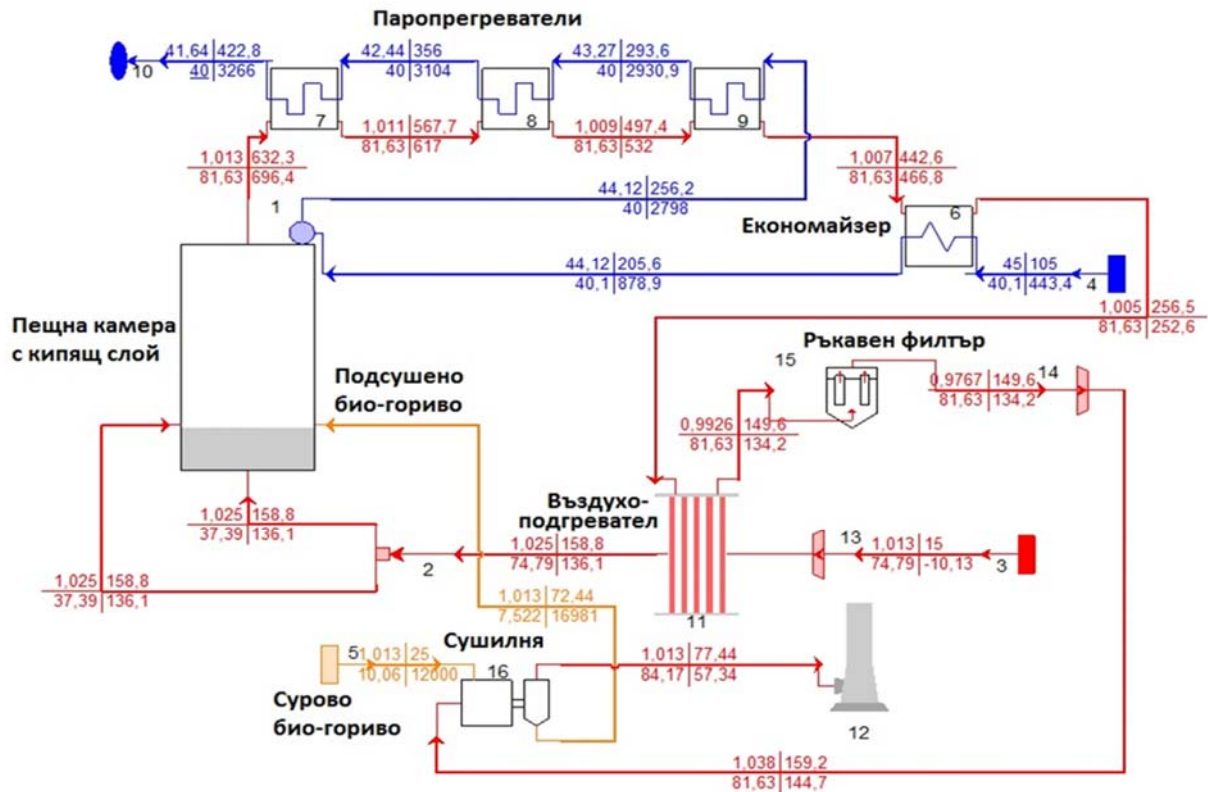
Използването на част от топлинната енергия на димните газове за подгриване на въздуха води до намаляване тяхната температура от 218 °С до 140°С. Съответното премахване на калориферите освобождава парен поток с дебит 1,72 kg/s. С това количество се намалява дебитът на регулируемото пароотнемане на турбината, респ. към нейната Част Ниско Налягане се насочва по-голям парен поток, което допринася за производство на допълнително количество електроенергия в генератора. Оценката на размера на допълнително електро-производство е извършена ескпресно със помощта на същия софтуер.

Усъвършенстване работата на котел на биомаса с „кипящ“ слой

Капацитетът на инсталацията, която е предмет на настоящото изследване е както следва: паропроизводство 40 t/h прегрятата пара с налягане 40 Bar и температура 440° С. Максималната температура в печната камера е 870° С. Изгарянето се извършва в пещ с кипящ слой. Като гориво за инсталацията се използват отпадни дървесни продукти, което я класифицира като инсталация използваща възобновяеми енергийни източници. Използват се следните горива: свежи дървесни кори, утайки от пречиствателна станция, които отпадат от технологичния процес на преработка на дървесината и закупени от местния пазар дървесни отпадъци от преработка на дървесина. Горивото е със средна влажност около 40 % и калоричност 12000 kJ/kg. След печна камера са разположени тристепенен паропрегревател, економайзер и въздухоподгревател. Въздухът за горене се подава на две нива. Температурата на изходящите димни газове в експлоатационни условия е относително висока, като варира между 160 и 170°С. В изчисленията е приета средна температура 163°С. Стойностите на дебитът и останалите параметри на произведената прегрятата пара са съобразени с характерните експлоатационните такива. Същото важи и за повечето от останалите параметри на котела като дебит на горивото, коефициент на излишък на въздух и др. Част от тях се явяват входни данни за математичния модел.

След изготвено моделирането и получени достоверни стойности за дебитът и състава на димните газове на изхода от котела и верификация на така съставения математичен модел, се състави предложение за предварителното подсушаване на биогоривото като се утилизира топлината на изходящите димни газове от парогенератора. За тази цел в изчислителната схема бе добавен елемент моделиращ работата на сушилни с димни газове.

На фиг. 2 е представена съответната изчислителната схема, включваща и основните резултати от математичното моделиране на котел, изгарящ дървесна биомаса в пещ с кипящ слой с интегрирана сушилна инсталация. Подходящото място за поставяне на сушилната инсталация в схемата на котела е разположено веднага след димния вентилатор 13. Димните газове преди това са преминали през всички нагревни повърхности, отдала са част от топлинната си енергия на пароводното работно тяло и след преминаването им през системата от ръкавни филтри са понижали температурата си до около 160°С, което е подходяща температура за този вид сушилни. След преминаването си през инсталацията за подсушаване тяхната температура вече ще бъде от порядъка на 77 °С и димните газове могат да бъдат отведени към атмосфера с помощта на съществуващото коминно тяло. Сушилнята намалява влагосъдържанието на горивото от 40 на 20%. Резултатите от симулацията показват, че при работа с предварително подсушено гориво, паропроизводството на котела може да се запази на номиналното си ниво – 40 t/h. При това се наблюдава известно понижаване на температурата на произведената пара – от 440 на 423 °С. Причината за това е влошаване на конвективния теплообмен в паропрегревателните нагревни повърхности, поради по-ниските скорости на димните газове. Тяхното понижаване пък е в резултат на намаления дебит на димните газове в котела – от 91.6 t/h на 81.6 t/h, което пък от своя страна е в резултат на намаления разход на гориво – от 11 t/h на 10 t/h. Понижението на температурата на свежата пара е минимално и не може да застраши надеждната работа на парната турбина [1].



Фиг. 2 Изчислителна схема на математично моделиране на котел с кипящ слой с предватително подсушаване на горивото

Усъвършенстване работата на Варо-регенеративна пещ (ВРП)

Варовите пещи се използват за преобразуване на шлам в регенерирана негасена вар за повторно използване в процеса на регенерация в заводите за производство на целулоза и хартия. Реакцията на каустизация е утаяване на CaCO_3 , който е отделен от лугата и промит за отделяне на остатъчните алкали. Получената шлама се подава във въртяща пещ, където се подсушава и подгръва от изгорелите газове от горелка в противоположния край на пещта. При достигане на температура от 1000 до 1200 °C, в зоната на изпичане, шламата се разгражда до CaO и CO_2 . Полученият CaO е негасена вар, която се използва при процеса на каустизация.

Най-важните проектни параметри на варовата пещ са представени в табл. 1. Там се вижда, че температурата на изходящите димни газове надвишава 250 °C. Очевидно настоящата работа на пещта е съпроводена с изхвърлянето на значителни количества топлина в атмосферата и е необходимо да се предприемат мерки за подобряване на нейната енергийна ефективност.

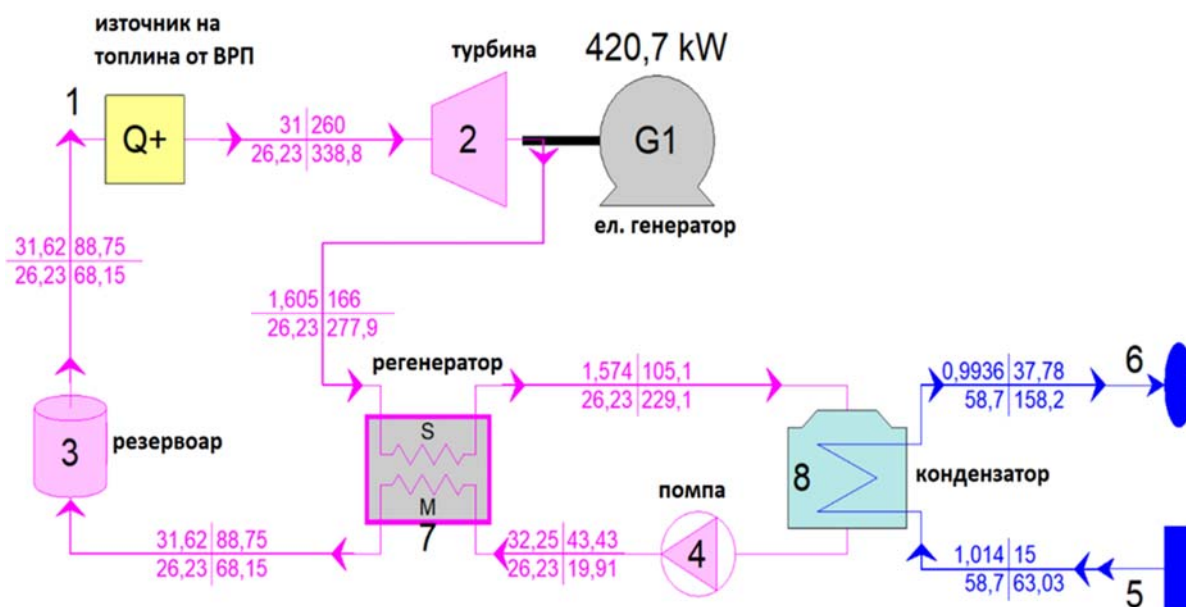
За да се оцени топлинния потенциал на изходящите от пещта димни газове е необходимо да се знае техния дебит и енталпия. С настоящото изследване се цели да се определи приблизителния размер на отпадната топлина с оглед подбиране на подходяща технология за нейното утилизиране. Приема се, че на този етап е достатъчно да се пресметнат дебитите и енталпийата на димните газове, получени при изгарянето на природен газ в горелката на пещта, както и да се вземат в предвид енталпиите на водните пари и въглеродния диоксид, които се получават при изпичането на калциевия карбонат [2].

Таблица 1

Параметри на ВРП	
Производителност	90 т/ ден
Разход на гориво – природен газ	1000 м ³
Температура на въздуха за горене	80°C
Температура на изходящи димни газове	260 °C
Съдържание на кислород	8.2 vol. %
Температура в зоната за изпичане	1000 – 1200 °C
Плътност на карбонатен шлам	1.250-1.350 г/см ³ .
Сухост на карбонатен шлам	70-75%.
Съдържание на активен СаО в регенерирана вар	84%
Съдържание на СаСО ₃ в регенерирана вар	1-1,8%.

Резултатите от пресмятането показват, че наличната топлинна мощност, която може да се предаде към енергопреобразуващия цикъл от изходящите от варовата пещ димни газове е 1972 kW при понижване на температурата им от 260 до 70 °C. Тези параметри характеризират ВРП като типичен източник на ниско-потенциална отпадна топлина.

Както бе посочено по-горе температурата на изходящите от ВРП димни газове в експлоатационни условия е сравнително висока около 260 °C. Изхвърлянето им директно в атмосферата води до загуби на значително количество топлинна енергия. В настоящото изследване се предлага тази топлинна енергия да се преобразува в ел. енергия чрез прилагането на Органичен цикъл на Ренкин (ОЦР). Изхождайки от горепосоченото бе изследвана възможността да се оползотвори отпадната топлина, носена от тези газове чрез дълбокото им охлаждане до 70 – 80 °C. За тази цел бе съставен математичен модел на Органичен цикъл на Ренкин. В симулационната среда на Termoflex, бяха проведени изследвания с три различни хладилни агента респ. pentane, isopentane R-123.



Фиг. 3 Изчислителна схема на ВРП с утилизация на отпадна топлина с ОЦР с работен флуид R 123

За базисни (неизменни) бяха приети параметрите на димният газ напускащ котела. Температурната разлика между греещият и подгръваният флуид бе определена от софтуера, като стойностите и варираха спрямо избраният флуид. Инсталацията на ОЦР се състои от изпарител, в който постъпват горещите димни газове от ВРП, означени като източник на топлина. Те отдават част от своята топлинна енергия и изпаряват флуид с ниска температура на кипене и след това се отвеждат към атмосфера. Изпареният флуид от своя страна преминава през турбина, чиято цел е да преобразува кинетичната му енергия в механична и да задвижи електрически генератор. След преминаването си през турбината флуида отново претърпява фазов преход в кондензатора и с помощта на помпа се връща за повторно изпарение. Охлаждащата вода за кондензатор беше взета със средногодишните стойности на температура от водоизточника. Температурните напори в топлообменниците са съобразени с тези, приемани в обичайната инженерна практика. В изпарителя ДГ се охлажда до 70°C и се отвежда в атмосферата след предварителното му преминаване през системата за очистване на димни газове. Тази температура е минимално възможната с оглед поддържане на положителен температурен напор във всички части на топлообменника. Трите варианти на различни работни флуиди имат почти еднаква ефективност, но при варианта с използване на R123 получената мощност на генератора е най-висока, като налягането в кондензатора е почти единично в сравнение с другите флуиди.

Изводи

След извършване на анализ на ефективността на производството в предприятие за целулоза и хартия и проведените изследвания върху различни методи за утилизация на отпадна топлина на трите най- големи източника, могат да бъдат направени следните изводи:

- Констатирано бе, че експлоатацията на три от основните съоръжения в завода за производство на целулоза и хартия - Содорегенерационен котелен агрегат (СРК), Котел на биомаса с „кипящ“ слой и Варорегенеративна пещ (ВРП), е съпътствана с отделянето на значителни количества отпадна топлина, която под формата на горещи димни газове се изхвърля в околната среда.
- Бяха извършени топлинни пресмятания на обемите на въздуха и на димните газове, с цел да бъде оценена топлинната мощност на изходящите газови потоци. С методите на математичното моделиране бяха съставени модели на съществуващите съоръжения и те бяха сравнени с реални експлоатационни параметри, с цел валидиране на моделите. Установи се, че пресмятанията с математичните модели са достатъчно представителни и могат да се използва за предвидените в статията анализи. Синтезирани бяха предложения за утилизация на отпадна топлина от горещи димни газове на Содорегенерационен котелен агрегат (СРК), Котел на биомаса с „кипящ“ слой и Варорегенеративна пещ (ВРП).
- Бе пресметнато, че преминаването към газово подгръване на въздуха за горене на СРК води до значително намаляване на разходите на технологична пара за собствени нужди, което дава възможност и за допълнително производство на електроенергия от порядъка на 920 kW за час. Използването и за производството на допълнително количество ел. енергия ще увеличи съществено приходите на ТЕЦ и дава възможност да се обоснове рентабилността на преложената реконструкция. Бе съставен модел за СРК с включен въздухоподгревател на ДГ, като тяхната температура значително се понижи, което ще доведе до повишаване на КПД на инсталацията с 4.1%.
- Предложението за оптимизация на работата на котел с „кипящ“ слой на биомаса с интегрирана сушилна инсталация чрез предварителното подсушаване на биогоривото може да доведе до значително подобряване на топлинната икономичност на котела и на ТЕЦ като цяло, както и до намаляване на вредните емисии на киловатчас произведена електроенергия. Проведеният в представеното изследване анализ показва, че може да се използва топлината на изходящи димни

газове, при което ще се намали влагосъдържанието на биогоривото за котела със средно 50%. Предварително подсушаване води до значително увеличаване на енергийната ефективност, като КПД на котела нараства от 86% на 93%, а разходът на гориво намалява с 10%.

- За утилизация на отпадната топлина от Варо-регенеративна пещ бе предложена схема за използване на отпадна топлина, чрез преобразуването и в електрическа енергия с Органичен цикъл на Ренкин. Бе изготвен математичен модел на ВРП с включен ОЦР. След направено проучване върху най – подходящите работни флуиди при дадените параметри на ДГ, бяха извършени изследвания с три различни флуида, като най – добри резултати се получиха при използването на R 123 с допълнително електропроизводство 420 kW за час.

Литература

1. Попов Д. Парни и газови турбини. Ифодизайн. 2010 г. София
2. Ю. Н. Непенин, ПРОИЗВОДСТВО СУЛФИТНОЙ ЦЕЛЛЮЛОЗЫ, Лесная промышленность Москва 1990
3. McCoy G. Improving Energy Efficiency through Biomass Drying. International District Energy Association Woody Biomass CHP & District Energy Workshop Seattle, Washington, June 11, 2014
4. Vainio E. , T. LAURÉN, N. DEMARTINI, A. BRINK, M. HUPA. UNDERSTANDING LOW-TEMPERATURE CORROSION IN RECOVERY BOILERS: RISK OF SULPHURIC ACID DEW POINT CORROSION? Journal of Science & Technology for Forest Products and Processes: VOL.4, NO.6, 2014

маг. инж. Диляна Димитрова Колева, редовен докторант в ТУ-София, кат. „Топлоенергетика и ядрена енергетика”, Тел. 0882 270 253, E-mail: dilyana.koleva.ss@gmail.com

проф. д-р инж. Димитър Ангелов Попов, ТУ-София, кат. „Топлоенергетика и ядрена енергетика”, Тел. 02/9652303, E-mail: dpopov@tu-sofia.bg

Моделно изследване на преходните експлоатационни режими на серия от турбогенератори в система за криогенно съхранение на енергия

Димитър Попов, Костадин Фикийн, Борислав Станков

Системите за криогенно съхранение на енергия (КСЕ) най-често използват цикъл от Ренкинов тип за директно изпарение на втечен криогенен газ, чийто пари постъпват в серия от турбинни генератори на електроенергия, която се възстановява обратно в мрежата. Преходните режими на пускане или спиране на последователно свързаните турбогенератори са от съществено значение за тяхното надеждно и дългосрочно функциониране. Настоящото изследване представя резултатите от симулирането на преходните експлоатационни режими на турбинна поредица за КСЕ. По-конкретно са анализирани и сравнени две технологии за пускане и спиране – с постоянно и „пълзящо налягане“ на работното вещество. Получените резултати дават основание да се препоръча технологията с „пълзящо налягане“, която в по-голяма степен щади оборудването при често спиране и пускане на турбините.

Ключови думи: криогенно съхранение на енергия, турбогенератор, турбинна поредица, преходен режим, надеждност

Model-based study of transient operation modes of a series of turbogenerators in a cryogenic energy storage system

Dimitry Popov, Kostadin Fikiin, Borislav Stankov

Common Cryogenic Energy Storage (CES) systems most often employ a Rankine-like cycle to boil directly a liquefied cryogen whose vapours enter a series of turbine generators of power which is recovered back to the electrical grid. The transient modes of running on/off consecutively connected turbogenerators are of substantial importance for their robust and troubleproof performance in the long term. The present study features, therefore, the simulation outcomes for the transient operation modes of a CES turbine series. More specifically, two technologies for switching on/off have been analysed and compared – under a constant and a “sliding” pressure of the working substance. The results obtained imply that the sliding pressure technology could be recommended, because it spares the equipment to a greater extent at frequent turbine interruptions and reactivations.

Keywords: cryogenic energy storage, turbogenerator, turbine series, transient mode, reliability

Въведение

Както е известно, всички електрогенериращи мощности в рамките на дадена електроенергийна система следва да са в синхрон с потребителите на ел. енергия. Поради специфичната физическа природа на електрическия ток, той се консумира практически мигновено в момента на неговото производство. Освен това, консумацията на ел. енергия, респективно натоварването на електроенергийната система, варира значително както в продължение на денонощието, така и през седмицата, и е различна за различните годишни сезони. Променливата консумация изисква променливо производство, т.е. електрогенериращите агрегати следва да работят с чести спираня и пускания или с намалена мощност. Такива експлоатационни режими влошават рентабилността на електроцентралите, увеличавайки разхода на гориво и ремонтните разходи. Ситуацията с дисбаланса между производство и

потребление се усложнява допълнително от все по-широко навлизащите възобновяеми енергийни източници, чието електропроизводство е силно променливо, заради зависимостта от метеорологичните условия. Потенциално решение на този проблем е временната акумулация на ел. енергия в периодите на свръхпроизводство и подаването ѝ към консуматорите в часовете с пиково потребление. Засега не съществуват рентабилни промишлени методи за съхранение на големи количества електроенергия, с изключение на помпено-акумулиращите водноелектрически централи.

Една от перспективните нови технологии, която е в процес на проучване и разработване, е криогенното съхранение на енергия (КСЕ), където се прилага втечняване на атмосферен въздух или неговите компоненти посредством криогенен процес [1-3]. КСЕ консумира значително количество електроенергия, която може да бъде акумулирана. Този етап съвпада по време с периодите на свръхпроизводство на ел. енергия в системата. Втечненият въздух се съхранява в криогенни съдове и в часовете с голямо потребление се затопля и кипи при високо налягане. За целта могат да се използват различни източници на топлина – регенерирана топлина от процеса на втечняване, топлина от околната среда или друг промишлен процес. Въздухът в газообразно състояние (с високи температура и налягане) задвижва турбогенератори за производство на ел. енергия. По такъв начин, акумулираната при втечняването енергия се възвръща обратно в енергийната система.



Фиг. 1. Синергична експлоатация на система за КСЕ и промишлен хладилник [2, 3].

Ефективността на технологиите за съхраняване на ел. енергия се измерва чрез съотношението между вложената и получена обратно енергия след съхранението (*round-trip efficiency*). Системите за КСЕ засега имат ниска ефективност, но този недостатък би могъл да се компенсира частично чрез използване на ВЕИ за втечняване на криогенния газ, както и чрез директно приложение на освободения при кипенето студ в големи консуматори, каквито са промишлените хладилници [2]. Нископотенциалната топлина, отнета от хладилните помещения, се използва за подгряване на въздуха преди разширението му в турбогенераторите. По този начин процесът на електропроизводство се трансформира в комбинирано електро и студо-производство (Фиг. 1), с което значително се подобрява ефективността на КСЕ.

Системите за КСЕ обикновено прилагат поредица от последователно свързани турбогенератори за производство на електричество, подложени на чести пускания и спираня. Въз основа на анализ на релевантните преходни процеси, настоящата разработка цели да предложи рационални режими за пускане и спиране на турбините на изграждаща се КСЕ система в рамките на европроекта CryoHub [2, 3].

Изследване на преходните режими на електрогенериращата система

Гореописаната система за КСЕ е предназначена да изравнява денонощната неравномерност на ел. потреблението. Това налага ежедневно пускане и спиране на основните съоръжения. Режимите на спиране и пускане, известни още като преходни режими, се характеризират със съществено изменение на параметрите на работното вещество – налягане и температура. Повишаването на налягането създава механични напрежения в метала на съоръженията, а изменението на температурата предизвиква появата на термични напрежения. Честата промяна на термо-механичното състояние е нежелателна, най-малко поради следните две съображения:

- В определени участъци или елементи може да се получи наслагване на механичните с термичните напрежения, при което сумарното напрежение да се доближи по стойност или да премине границата на допустимите напрежения за съответния метал. С това може да се застраши механичната цялост на оборудването.
- В процеса на повтарящите се променливи натоварвания се стига до натрупване на структурни повреди в метала, явление известно още като умора на метала, при което неговата якост прогресивно намалява.

Работата с чести пускания и спираня съкращава експлоатационния ресурс на съоръженията и повишава разходите за ремонт и поддръжка. Това налага изследване на преходните режими, с оглед минимизация на щетите, предизвикани от тяхното често прилагане. Настоящото изследване разглежда преходните режими на електрогенериращата част на система за КСЕ, интегрирана с промишлен хладилник. Обект на изследването е пилотната демонстрационна инсталация, изградена в рамките на европейския проект CryoHub [2, 3]. Експлоатационните условия включват следното:

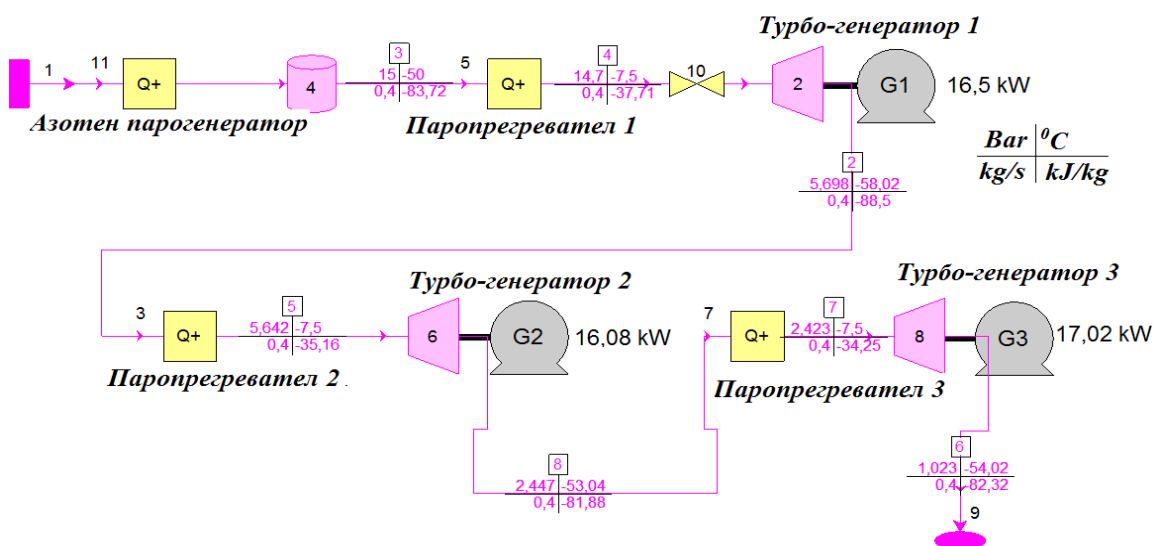
- Работното вещество е азот, който първоначално е в течно състояние с налягане 7.5 Bar и температура $-172.7\text{ }^{\circ}\text{C}$.
- От резервоара, в който се съхранява, течният азот се подава с помощта на бутална помпа към азотен парогенератор, където се изпарява и частично се прегрява. При номинален режим на работа, параметрите на произведените азотни пари са: налягане 14.85 Bar и температура $-50\text{ }^{\circ}\text{C}$.
- След парогенератора, газообразният азот се разширява до атмосферно налягане в три последователни турбини, пред всяка от които има разположен паропрегревател.

Във всеки от паропрегревателите работното вещество се затопля до $-7.5\text{ }^{\circ}\text{C}$. Студоносителят, използван за охлаждане на помещенията в промишления хладилник, доставя необходимата топлина за това затопляне. След преминаването си през паропрегревателите, студоносителят се охлажда до около $-50\text{ }^{\circ}\text{C}$ и се насочва към хладилника за поддържане на неговия температурен режим. Параметрите на студоносителя, подаван към паропрегревателите, може да се контролират така, че да се поддържа постоянна номинална температура на азота от $-7.5\text{ }^{\circ}\text{C}$.

- Дебитът на флуидите, използвани за изпаряване и прегряване на азота, може да се контролира чрез подходящи регулиращи клапани, а температурата им се поддържа постоянна.

Инсталацията осъществява термодинамичен цикъл на Ренкин с нетипично работното вещество каквото е азота. При цикълът на Ренкин високото налягане се поддържа с помпа, а не с компресор, както е в цикъла на Брайтън при газотурбинните агрегати. В този смисъл работния процес на изследваната система се доближава до този, осъществяван в класическите паротурбинни агрегати.

При пускането и спирането на парните турбини обикновено се прилагат две утвърдили се във времето технологии. При първата, налягането на работното вещество след парогенератора (т.е. пред турбината) се поддържа постоянно. Увеличаването или намаляването на дебита на парата се извършва посредством регулиращ клапан. При втората технология, клапанът пред турбината е напълно отворен, а дебитът на работно вещество се увеличава или намалява чрез увеличаване или намаляване на налягането на парата. От своя страна, налягането се контролира чрез промяна на топлинния поток, подаван в парогенератора. При повече подадена топлина, парогенераторът произвежда повече пара и налягането се повишава, което води до повишаване на дебита на парата през турбината (и обратно). Промяната на дебита води до промяна на въртящия механичен момент, респ. мощност на турбината. Тъй като втората техно-логия работи с честа промяна на налягането на парата, методът е популярен с наименованието „пълзящо“ налягане. И двете технологии имат своите предимства и недостатъци. В ТЕЦ, работещи често в преходни режими, се използва преимуществено „пълзящо налягане“. Типичен пример са газотурбинните централи с комбиниран цикъл.



Фиг. 2. Изчислителна схема в Thermoflex на серия от турбинни електрогенератори като част от система за КСЕ

Преходните режими на инсталацията – обект на настоящото изследване – са анализирани с помощта на специално изграден модел, използващ специализирания софтуер Thermoflex [4], който се прилага масово за симулационно моделиране на нови технологии в ТЕЦ. Фиг. 2 представя изчислителната схема на електрогенериращата част на система за КСЕ, състояща се от три последователно разположени турбогенератора с работно вещество азот.

Параметрите, показани на схемата пред и след всеки турбогенератор (налягане в Bar, температура в °C и дебит в kg/s), са резултати от пресмятането при номинален (проектен) режим на работа. Те съвпадат с голяма точност със стойностите на същите параметри, заложили при проектирането на опитната инсталация и пресмятани с други методи и средства.

Таблица 1
Изменение на параметрите на G1 при пускане с постоянно налягане.

	Пускане							
	Развъртане на ротора				Натоварване на турбината			
Дебит, kg/s	0,0	0,0	0,0	0,0	0,1	0,2	0,3	0,4
	2	3	4	5	0	0	0	0
Мощност, kW	0	0	0	0	2,1	7,6	12,	18,
					1	2	90	20
Налягане вход, Bar	14,	14,	14,	14,	14,	14,	14,	14,
	7	7	7	7	7	7	7	7
Температура вход, °C	-7,5	-	-	-	-	-	-	-
		7,5	7,5	7,5	7,5	7,5	7,5	7,5
Налягане изход, Bar	1,0	1,1	1,1	1,2	1,7	2,9	4,3	5,7
	81	25	85	57	5	9	3	0
Температура изход, °C	-	-	-	-	-	-	-	-
	18,38	25,72	32,4	37,79	51,23	57,01	57,96	58,02

Посредством съставения модел бяха симулирани два режима на пускане: с постоянно и с „пълзящо“ налягане на работното вещество след парогенератора (респ. пред турбогенератор G1). При първия режим, дебитът на азота се изменя с постепенно отваряне на регулиращ клапан, разположен на тръбопровода пред турбината (елемент 10 на Фиг. 2). В Табл. 1 са показани резултати от пресмятането на инсталацията при увеличаващ се дебит на работното вещество, които характеризират работата на G1.

При увеличаване на дебита от 0.02 kg/s до 0.05 kg/s протича първият етап от пускането на агрегата – развъртане на ротора на турбината. При по-натъшното увеличаване на дебита до 0.40 kg/s, G1 се натоварва постепенно до достигане на номинална мощност.

При втория изследван режим, регулиращият клапан е напълно отворен. Дебитът на азота се увеличава чрез постепенно увеличаване на налягането пред G1. Табл. 2 показва резултати от пресмятането на инсталацията при пускане с пълзящо налягане, характеризиращи работата на G1. Резултатите за турбогенератори G2 и G3 са почти идентични.

Таблица 2

Изменение на параметрите на G1 при пускане с „пълзящо“ налягане.

	Пускане							
	Развъртане на ротора				Натоварване на турбината			
Дебит, kg/s	0,0	0,0	0,0	0,0	0,1	0,2	0,3	0,4
	2	3	4	5	0	0	0	0
Мощност, kW	0	0	0	0	2,1	7,7	13,00	18,20
Налягане вход, Bar	1,4	1,5	1,8	2,1	3,8	7,4	11,06	14,07
Температура вход, °C	–	–	–	–	–	–	–	–
	7,5	7,5	7,5	7,5	7,5	7,5	7,5	7,5
Налягане изход, Bar	1,0	1,1	1,1	1,2	1,7	2,9	4,3	5,7
Температура изход, °C	81	25	85	57	5	9	3	0
	–	–	–	–	–	–	–	–
	14,1	22,52	29,4	34,95	48,97	55,56	57,27	58,02

Резултатите показват, че при пускане с „пълзящо“ налягане, парогенераторът, паропрегре-вателите пред всеки един от серията турбогенератори, както и свързващите ги тръбопроводи и арматура, са подложени на значително по-ниско налягане, а падът на налягането между входа и изхода на G1-G2-G3 съществено се редуцира, в сравнение с пускането при постоянно налягане. Макар и не толкова силно изразено, температурните разлики между входа и изхода на G1-G2-G3 и резултантните термични напрежения при пускане с „пълзящо“ налягане аналогично са по-малки, отколкото при пускане с постоянно налягане.

Изводи

Извършено е моделно изследване на преходните режими на серия от турбогенератори като част от система за КСЕ, интегрирана с промишлен хладилник. Сравнени и анализирани са две технологии за пускане на инсталацията – с постоянно и с „пълзящо налягане“ на работното вещество. Получените резултати дават основание да се препоръча технологията с „пълзящо налягане“ като максимално „щадяща“ оборудването при планираното често спиране и пускане на пилотния демонстрационен прототип, разработван по проекта CryoHub [2, 3].

Благодарности

Проектът CryoHub се финансира по Програмата на Европейския съюз за изследвания и иновации „Хоризонт 2020“, съгласно Споразумение за грант № 691761.

Литература

1. Morgan, R., Nemes, S., Gibson, E., Brett, G. An analysis of a large-scale liquid air energy storage system. *Proceedings of the Institution of Civil Engineers – Energy*. May 2015, Vol. 168, No. 2, pp. 135-144
2. Fikiin, K., Stankov, B., Evans, J., Maidment G., Foster, A., Brown, T., Radcliffe, J., Youbi-Idrissi, M., Alford, A., Varga, L., Alvarez, G., Ivanov, I. Evg., Bond, C., Colombo, I., Garcia-Naveda, G., Ivanov, I., Hattori, K., Umeki, D., Bojkov, Ts., Kaloyanov, N. (2017). Refrigerated warehouses as intelligent hubs to integrate renewable energy in industrial food refrigeration and to enhance power grid sustainability. *Trends in Food Science & Technology*, Vol. 60, pp. 96-103 [Online]. <http://dx.doi.org/10.1016/j.tifs.2016.11.011>

3. Фикийн, К., Станков, Б. Криогенно съхранение на енергия за възобновяем изкуствен студ и електрозахранване, *Сборник с доклади от XXII Научна Конференция ЕМФ-2017*, 2017, том I, стр. 167-174.
4. Griffin, P., Huschka, K., Morin, G. Software for Design, Simulation and Cost Estimation of Solar Thermal Power and Heat Cycles. In *Proceedings of the SolarPACES 2009 Conference*, 2009, Berlin, Germany [Online]
<http://www.thermoflow.com/images/SolarPACES2009%20Thermoflow.pdf>

проф. д-р инж. Димитър Попов, Технически университет – София, Катедра ТЯЕ, 02/965 23 03, dpopov@tu-sofia.bg

н.с. I ст. инж. Костадин Фикийн, Катедра ТХТ/НИС, Технически университет – София, ръков. проект, k.fikiin@tu-sofia.bg

гл. ас. д-р Борислав Станков, Технически университет – София, Катедра ТХТ, bstankov@tu-sofia.bg

Повишаване на ефективността на ТЕЦ чрез използване на термопомпена инсталация

Иван Геновски, Калоян Христов

Термичните централи за комбинирано производство на топлинна и електрическа енергия са източник на топлина в системите за топлоснабдяване. Когенерацията дава възможност за спестяване на енергийни ресурси в сравнение с разделния метод на производство. Една от възможностите да се повиши ефективността на инсталациите за комбинирано производство използване на термопомпени инсталации. В настоящия доклад се изследва съвместната работа на паротурбинна инсталация за комбинирано производство с термопомпена инсталация, която използва топлината от връщащата мрежова вода.

Ключови думи: енергийна ефективност, инсталация за комбинирано производство, термопомпени инсталации.

Increasing the energy efficiency of cogeneration power plants using heat pump

Ivan Genovski, Kaloyan Hristov

The combined and power installation are the heat source in centralized heat supply systems. Cogeneration allows energy saving compared to separate production method. Increasing energy efficiency from cogeneration power plants can be increased by using a low-potential heat source. One of the possibilities to increase the efficiency of combined and power installations using heat pumps. In the present paper being investigated, joint work on cogeneration steam turbine by heat pump using heat of the reverse water from heat supply system.

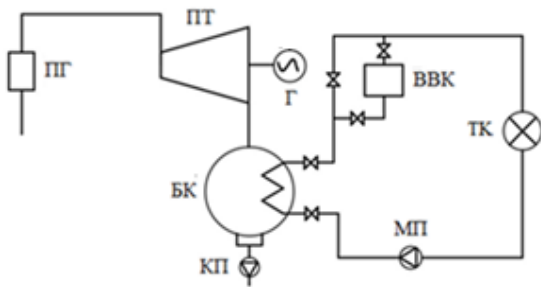
Keywords: energy efficiency, combined heat and power, heat pump installation.

Въведение

Топлоелектрическите централи (ТЕЦ) са предназначени за комбинирано производство на топлинна и електрическа енергия. При тях топлината на парата се използва първоначално за производство на електрическа енергия, а след това задоволява топлинните товари на консуматорите – битови или промишлени. Комбинираното производство на топлинна и електрическа енергия в топлоелектрическите централи (ТЕЦ) е рационален начин за ефективно използване на първичните енергийни ресурси, който позволява икономия на гориво в сравнение с разделното производство [3].

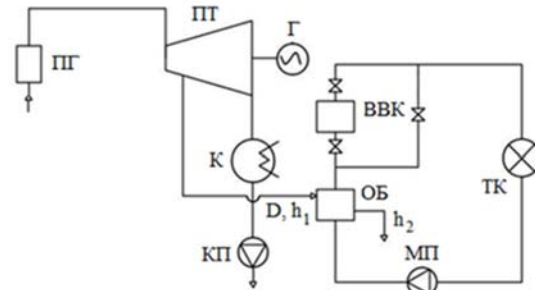
Парните турбини, които се използват в ТЕЦ, са противоналегателни или с регулируеми пароотнемания.

На фиг.1 е представена паротурбинна инсталация с регулируеми пароотнемания. При този вид инсталации топлинната енергия за топлинните консуматори (ТК) се отпуска чрез подгръването на мрежова вода в бойлерна уредба (БУ) чрез пара отпусната от регулируемото пароотнемане на паротурбинната инсталация.



Фиг.1. Подгряване на мрежовата вода с пара от регулируемо пароотнемане на турбината и върхов водогреен котел

ПГ-парогенератор; ПТ-парна турбина; Г-генератор; БК-бойлер-кондензатор; КП-кондензна помпа; ТК- топлинен консуматор; МП-мрежова помпа; ВВК-върхов водогреен котел; К-кондензатор.



Фиг.2. Подгряване на мрежовата вода с пара от противоналегателна турбина и върхов водогреен котел

При паротурбинните инсталации с регулируеми пароотнемания електрическата енергия, която е получена чрез пара отведена от регулируемото пароотнемане се счита за произведена по комбиниран метод (получена в резултат външно топлинно потребление), а електрическата енергия получена в чрез постъпване на парата в кондензатора на турбината се счита за получена по кондензационен метод. Електрическият кпд ($\eta_{ел}$) при този вид инсталации е от 56 % до 72 %. Той се увеличава чрез нарастване на дяла на електрическа енергия на базата външно топлинно потребление.

При противоналегателните инсталации електрическата енергия се произвежда само по комбиниран метод. При тях топлинната енергия за потребителите се отпуска чрез подгряване на мрежовата вода в бойлер-кондензатор (БК) с пара след последното стъпало на парната турбина.

Тези инсталации произвеждат електрическа енергия изцяло по комбиниран метод, което ги прави по-ефективни от инсталациите с регулируеми пароотнемания. Липсата на производство на електрическа енергия по кондензационен метод е предпоставка за висок кпд за производството на електрическа енергия, който може да се увеличи над 80 %.

Ефективността на работа на инсталациите за комбинирано производство се оценява чрез показатели за енергийна ефективност, като основен е специфичният разход на условно гориво [4].

Специфичният разход на условно гориво на инсталацията за комбинирано производство има две компоненти – за производство на електрическа енергия $b_{ел}^T$, kg/kWh и за производство на топлинна енергия - b_T^T , kg/kWh.

В България се прилага физическият метод за разпределяне на вложеното гориво в инсталацията за комбинирано производство. Съгласно него специфичният разход на условно гориво за производството на електрическа енергия се определя от:

$$b_{ел}^T = \frac{0,123}{\eta_{ПГ} \cdot \eta_{П} \cdot \eta_{ел}} \quad (1)$$

където:

$\eta_{ПГ}$ е кпд на парогенератора;

$\eta_{П}$ – кпд на паропроводите на инсталацията за комбинирано производство.

Специфичният разход на условно гориво за производството на топлинна енергия b_T^T , kg/kWh се определя по формулата:

$$b_T^T = \frac{0,123}{\eta_{\text{пр}} \cdot \eta_{\text{п}} \cdot \eta_{\text{БУ}}} \quad (2)$$

където:

$\eta_{\text{БУ}}$ е КПД на бойлерната уредба.

Върховият топлинен товар на системата за топлоснабдяване се осигурява основно чрез водогрейни котли (ВВК). Специфичният разход на условно гориво за производството на топлинна енергия от водогрейния котел ($b_T^{\text{ВВК}}$) зависи от неговия КПД ($\eta_{\text{ВВК}}$) и се определя от:

$$b_T^{\text{ВВК}} = \frac{0,123}{\eta_{\text{ВВК}}} \quad (3)$$

При изгаряне в парогенератора и водогрейния котел на един и същ вид гориво, специфичният разход на условно гориво за отпускането на топлина от инсталацията за комбинирано производство е съизмерим със специфичния разход на върховия водогреен котел.

Повишаване на ефективността на работа на инсталациите за комбинирано производство

Една от възможностите да се подобри топлинната икономичност на топлоелектрическа централа за комбинирано производство е върховият топлинен товар на топлоснабдителната система да се осигурява чрез термопомпена инсталация, която използва топлината от ниско потенциален източник [5]. В посоченото изследване са представени две схеми на съвместна работа на термопомпена инсталация с паротурбинна инсталация за комбинирано производство. В едната схема се разглежда възможността за включването на термопомпата към контура на охлаждащата вода на кондензатора на паротурбинната инсталация. За целта изпарителят на термопомпата се инсталира на линията на охлаждащата вода след кондензатора. Топлината, която се отнема в изпарителя, се използва за подгриване на водата за топлоснабдителната система. Прилагането на тази схема води до намаляване на изхвърлената топлина в околната среда, което подобрява ефективността на ПТИ. Недостатък на схемата е, че при прилагането ѝ не се увеличава производството на електрическа енергия на базата на топлинно потребление.

При другата схема изпарителят на термопомпата се включва на линията на обратната топлинна магистрала, а нейният кондензатор на подаващата топлинна магистрала след мрежовите подгреватели, ако инсталацията за отпускане на топлинна енергия е с регулируеми параотнемания или след бойлер-кондензатора при противоналегателна паротурбинна инсталация. Това решение дава възможност да се намали температурата на мрежовата вода преди паротурбинната инсталация, което води до допълнително производство на електрическа енергия на базата на топлинно потребление, поради използването на пара с по-ниско налягане в регулируемите параотнемания или бойлер-кондензатора за осигуряване на топлинния товар на топлоснабдителната система.

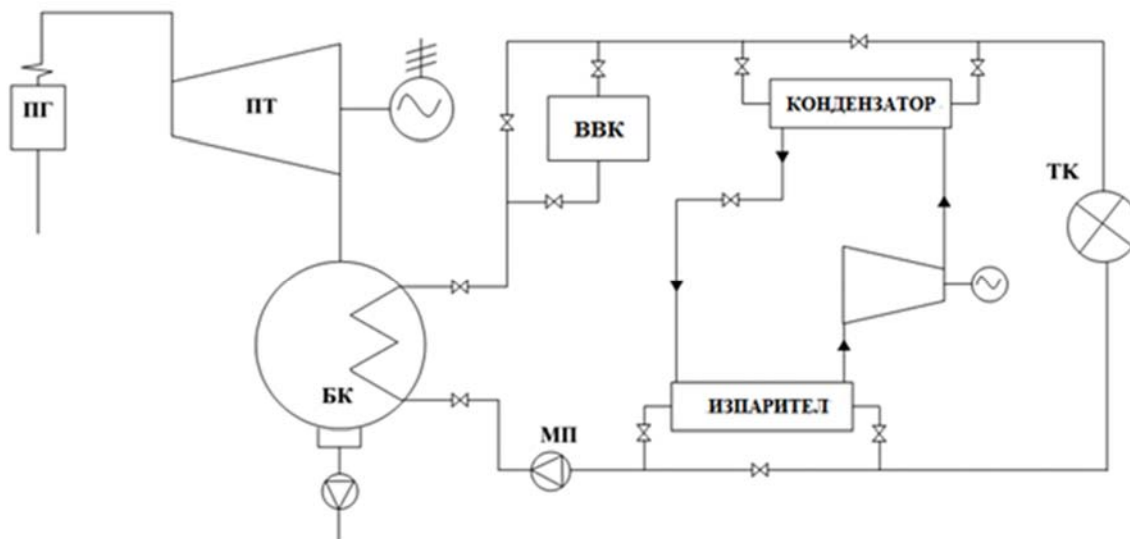
Температурата на обратната мрежова вода оказва влияние върху ефективността на работа на паротурбинната инсталация [3], тъй като тя влияе върху производството на електрическа енергия на базата на топлинно потребление.

В настоящия доклад се изследва съвместната работа на паротурбинна инсталация за комбинирано производство и термопомпена инсталация (ТПИ) за покриване на върховия топлинен товар на топлоснабдителната система. Ниско потенциален източник на топлина за ТПИ е обратната мрежова вода от топлопреносната мрежа.

Съвместна работа на инсталация за комбинирано производство и ТПИ

Термопомпената инсталация може да пренася топлина от нискотемпературен източник към среда с по-висока температура като се влага допълнителна работа. Нейната ефективност зависи от температурата на двете среди и тяхната разлика.

На фиг.3 е представена принципна схема на ТЕЦ с противоналегателна турбина, в която е инсталирана термопомпена инсталация и върхов водогреен котел. Термопомпената инсталация се включва в работа след достигане на максималното натоварване на бойлер-кондензатора на ПТИ. Натоварването на термопомпената инсталация нараства и след достигане на максималната си мощност, ако топлинният товар на потребителите продължи да расте, в работа се включва и върховият водогреен котел.



Фиг.3. Съвместна работа на противоналегателна паротурбинна инсталация и ТПИ

В режими на натоварване на централата, когато в работа се включва ТПИ, обратната мрежова вода се подава в изпарителя на термопомпената инсталация, където отдава част от топлината си на хладилния агент, охлажда се, след което постъпва в бойлер-кондензатора, където се подгръва с пара от турбината. Поради включването на термопомпената инсталация преди бойлер-кондензатора температурата на обратната мрежовата вода се понижава, което увеличава производството на електрическа енергия от паротурбинната инсталация на базата на външно топлинно потребление. Това повишава топлинната икономичност на централата [5].

Температурата на обратната мрежова вода е променлива през годината и зависи от климатичните условия. С понижаване на външната температура тя плавно се повишава. Средногодишната ѝ стойност се колебае в интервала 48 до 60 °С. Сравнително високите стойности на температурите са предпоставка за работа на термопомпената инсталация с висок коефициент на преобразуване.

Получената топлина от изпарителя на ТПИ се пренася към кондензатора от хладилния агент чрез съгъстяване в компресора като се влага електрическа енергия.

Основна величина, която характеризира работата на ТПИ, е коефициентът на преобразуване на енергията или COP (Coefficient of performance) [2], който се определя от:

$$\text{COP} = \frac{Q_k}{N_{\text{ТПИ}}} = \frac{Q_o + N_{\text{ТПИ}}}{N_{\text{ТПИ}}} = \frac{T_k}{T_k - T_i} \eta_{\text{ТПИ}} \quad (4)$$

където:

Q_k е топлинната мощност на кондензатора на термомопената инсталация, MW;

Q_o – топлинната мощност на изпарителя на термомопената инсталация MW;

$N_{ТПИ}$ - електрическата мощност, която се използва от компресора на термомопената инсталация, MW;

$T_{и}$ – абсолютна температура на хладилния агент в изпарителя на ТПИ, K;

T_k – абсолютна температура на хладилния агент в кондензатора на ТПИ, K;

$\eta_{ТПИ}$ – кпд на ТПИ.

Специфичният разход на условно гориво за производството на топлинна енергия от термомопената инсталация ($b_{ТПИ}^T$, kg/kWh) се определя от [5]:

$$b_{ТПИ}^T = \frac{0,123}{\eta_{ел}^П \cdot COP \cdot (1 - \varphi_{сн}) \eta_{ем}} \quad (5)$$

където:

$\eta_{ел}^П$ е среден кпд за производство на електрическа енергия от централите;

$\eta_{ем}$ – кпд на електропреносната мрежа;

$\varphi_{сн}$ – коефициент, отчитащ собствените нужди при производството на електрическа енергия.

Числен пример

Разглежда се съвместната работата на противоналегателна паротурбинна инсталация ПР-66-130, термомопена инсталация с топлинна мощност 10 MW и ВВК. Максималният топлинен товар, който ПТИ отпуска през бойлер-кондензатора, е 130 MW.

Разглежда се режим, при който обратната мрежова вода на топлоснабдителната система постъпва за подгриване в бойлер-кондензатора с температура 50 °С. Подгриването на мрежовата вода в бойлер-кондензатора е 50 °С. Изследвайки работата на ПТИ с разработения симулационен модел [3] са получени резултатите, дадени в таблица 1. След пресмятанятия със симулационния модел на паротурбинната инсталация специфичният разход на условно гориво за производство на топлинна енергия от ПТИ е получен 0,141 kg/kWh.

Табл.1 Резултати от пресмятането

N, MW	$b_{Т}^{ел}$, kg/kWh	$b_{Т}^T$, kg/kWh
57,494	0,155	0,141

Ако след достигане на максималното топлинно натоварване на бойлер-кондензатора при увеличаващ се топлинен товар на топлоснабдителната система, се включи водогрейният котел, електрическата мощност на ПТИ не се променя, а се увеличава само топлинната енергия, който централата отпуска. Специфичният разход на условно гориво за производство на топлинна енергия от водогрейния котел е 0,137 kg/kWh съгласно референтните стойности за разделно производство на топлинна енергия [1].

Вместо водогрейния котел в работа може да се включи термомопената инсталация при следните допускания - температура на хладилния агент в изпарителя на термомопената инсталация 45 °С, температура на хладилния агент в кондензатора 105 °С и коефициент на полезно действие на ТПИ $\eta_{ТПИ}$ – 60 % [2]. В резултат на работата на термомопента

температурата на мрежовата вода пред бойлер-кондензатора се понижава с 2,8 °С и с температура 47,2 °С постъпва в него, където тя се подгръва до 97,20 °С. В кондензатора на термopомпената инсталация мрежовата вода се подгръва с 3,8 °С. В системата за топлоснабдяване водата постъпва с температура 101 °С.

След изследване на работата на паротурбинната инсталация със симулационния ѝ модел се получава нарастване на електрическата ѝ мощност с 1,040 MW. Тази мощност представлява 39,3 % от необходимата за задвижване на термopомпата.

В таблица 2 са представени резултатите от изследването на съвместната работа на инсталацията за комбинирано производство и термopомпената инсталация. Величините, които са дадени в таблицата, са:

- електрическа мощност на инсталацията за комбинирано производство – N , MW;
- топлинно натоварване на кондензатора на ТПИ – Q_0 , MW;
- електрическа мощност за задвижване на ТПИ – $N_{\text{тпи}}$, MW;
- коефициентът на преобразуване на енергията на ТПИ – COP.

Табл.2 Резултати от пресмятането

N, MW	Q_0 , MW	$N_{\text{тпи}}$, MW	COP
58,534	7,354	2,646	3,78

В таблица 3 са представени резултатите от сравнението на разглежданите варианти за покриване на върховия топлинен товар (с ТПИ или с ВВК). Посочените величини са:

- електрическа мощност на ПТИ – N , MW;
- специфичен разход на условно гориво за производство на електрическа енергия от ПТИ – $b_T^{\text{ел}}$, kg/kWh;
- специфичен разход на условно гориво за производство на топлинна енергия от ПТИ – b_T^T , kg/kWh;
- специфичен разход на условно гориво за производство на топлинна енергия от ВВК и ТПИ – $b_{\text{ВИ}}^T$, kg/kWh.

Специфичният разход на условно гориво за производството на топлинна енергия от термopомпената инсталация е определен при среден КПД на електропроизводство на централи в енергийната система 34 %, собствени нужди за електропроизводство 4 % и КПД на електропреносната мрежа 96 %.

Табл.3 Резултати от сравняваните варианти

	N, MW	$b_T^{\text{ел}}$, kg/kWh	b_T^T , kg/kWh	$b_{\text{ВИ}}^T$, kg/kWh
ПР-66-130 + ВВК	57,494	0,155	0,141	0,137
ПР-66-130 + ТПИ	58,534	0,155	0,141	0,109

Вижда се, че при съвместната работа на противоналегателната турбина с термopомпената инсталация, върховият топлинен товар се отпуска с по-нисък специфичен разход на условно гориво в сравнение с варианта, при който той се осигурява от водогрееен котел. Икономията на условно гориво, която се постига при използване на термopомпената инсталация, е 280 kg за 1 час.

Заклучение

В настоящия доклад е извършено изследване на съвместната работа на противоналегателна паротурбинна инсталация с термопомпена инсталация в качеството си на върхов източник на топлина.

При включване в работа на термопомпената инсталация температурата на мрежовата вода на входа на бойлер-кондензатора се понижава. Това увеличава производството на електрическа енергия от ПТИ на базата топлинно потребление, което подобрява ефективността на инсталацията за комбинирано производство.

Специфичният разход на условно гориво за производство на топлинна енергия от ТПИ е по-нисък от този на водогрейния котел, което е предпоставка за реализиране на икономия на гориво.

Икономията на гориво при съвместната работа на ПТИ и термопомпената инсталация расте с увеличаване на коефициента на трансформация.

При съвместната работа на паротурбинната инсталация и термопомпената инсталация в топлоснабдителната система се генерира допълнително количество топлинна енергия, което разширява възможностите на централата да отпуска топлина на потребителите. Върховият водогрееен котел може да се включва в работа след изчерпване на възможностите на ТПИ при растящ топлинен товар на потребителите.

Литература

1. Директива 2012/27/ЕС на Европейския Парламент и на Съвета, „относно енергийната ефективност, за изменение на директиви 2009/125/ЕО и 2010/30/ЕС и за отмяна на директиви 2004/8/ЕО и 2006/32/ЕО“ от 25 октомври 2012 година
2. Гашо Е.Г., С. Козлов, В. Пузаков, „Тепловые насосы в современной промышленности и коммунальной инфраструктуре“, Информационно – методическое издание, Издательство Перо, Москва 2017
3. Геновски Ив. К. Христов, „Влияние на температурата на обратната мрежова вода върху комбинираното производство от паротурбинни инсталации“, XVII Научна конференция с международно участие ЕМФ 2012, Созопол 2012
4. Киселев Г., „Варианты расчета удельных показателей эффективности работы ТЭЦ“, МЭИ, Москва 2003
5. Шарапов В., М Орлов „Технологии обеспечения пиковой нагрузки систем теплоснабжения“, Новости теплоснабжения, Москва 2006

Автори

доц. д-р инж. Иван Кирилов Геновски, Технически Университет – София, катедра Топлоенергетика и ядрена енергетика, тел. 02/9652247, genovski@tu-sofia.bg
д-р инж. Калоян Христов Христов, тел. 0893690182, korzy@abv.bg.

Analysis of technologies for cleaning smoke gases from thermal power plants from sulfur oxides

Glazyrin S.A, Musabekov R.A., Zlatov N.B, Aidymbayeva Zh.A.

The article presents data on the analysis results of existing technologies for cleaning flue gas from thermal power plants from sulfur oxides. Sulfur oxides generated from the combustion of solid fuels in thermal power plants and emitted into the atmosphere are the basis of the so-called "acid" rains on the planet Earth, and cause great harm to the environment.

Key words: thermal power stations, sulfur oxides, flue gases, cleaning technologies.

With the increase in production and use of organic fuel, the amount of flue gases and harmful substances that are emitted increases. When burning 1 kg of fuel to the atmosphere, an average of about 8 to 10 m³ of flue gases are selected, which include such harmful impurities as sulfur components (sulfur di- and trioxides), nitrogen oxides, carbon dioxide, etc. In Republic of Kazakhstan the greatest amount of pollution enters the atmosphere from heat and power plants and ferrous metallurgy enterprises (in sum more than 50% of total emissions). Energy accounts for 25% of all consumed energy resources, 75% is used for industrial and domestic heat, transport, metallurgical and chemical processes.

The impact of thermal power plants on the environment depends on the type of fuel burned. So, when burning solid fuel, a large amount of fly ash, unburned particles, sulfur and sulfuric anhydrides, nitrogen oxides, gaseous products of incomplete combustion of fuel, fluoride compounds enter the atmosphere and depending on the place of coal mining in gas and ash there is free arsenic, silica, calcium oxide, etc. [1].

At the heart of all existing methods of purification from sulfur oxides lies the chemical purification of flue gases. The cleaning technologies are divided into "wet", "dry" and combined.

At the heart of wet desulphurization methods is the chemisorption of SO₂ with alkaline solutions or aqueous suspensions containing compounds with base properties (limestone, lime, ammonia, dolomite, soda ash, sodium carbonate, alkaline wastewater) [2].

The second most common after wet desulphurization methods are wet-dry systems with spraying of sodium-containing or lime suspensions (spray dryers). Such desulfurization systems are equipped with about 20% of operating power plants in the world. According to this technology, to absorb flue gases from sulfur oxide, an absorbent is introduced into the hot gas stream, most often an aqueous slurry of lime. Lime binds SO₂. After evaporation of water dry products are formed - sulfite and calcium sulphate. The electrostatic or baghouse filter located behind the reactor catches the dry salts together with the fly ash present in the flue gases, and further absorption takes place on the large surface of the bag filter [3].

In addition to spray dryers, wet-fluid technologies using a fluidized bed reactor are also known (where hot flue gases enter the bottom of a special reactor with a fluidized bed of inert material, and a limestone aqueous emulsion for SO₂ binding is blown above the gas supply, side, into the fluidized bed) [23]. It is also proposed to combine ash collecting with desulfurization and to inject an aqueous slurry of lime before the electrostatic precipitator (E-SOx technology) [4].

The least costly desulphurization technology used today at pulverized coal-fired power plants is based on the introduction of a dry sorbent, most often limestone, directly into the furnace. At high temperatures, limestone is calcined, and the lime released during this process binds sulfur oxide formed during the combustion of coal. The greatest effect is provided by the addition of limestone to the circulating fluidized bed. This method of desulfurization has recently been actively introduced in power plants and is beginning to compete in the world market with wet-limestone systems [3].

Another method of dry desulfurization is based on the use of adsorbents linking sulfur oxide from flue gases at temperatures 100—400 ° C. As adsorbents high-silica zeolites, double oxides and hydroxides of metals (copper, iron, calcium, magnesium, aluminum), natural adsorbents containing iron and manganese, and also clays with alkaline properties are used. Most effective SO₂ binds a double oxide CuFe₂O₄ [5].

However, all of the above methods for trapping sulfur oxides are high-cost and metal-intensive, each sulfur removal unit is a mini-plant. Also, the use of these methods complicates and increases the cost of running a reagent farm.

At the same time, at each power plant a huge amount of different waste water with high salt content and alkaline pH value: regenerative and washing water of water treatment plants, purge waters of continuous and periodic blowing of boilers, waste waters of preserving solutions of heat power equipment that are of great interest for increasing the degree of oxide capture sulfur from flue gases at existing gas treatment plants.

Currently used ash collecting facilities with "wet" gas cleaning technologies allow to bind up to 10-12% of sulfur from the waste gases of boiler plants.

We conducted research into the feasibility of using waste water from a power plant in the gas purification scheme at Ekibastuz CHP in order to increase the degree of sulfur oxide capture.

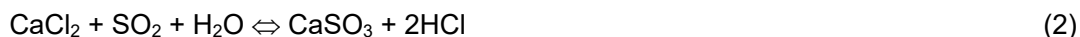
When using waste water containing a large amount of hardness salts (on average, up to 170 mEq / kg), chlorides (up to 14,000 mg / kg), sodium cations and a small amount of SO₄ anion sulfates (up to 24 mg / l), for trapping oxides sulfur, the following chemical reactions occur.

It is known that the adsorption of SO₂ by water can be represented by the following equilibrium



The final pH of the solution after absorption determines in which of the forms SO_{2 waters} - HSO₃⁻ - SO₃²⁻ will be absorbed SO₂.

The process of absorption of SO₂ by hard waters is represented by equations

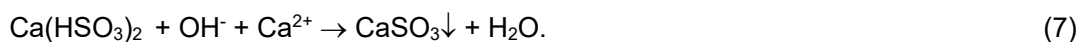


The formation of soluble bisulphites of calcium and magnesium occurs at an atomic ratio of Ca: Mg - 1: 2 and a pH range of 2 - 4, which makes it possible to realize the process of sulfur absorption in the liquid phase and avoid the formation of sparingly soluble deposits on the surfaces of the ash collecting devices. An increase in the degree of gas purification from SO₂ occurs with an increase in pH, but due to the fact that starting with a pH of 5, joint absorption takes place and carbon dioxide

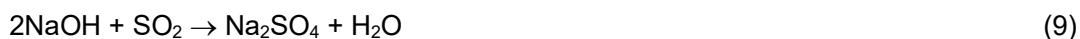


the content of which in flue gases is 2 orders of magnitude higher than the SO₂ content, the optimal pH should not be more than 7. Lowering the pH causes deterioration of absorption as a result of a shift of equilibrium to the left. Therefore, the recommended pH range of the absorbing solution is 5-7.

When the water that absorbed SO₂ is alkalinized, CaSO₃ and MgSO₃ are released into the solid phase



In addition, when using purging water, the following reactions occur



Any alkaline water increases the degree of trapping the sulfur components of the gas and can be used in scrubbers with wet ash collection. The efficiency of desulphurization depends on the alkalinity (the pH of the irrigating water) and the salt composition.

At thermal power plants operating drum-type boilers, purge water is included in the waste water composition, which has a highly alkaline medium. Adding a small amount of scavenging water to the waste regeneration water raises the pH of the irrigated water and, consequently, increases the degree of sulfur capture. At Ekibastuzskaya CHPP, studies were carried out on the dependence of the pH of the mixture on the amount of purge water (ml) supplied to industrial water (Table 1).

Table 1

Dependence of the pH of the mixture on the amount of purging water added, at a pH value of the purge water of 12.2

Volume of purge water in the mixture, ml	PH	Volume of purge water in the mixture, ml	PH	Volume of purge water in the mixture, ml	PH
0	7,7	9	8,91	18	9,27
1	8,2	10	8,96	19	9,3
2	8,3	11	9,0	20	9,35
3	8,4	12	9,06	21	9,37
4	8,46	13	9,1	22	9,39
5	8,57	14	9,15	23	9,44
6	8,68	15	9,18	24	9,47
7	8,73	16	9,23	25	9,48
8	8,83	17	9,25	26	9,51

Calculations show that when 8 boilers work, the average load at the station is 400 t / h of steam, hence the amount of scavenging water is 8 t / h, and the amount of flue gases is 500,000 m³ / h. To scrub the scrubber (0.15 kg / m³) and the venturi (0.15 kg / m³), a total of 0.3 kg / m³ of gas or 150 t / h of irrigation water is required. To increase the pH to 8.5, add 0.2% purge water or 0.3 t / h. The total amount of scavenging water is 8 t / h. And if you use a foam layer to spray the scrubber, the water flow is reduced to 0.1 kg / m³ per scrubber and a venturi or 100 tons of irrigation water.

To confirm the laboratory studies and calculations, pilot - industrial tests were carried out on the existing equipment, during which the efficiency of use of waste highly mineralized regeneration and washing waters of water preparation schemes was tested to increase the degree of trapping of ash and sulphurous constituents from the flue gases leaving.

The average analysis of wash-up water, which was fed to a wet scrubber, had a hardness of 85 meq / kg. When the TPP is operating at a capacity of 500 m / h for the first stage of sodium cation, the amount of waste water, when it is used again for the preparation of a regeneration solution using

flue gases, is 33 tons per 1 regeneration. Water after the loosening of sodium cationite filters can be reused as the initial one after settling it in a separate tank, and the sediment from the tank should be directed to a wet scrubber as irrigation water. The amount of such water at Ekibastuzskaya CHPP is about 70 m³ / h.

According to the VET of Ekibastuz CHP, the amount of blow-by water of boilers averages about 2.0%, which averages 7.9 tons per hour.

Conclusion

The use of waste water with high salt content in existing flue gas treatment plants allows to increase the efficiency of sulfur removal to 28%, the use of waste alkaline flushing water of boilers - up to 52%.

References:

- 1 Nikitin DP, Novikov Yu. V. Environment and people. M.: High School, 1986.
- 2 Yezhova NN, Vlasov AS, Delitsyn LM Modern methods of flue gas cleaning. The journal "Ecology of Industrial Production", 2006, pp. 50-57.
- 3 Nolan, PS, Desulphurization of flue gases at thermal power plants, Energetika. 1995. № 6. P. 15.
- 4 Ahmetshina N.R., Bepalova S.U. Modernization of electrostatic precipitators for the purpose of sulfur removal from smoke gases of steam generators // Modern techniques and technologies. Proceedings of the 5th. scientific-practical. conference of students, graduate students and young scientists. Tomsk, 1999: Sat. articles. - Tomsk: Izd-vo TPU. 1999. P. 73-74.
- 5 De Wit, Ellart Kostijin, Van Yperen Rence, Borsboon Johannes. Method for removing sulfur compounds from gas mixtures // Eur. Pat. Appl. EP 1, 116, 511. 2001.

Authors:

Glazyrin Sergey Aleksandrovich, Cand.Tech.Sci., PhD, associate professor of the department "Heat-power engineering" of the Eurasian National University named after LN. Gumilev. Mob.: +7 (701) 7272787, e-mail: glan-sergey@yandex.ru.

Musabekov Rasulbek Akylbekovich, Cand.Tech.Sci., Assistant professor, head of the department "Industrial Heat Power Engineering" of the Almaty University of Energy and Communications. Mob: +7 (701) 7268963, e-mail: musabekovra@gmail.com

Nikolay Bozhidarov Zlatov, professor of the Bulgarian Academy of Sciences. Mob.: +359886665663, e-mail: zlatovn@hotmail.com

Aidymbayeva Zhanar Abdishevna, doctoral student of specialty 6D071700 "Heat power engineering", Almaty University of Energy and Communications. Mob: +7 (707) 3154108, +7 (771) 4702825, e-mail: diararu@mail.ru.

Регулиране на показател - рН на добавъчната вода за топлопреносната мрежа на ТЕЦ "София"

Стоил Русев, Борислав Игнатов

В текущия доклад са разгледани практическите методи за влияние върху стойността на рН в топлоносителя, циркулиращ в топлопреносната мрежа, с цел намаляване на корозионни процеси.

Ключови думи: топлофикация; деаерация; алкализиране

Adjustment of indicator - pH of the supply water for the heat transmission network of TPP "Sofia"

Stoil Rusev, Borislav Ignatov

The current report examines the practical methods of influencing the value of the pH in the heat carrier circulating in the heat transmission network in order to reduce corrosion processes.

Keywords: district heating; deaeration; alkalizing

Основен проблем при експлоатацията на топлопреносната мрежа е поддържането на правилен водохимичен режим. Той зависи от функционирането на съоръженията, които са пряко свързани с нея. На теория те имат оптимален режим на работа, който обаче не е лесно изпълним практически. Дългогодишната им експлоатация води до намаляване качествено на поддържане номинални параметри.

От изключителна важност са и характеристиките на водата, добавяна към мрежата за допълване на загубите, а именно така наречената **подпитка**.

В процеса на нормална експлоатация на ТПМ неизбежно се стига до момент, в който не е възможно постигането на оптимални параметри. Това създава необходимост от добавяне на реагент, носещ името **корекционен**. Неговата основна цел е възпрепятстване образуването на накипи и корозионни продукти.

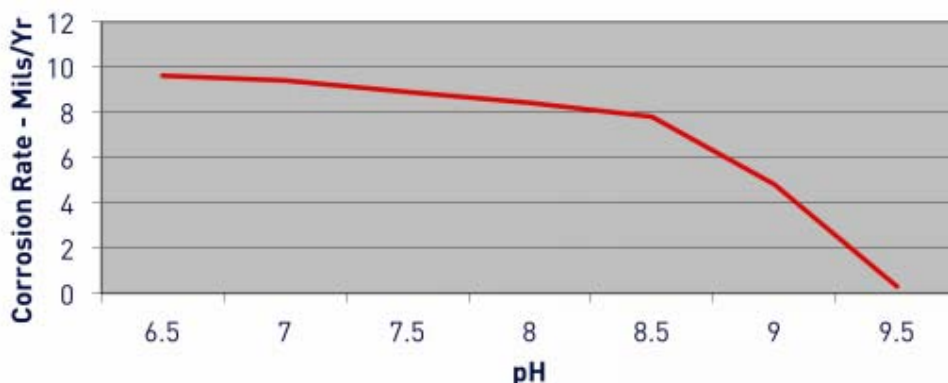
Стойности и параметри на водата в ТПМ.

Допустимите стойности са ясно определени в основната нормативната уредба, която ТЕЦ „София“ спазва при работата си, а именно НАРЕДБА № 9 от 9 ЮНИ 2004г. ЗА ТЕХНИЧЕСКАТА ЕКСПЛОАТАЦИЯ НА ЕЛЕКТРИЧЕСКИ ЦЕНТРАЛИ И МРЕЖИ:

„Чл. 528. За водата за хранване и допълване на водогрейни котли и топлопреносни мрежи се определят показателите:

1. съдържание на разтворен кислород- не повече от $50 \mu\text{g}/\text{dm}^3$;
2. обща твърдост- не повече от $50 \mu\text{eq}/\text{dm}^3$;
3. съдържание на въглена киселина като CO_2 – не се допуска;
4. съдържание на свободно диспергирани вещества- не по вече от $5 \mu \text{g}/\text{dm}^3$;
5. стойност на рН – от 8,0 до 9,5“

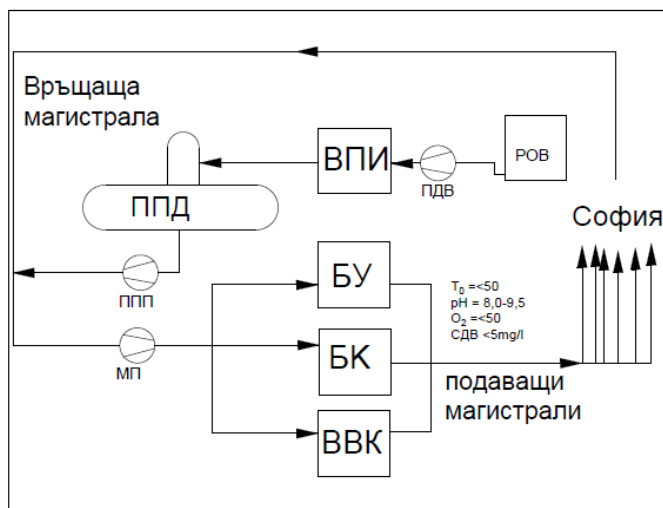
Стойността на рН е пряко свързана с образуването на нежелани корозионни процеси. В **Графика 1** е представена тази зависимост в Mils/yr отнесени към рН на водата. (1 Mils = 0,0254 mm)



Графика 1. Скорост на корозия

Кривата се отнася за въглеродни стомани, скорост на потока от 1,6 m/s и съдържание на кислород $20 \mu\text{g}/\text{dm}^3$.

В начален тръбопровод на I-ва градска магистрала на ТР „София“ където диаметърът на тръбопровода е 1200 mm е достигнат максимален дебит от $2680 \text{ m}^3/\text{h}$. Това означава, че скоростта на топлоносителя е 0,65 m/s. При поддържане на стойности на pH около 8 корозионните процеси ще отнемат по 0,2 mm/yr от стената на тръбопровода. В ТЕЦ София има следната схема на допълване на ТГМ :



Фигура 1. Схема на допълване с добавъчна вода

Произведената омекотена вода в цех „Химически“ се подава във водоподготвителна инсталация чрез помпа добавъчна вода. Във ВПИ водата се подгрява до $112 \text{ }^\circ\text{C}$ и от там постъпва във Подпиточен деаератор където се деаерира от корозионноактивните газове O_2 и CO_2 . След това чрез помпа водата допълва загубите във връщащата магистрала на ТГМ и в зависимост от текущата работна схема на ТЕЦ тя се подгрява в съответно бойлерни уредби, бойлер кондензатор или водогреен котел. Достигайки зададената температура водата се изпраща чрез градски магистрала към консуматорите.

Методи за регулиране на pH

Пасивен метод – Деарация

Основните корозионно агресивни газове, които се съдържат във водата, са O_2 и CO_2 . За тяхното отделяне се използват редица методи. В съответствие със закона на Далтон общото

налягане на една газова смес p_o е равно на сумата от парциалните налягания на отделните газови компоненти $p_1, p_2, p_3, \dots, p_n$.

С повишаване на температурата, парциалното налягане на водните пари се увеличава, но парциалните налягания на разтворените газове - намалява. Когато налягането на водните пари се изравни с външното налягане, водата започва да кипи, то тогава:

$$P_o = p_{H_2O}$$

$$P_r = 0$$

Законите на Хенри и Далтон показват статиката на десорбционните процеси, но не определят кинетиката, т.е. скоростта на масопренасяне, при което се достига до извода, че посредством десорбция не може да се постигне пълно отделяне на газовете от водата. Остатъчната концентрация на десорбирания газ ($C_{ост}, mg/l$) се определя от израза:

$$C_{ост} = -C_r / e^{KFt}$$

където:

C_r - концентрацията на газа във водата преди десорбцията mg/l ;

F - Контактната повърхност на десорбера, m^2 ;

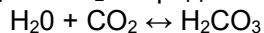
T - продължителност на десорбционния процес, s ;

K - константа

Тук се вижда, че за да се намали $C_{ост}$ е необходимо да се увеличат времето на десорбция и контактната повърхност. Благоприятно влияние оказва и увеличаването на температурата, тъй като това ускорява дифузията на газовите молекули в течната фаза и намалява съответните коефициенти на адсорбция.

Този метод се нарича пасивен, защото не се нуждае от допълнителен реагент за да се осъществи. При получаване на добра деаерация O_2 и CO_2 се изпаряват и това води до повишаване на рН на водата.

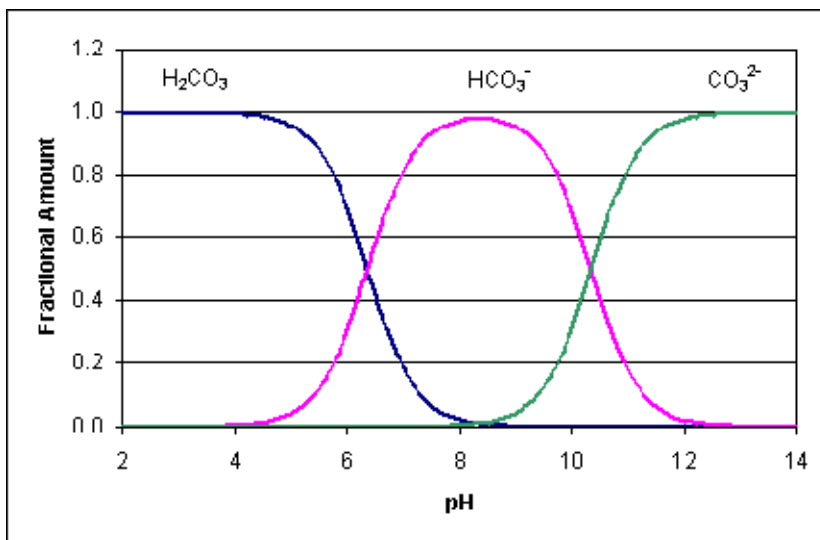
H_2CO_3 се нарича равновесна въглена киселина. Тя е пряко свързана с разтвореният във водата CO_2 посредством равновесието:



Този израз дава възможност природната вода да се класифицира в три основни групи:

- *Стабилна* - когато физическата концентрация на разтвореният в нея CO_2 е равна на равновесната.
- *Нестабилна* – в случаите когато концентрацията с свободен CO_2 в нея е по-малка от равновесната.
- *Агресивна* – концентрацията на свободен CO_2 в нея е по-голяма от равновесната.

Съотношенията между отделните компоненти на въгледвуокисното равновесие (CO_2, HCO_3, CO_3) пряко зависят от рН и от температурата, както е показано в следващата графика:



Фигура 2. Съдържание на CO₂, HCO₃⁻, CO₃²⁻ в зависимост от pH на водата

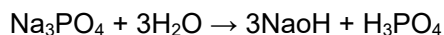
При pH < 4,3 във водата се съдържа предимно свободен CO₂. При pH = 8,4 съдържанието на CO₂ е нулево за сметка на съдържанието на HCO₃⁻. При pH < 8,4 се повишава съдържанието на карбонатните йони за сметка на бикарбонатните.

Така отвеждането на CO₂ от водата посредством изпарението в деаератора води до изместване на стойността на pH в алкалната зона.

Активни методи

Алкализиране чрез добавяне на натриева основа (NaOH)

Използваният ВХР за корекционна обработка на котловата вода на енергийните котли в ТЕЦ „София“ е фосфатния ВХР с корекционен реагент тринатриев фосфат Na₃PO₄. Той се дозира в барабана на парогенератора (при стъпално изпарение в чистия дял). Фосфатите предотвратяват образуването на калциеви накипи върху нагревните повърхности и коригират pH на котловата вода.



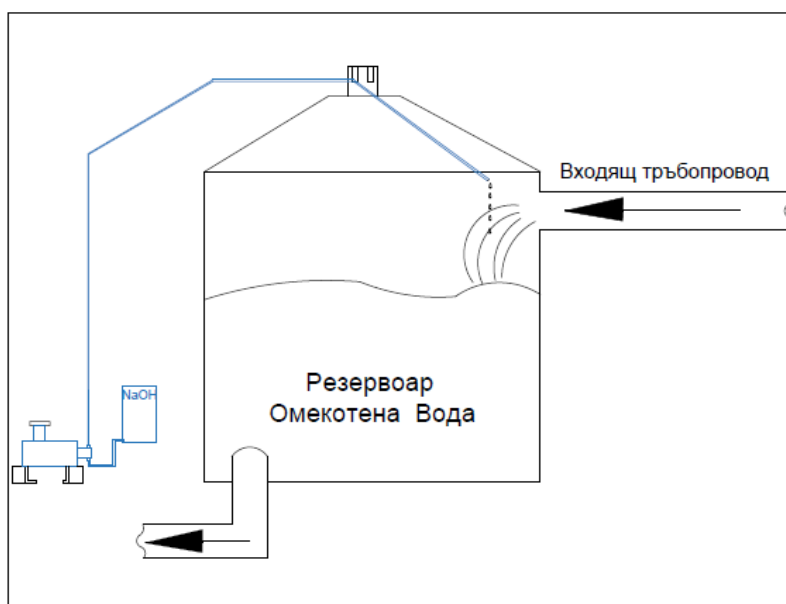
Процесът на хидролиза е тристепенен. При pH > 8,5 на котловата вода не се образува накип фосфарит Ca₃(PO₄)₂, а лесно подвижен шлам от хидроксилапатит Ca₃(PO)₂.Ca(OH)₂, който се отделя от котловата вода чрез продухване.

Този поток наречен постоянна продувка се отвежда в резервоара на Подпиточният деаератор, където допълнително алкализира добавъчната вода. Така при правилна деаерация и добавена постоянна продувка се поддържа pH на добавъчната вода в границите 8,5 - 9,5.

Както бе споменато по-рано, има случаи в които не е възможно поддържане на номинални параметри в деаераторите. Подаването на добавъчната вода над максималните им товари води до недостатъчна деаерация, тъй като се намалява времето на престой. Има и случаи, в които има недостиг на деаерираща пара, което създава необходимост от системно алкализиране.

Натриева основа се подава в резервоара за вода веднага след нейното омекотяване. Така pH на добавъчната вода може да бъде контролиран още преди постъпването ѝ във водоподготвителната инсталация.

На база химически анализи е установено, че за повишаване рН на омекотената вода от 6,5 до работно рН за добавъчна вода е необходим 1 литър 49%-на техническа натриева основа. Когато обаче основата се дозира в резервоар не се получава добро хомогенизиране на водата с реагента. Затова добавянето на основата става точно над входящия поток вода в резервоара. Така смесването става бързо, преди основата да се утаи на дъното на резервоара.



Фигура 3.Схема на добавяне на NaOH в резервоар за омекотена вода.

Анализи и изводи:

От Таблица1 се доказва добро смесване на реагентът с водата веднага след резервоара, предвид направените предварителни анализи.

Таблица 1

Добавъчна вода, t/h	рН на омекотена вода преди резервоар	рН на омекотена вода след резервоар	рН на добавъчна вода след деаератор	Количество NaOH дозирано в резервоар , l/h
200	6,2	7,0	8,4	2,0
200	6,3	7,5	8,9	2,5
200	6,4	8,0	9,0	3,0
200	6,3	8,5	9,3	3,5
200	6,3	9,0	9,5	4,0

Заклучение:Това е един леснодостъпен вариант за корекция на добавъчната вода при невъзможност от поддържане на номиналните показатели имайки предвид че може да бъде осъществен в рамките на един работен ден при наличност на материалите.

- Цената за използваната натриева основа напълно се оправдава ако се съпостави с цената на подмяната на корозиралите тръбопроводи.

Използвани съкращения:

ТЕЦ – Топлоелектрическа централа;

ТР – Топлофикационен район;
pH - Водородният показател, изразяващ нивото на киселинност или алкалност на даден воден разтвор;
ТПМ – топлопреносна мрежа;
ВХР – водохимичен режим;

Литература

1. Техническа документация на ТЕЦ „София“;
2. Водоподготовка и воден режим на ТЕЦ и ЯЕЦ , [Милко П. Йовчев](#)

маг. инж. Стоил Борисов Русев – Технически Университет – София, катедра „Топлоенергетика и ядрена енергетика“, e-mail: stoil.rusev@abv.bg
гл. ас. д-р. инж. Борислав Митков Игнатов – Технически Университет – София, катедра „Топлоенергетика и ядрена енергетика“, e-mail: lgnatov.borislav@gmail.com

Периодично калибриране на радиометрични плътномери

Мариела Младенова

Резюме: В доклада е представено калибриране на 22 броя радиометрични плътномери, инсталирани на два съда, в които се осъществява каталитичен процес. Направено е едноточково калибриране с пресмятане на плътността в зависимост от температурата. Дейностите са извършени по време на тестови изпитания на инсталацията, преди пускането ѝ в нормален работен режим.

Ключови думи: плътност, радиоактивен източник, детектор, калибриране, реактор

Recalibration of radiometric densitometers

Mariela Mladenova

Abstract: The report presents the recalibration of 22 radiometric densitometers installed on 2 vessels in which catalytic process takes place. A one-point calibration was performed by calculating the density by using the temperature dependence. The activities were carried out during the performed tests, before the installation switch to normal operating mode.

Keywords: density, radiation source, detector, calibration, reactor

Въведение

В средата на миналия век радиоизотопните уреди са се използвали главно за решаване на проблеми в индустриалните процеси. Оттогава употребата им започва да се увеличава постоянно. Днес, те са широко използвани в различни индустрии за оптимизиране на процесите, решаване на проблеми, подобряване качеството на продукта, пестене на енергия и намаляване на замърсяването на околната среда.

Радиометричните плътномери са изключително подходящи за измерване на течности, смеси от течности, твърди частици, пулпове и суспензии.

Нефтохимическата и химическата промишленост са основните потребители на радиоизотопната технология, тъй като процесите в тези индустрии се характеризират с високи температури, високо налягане и корозионни среди. Това налага използването на безконтактни методи за измерване.

Предвид високите температури и налягане на продукта, важно за технологичния процес е точното измерване на плътността. За целта калибрирането на системите за измерване е от изключителна важност.

В някои особени случаи, като ремонт и профилактика на производствената инсталация или друга дейност, която би нарушила характеристиките на измервателната система, налага периодично калибриране гама-плътномерите.

Обектът на доклада е периодично калибриране, в следствие на ремонт на промишлена инсталация. Две системи от радиометрични плътномери са инсталирани на два еднакви съда, които измерват плътността на многофазен поток по височина или с други думи, системите служат за определяне на профила на плътността. Процесът се характеризира с висока температура, която при нормални работни условия достига до 400 °C.

Калибрирането на системи за измерване на плътността на многофазни потоци може да бъде направено по 2 начина. Като изборът зависи от условията в производственото предприятие, контролираната среда и желаната прецизност на измерването. Калибриране

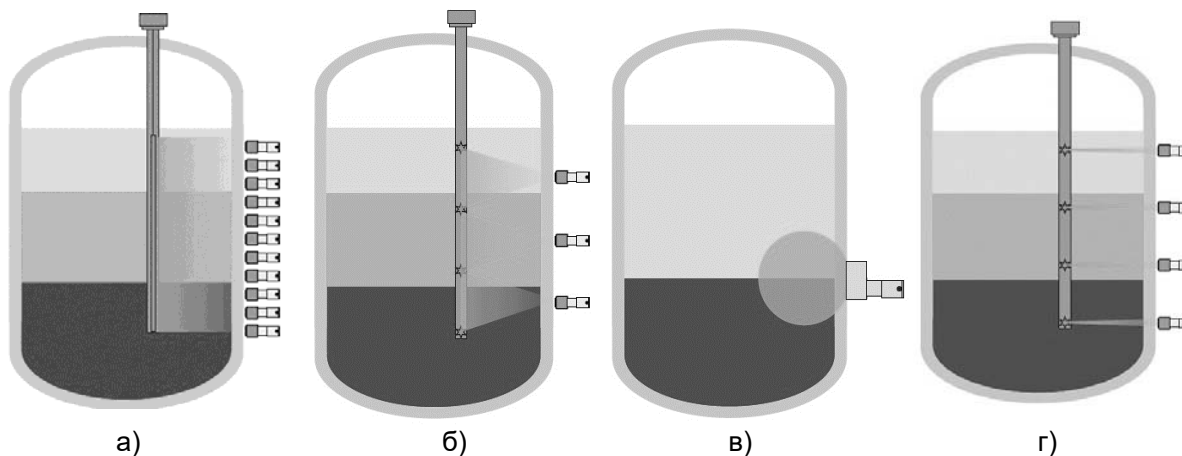
може да се направи на базата на една измервателна точка или на две точки, т.е. може да бъде извършено едноточково или двуточково калибриране.

В този случай, системите от плътномери са калибрирани по една точка, като е отчетена температурната зависимост на плътността на продукта.

Измерване на плътност по височина – определяне на „Профил на плътността“

Този метод на измерване се използва, когато в съда трябва да бъде измерена плътността на няколко фази на продукта или измерване на плътността на различни продукти. Измерването на профила на плътността намира приложение при процеси на разделяне (например в сепаратори), за да се получи информация за разделянето на материалите на отделни фази или в процеси за обогатяване (например в реактори), за да се информираме за плътността на получения продукт. Производителите на радиометрични системи предлагат 4 варианта на инсталация за измерване на профила на плътността [1]. Това са:

- пръчковиден източник, разположен в тръба в съда и точкови детектори, намиращи се от външната страна – Фиг. 1а;
- шахматно разпределение с точкови източници и точкови детектори. Източниците са разположени в тръба в съда, а между два източника е разположен детектор, намиращ се от външната страна – Фиг. 1б;
- обратно разсейване – източниците и детекторите се намират от външната страна на съда – Фиг. 1в;
- точкови източници, разположени в тръба в съда и срещуположно разположени от външната страна на съда точкови детектори – Фиг. 1г.



Фиг. 1 Видове системи за определяне на „Профил на плътността“

Периодичното калибриране е направено на система с разположение, показана на Фиг. 1г, ето защо само тя ще бъде описана по-подробно.

Срещуположното разположение на системата източник - детектор се състои от няколко точкови източници и точкови детектори, които са ориентирани един към друг на една височина. Това разпределение ще осигури много точна стойност на плътността за тази конкретна точка на измерване. Този тип разположение на системата източник - детектор се използва, когато:

- обхватът на измерване е голям;
- разстоянието между детекторите е $> 300\text{mm}$;
- изисква се много прецизно измерване на плътността;
- съдът е с дебели стени.

Производителите на системи за определяне на профила на плътността препоръчват използването на радионуклида Cs-137 [2], [3]. При използването на цезий сигналът ще бъде

по-точен поради това, че почти няма да бъде повлиян от Комптъновото разсейване. Също така детекторите могат да бъдат поставени по-близо един до друг, за да се покрие по-голяма част от измервателния обхват. Co-60 се използва само когато дебелината на стената на съда е твърде голяма или за да се избегне много висока активност на Cs-137. При оразмеряване на източника, трябва да се има предвид, че активността се удвоява, поради сравнително близкото разположение на два съседни източника.

Също така се налага всеки детектор да бъде с аксиално разположен колиimator, за да се ограничат лъчите от съседните източници на йонизиращо лъчение.

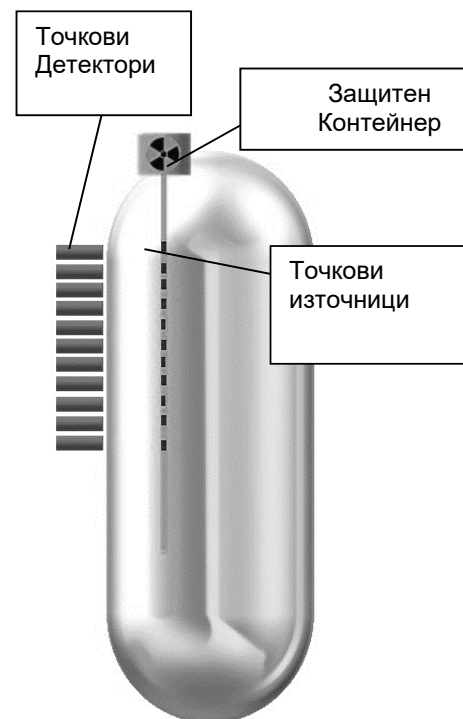
Калибрирането на този тип системи е два вида. Препоръчително е да се използва двуточково калибриране с два различни флуида, чиято плътност е в обхвата на измерване. Когато няма възможност да се осигурят два различни флуида се използва едноточково калибриране, при което трябва да бъде въведен точен коефициент на поглъщане. Повече информация за видовете калибриране на гама-плътномерите е дадена в предходен доклад [4].

Данни за обекта и технически характеристики

Системите за определяне на профила на плътността са инсталирани на два последователни съда за хидроениране – два реактора. Всяка измервателна система се състои от 11 броя точкови източници, разположени в тръба в съда и разположени срещу тях 11 броя точкови детектори, инсталирани на външната стена на съда. Инсталирането на двете системи е напълно идентично. Схемата е показана на Фиг. 2.

Тъй като става въпрос за тежък технологичен процес, протичащ при висока температура и високо налягане, съдът е дебелостенен и това налага използването на точкови източници Co-60 вместо препоръчания Cs-137. По височина източниците са с различна активност. Поставените по-долу източници са с по-висока активност, тъй като продукта е по-плътен. Плътността на продукта намалява по височина, ето защо източниците, разположени в горната част на съда, са подбрани с по-ниска активност.

Самите източници са закрепени на стоманени въжета. Всяко въже е с различна дължина, според необходимата позиция на източника. Закачените на тях източници са спуснати в обсадна тръба, която е разположена асиметрично.



Фиг. 2 Схема на инсталираната система

В горната част на съда е инсталиран оловен защитен контейнер. При нормална работа на инсталацията, контейнерът е празен. При нужда от поддръжка на съоръжението или други дейности, изискващи изпразване на съда и работа на специалисти около него, източниците се прибират в контейнера.

Използвани са сцинтилационни детектори с кристал 50x50 NaI. Детекторът се състои от сцинтилатор, фотоелектронен умножител, делител на напрежение и електронен блок за обработка и предаване на сигнала. Всички компоненти са поставени в корпус от неръждаема стомана, който ги предпазва от влиянието на околната среда. Всеки детектор има оловен колиimator, който намалява странично лъчение от близките източници и служи за подобряване на точността на измерването. Радиометричният плътномер разполага с опция за компенсация на разпада на радиоактивния източник и опция за температурна компенсация,

за процеси с промяна на температурата. Комуникацията на измервателната система със системата за контрол на процесите в производствената инсталация се осъществява по HART протокол. Измерената плътност на продукта се предава по аналогов изходен сигнал 4–20 mA.

В Таблица 1 са дадени характеристиките на радиометричната система за измерване на плътност [5]. Стойностите на параметрите са еднакви и за двете системи, инсталирани на двата съда.

Таблица 1

Характеристики на системите за измерване на плътност	
Параметър	Стойност
Източник	Co-60
Активност за първите 5 отгоре надолу	100 mCi
Активност за останалите 6	150 mCi
Контейнер	667 kg, оловен
Сцинтилатор	NaI 50x50
Температурен диапазон	-40 до +60 °C
Изходен сигнал	4 до 20 mA / HART
Захранване	240 V _{AC} .

Калибриране

Калибрирането на радиометричната система се състои от няколко етапа. Когато става въпрос за радиометрични плътномери, дейностите, които трябва да се извършат са:

- въвеждане на първоначални данни;
- измерване на естествения радиационен фон;
- измерване на плътността от лаборатория, чрез вземане на представителни проби*;
- въвеждане на стойността на плътността*;
- измерване на импулсите на детектора*;
- проверка на калибрирането.

* Тези дейности се повтарят, когато е избрано калибриране с повече от една точка. Всеки нов флуид в системата, дава възможност да бъде въведена нова калибрационна точка.

При периодично калибриране първият етап – въвеждане на първоначални данни се заменя с проверка на въведените първоначални данни с цел да се отстранят евентуални грешки, допуснати при първоначалното калибриране.

Преди калибрирането на системите за измерване на плътността по височна (система за определяне на профила на плътността) на Съд 1 и Съд 2 са проверени първоначално въведените данни:

- дата и час;
- избран изотоп;
- въведено разстояние от източника до детектора;
- диапазон на измерване на плътността;
- коефициент на поглъщане;
- времеконстанта
- метод за калибриране.

Освен проверката на избрания изотоп е направено изчисление на активността на източниците към датата на калибриране с помощта на създадената програма, описана в

предходен доклад [6]. Източниците са с достатъчна активност, която гарантира безпроблемната експлоатация на системите.

За проверка на коефициента на поглъщане е направено повторно изчисление, с помощта на таблици, взети от Националния институт за стандарти и технология на САЩ [7]. Стойността на първоначално въведеният коефициент на поглъщане остава непроменена.

В Таблица 2 са представени актуализираните първоначални данни. Стойностите са еднакви и за двете системи за измерване на плътността.

Таблица 2

Въведени първоначални данни	
Параметър	Стойност
Изотоп	Co-60
Измервателен път	687 mm
Времеконстанта	5 s
Коефициент на поглъщане	-0.057 cm ⁻¹
Минимална стойност (4 mA)	0.050 g/cm ³
Максимална стойност (20 mA)	1.450 g/cm ³

След въвеждане на първоначалните данни (в този случай проверка на данните) следва набиране на естественият радиационен фон. При измерване на фона, източниците трябва да бъдат прибрани в защитния контейнер и той да бъде затворен. При прибрани източници мощността на дозата при контейнера е изключително висока, тъй като на едно място се намират 11 бр. източници с голяма активност. Процедурата по прибиране и изваждане на източниците трябва да бъде направена както за Съд 1, така и за Съд 2. За да се ограничи излагането на такава голяма лъчние, от гледна точка на безопасността, тази дейност не е извършена. За да бъде измерен естественият радиационен фон е използван допълнителен преносим радиометър. Фонът е измерен на разстояние от източниците, така че те да не оказват влияние на стойността.

Всички 22 бр. плътномери, съответно 11 бр. на Съд 1 и 11 бр. на Съд 2, са калибрирани за една точка на измерване. При едноточковото калибриране е необходимо да бъде въведена в системата прецизно измерена стойност на плътността на веществото. За целта е взета лабораторна проба от флуида.

Като опция на плътномера е възможно да се въведе температурна компенсация, подходяща при процеси с промяна на температурата на средата. За да работи температурната компенсация, към всеки детектор трябва да бъде подаван сигнал за измерена температура. Най-често за измерване се използва термодвойка. При калибриране на система с температурна компенсация, трябва да бъде въведена стойността на плътността, дадена от лабораторията, която е измерила представителната проба.

В този случай, за да бъдат независими двете системи за измерване на процесни характеристики, опцията температурна компенсация не е включена. Калибрирането е извършено по време на тестови изпитания, преди пускане на инсталацията в нормален работен режим. Продуктът и температурата по време на тестовете се различават от тези при нормална експлоатация. При нормална работа на инсталацията, температурите в двата съда достигат ~ 400 градуса по Целзий. Ето защо компенсирането на температурата се оказва от изключителна важност при това калибриране.

Плътността на продукта, при която е извършено калибрирането, е получена чрез преизчисляване, съгласно API таблици [8].

В таблица 3 е дадена плътността на продукта при лабораторно измерване и изчислената за Съд 1 и Съд 2.

Таблица 3

Плътност на продукта в зависимост от температурата

Параметър	Стойност	Температура
Лабораторно измерена плътност	0.841 g/cm ³	15 °C
Изчислена плътност за Съд 1	0.741 g/cm ³	148 °C
Изчислена плътност за Съд 2	0.789 g/cm ³	85 °C

В таблица 4 и таблица 5 са дадени крайните стойности на въведените параметри при калибрирането, съответно за Съд 1 и Съд 2.

Таблица 4

Въведени калибрационни параметри за Съд 1

Параметър	Стойност
Естествен радиационен фон	0.07 µSv/h
Плътност на средата	0.741 g/cm ³
Измерени cps	
Детектор 1	319
Детектор 2	310
Детектор 3	303
Детектор 4	334
Детектор 5	282
Детектор 6	266
Детектор 7	468
Детектор 8	477
Детектор 9	458
Детектор 10	432
Детектор 11	444

Таблица 5

Въведени калибрационни параметри за Съд 1

Параметър	Стойност
Естествен радиационен фон	0.07 µSv/h
Плътност на средата	0.789 g/cm ³
Измерени cps	
Детектор 1	246
Детектор 2	244
Детектор 3	260

Детектор 4	253
Детектор 5	231
Детектор 6	359
Детектор 7	330
Детектор 8	353
Детектор 9	342
Детектор 10	348
Детектор 11	361

След въвеждане на крайните стойности, за да бъде проверено правилното функциониране на системата е направено още едно лабораторно измерване на плътността. Стойността на плътността при 15 °C е 0.840 g/cm³. Не са установени разлики в стойностите на плътността при лабораторно измерване и при измерване с детекторните системи.

Заклучение

Калибрирането на радиометрични системи по време на тестови изпитания, понякога се оказва по-добър вариант, както за инженера, извършващ калибрирането, така и за операторите на съоръжението. При този процес, често, но не винаги, могат да бъдат осигурени необходимите условия за калибриране, без опасност да бъде нарушен нормалният режим на работа на инсталацията. За да не бъдат допуснати грешки, които да окажат влияние върху по-натъшното измерване и нарушаване на нормалната експлоатация, всички дейности трябва да бъдат съобразени както с характеристиките на процеса при тестови изпитания, така и след това, при въвеждането на инсталацията в нормален режим.

Възможността за измерване на плътност на многофазни флуиди при тежки технологични процеси, дава още едно предимство на радиометричния метод на измерване и той остава един от най-предпочитаните измервателни методи в процесите на нефтопреработвателната и химическата промишленост.

Литература

1. Berthold Technologies, Interface and Multiphase Level Measurement Brochure
2. Endress+Hauser, Profile vision Brochure
3. Thermo Fisher Scientific, Nitrus Brochure
4. Младенова М., Асенов А., Калибриране на гама-плътномери, XXII Научна конференция с международно участие ЕМФ 2017, том I, стр. 83-88, Созопол, 2017
5. Berthold Technologies, Density, Concentration and Solids Content Brochure
6. Младенова М., Асенов А., Автоматизирано пресмятане на активността на гама източници и мощността на дозата при радиометрични плътномери, Енергиен форум 2018, стр. 95-100, Варна, 2018
7. Hubbell H. J., Seltzer M. S., Tables of X-Ray Mass Attenuation Coefficients and Mass Energy-Absorption Coefficients from 1 keV to 20 MeV for Elements Z = 1 to 92 and 48 Additional Substances of Dosimetric Interest, Radiation Physics Division, PML, NIST
8. API.Table – 54 (2004)

маг. инж. Мариела Младенова, Технически Университет – София, катедра Топлоенергетика и ядрена енергетика, m.mladenova@tu-sofia.bg

Валидиране на разработен софтуер за оразмеряване на гама-плътномери

Мариела Младенова, Асен Асенов

Резюме: В доклада е накратко представена разработената програма за оразмеряване на радиометрични плътномери, които се използват за измерване на плътност на течни и насипни материали в промишлени условия. Сравнени и анализирани са част от данните от направената валидация на инструмента за пресмятане с резултати, получени от аналогични програми на водещи производители на гама-плътномери.

Ключови думи: валидация, плътност, източник, детектор, измервателна система

Validation of developed sizing software for gamma densitometers

Mariela Mladenova, Asen Asenov

Abstract: The report briefly presents the developed sizing program for radiometric densitometers, which are used for industrial density measurement of liquids and bulk materials. Part of the validation data of the sizing instrument is compared and analyzed with results obtained by similar programs of leading gamma-densitometer manufacturers.

Keywords: validation, density, source, detector, measuring system

Въведение

Радиометричните сензори, като гама-плътномери, нивомери, нивосигнализатори и др. системи, използващи източници на йонизиращи лъчения, намират широко приложение при измерване на процесни характеристики в тежката и леката промишленост. Безконтактното им измерване ги прави приложими, там където останалите измервателни системи не могат да бъдат използвани [1].

Гама-плътномерите се използват за измерване на плътност на течности, както и на смеси от течности и твърди частици, движещи се по тръбопроводи или съхранявани/обработвани в съдове. Подходящи са и за специфични флуиди като пулпове и суспензии.

Радиационният плътномер се състои от точков гама източник, поставен в защитен контейнер и детектор, състоящ се от сцинтилатор, фотоелектронен умножител (ФЕУ), делител на напрежение и електронна част за обработване на сигнала.

Последните научни разработки в областта са съсредоточени в експериментални изследвания и симулационно моделиране за оптимизация на дизайна, калибриране на радиоизотопните уреди и усъвършенстване на обработката на данни [2], [3].

Често, при експлоатацията на радиометрични измервателни системи, е необходимо да бъдат известни определени параметри. Тъй като в промишлени условия е много трудно да бъде симулирана необходимата среда за измерване, се налага тези параметри да бъдат изчислявани. Разработени са отделни програми, позволяващи изчисление на различни характеристики на измервателната система. Опитът показва, че работата с тях в полеви условия затруднява специалистите, обслужващи радиоизотопната апаратура.

Програмата за оразмеряване е създадена с идеята да улеснява изчисленията в промишлени условия, но и да бъде достатъчно точна, за да подпомага работата в лабораторни условия.

Описание на програмата за оразмеряване

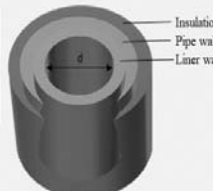
Алгоритъмът е въведен в Microsoft Excel и дава възможност да бъдат изчислени: активността на даден източник; брой импулси на детектора или да бъде оразмерена цялата система източник-детектор.

Накратко файлът се състои от:

- Екран за въвеждане на начални параметри, показан на Фиг. 1;
- Екран за резултати от пресмятанията;
- Екрани, съдържащи информация за отделните фактори на системата и съответните формули за пресмятане.

TU SOFIA DENSITY SIZING CALCULATOR

Input data for System Calculation				Input data for Decay Calculation	
PARAMETERS	Thickness, mm	Select Material	Density, g/cm ³	PARAMETERS	
Inner diameter (d)	100.00			Select Isotope	Cs-137
Liner wall	0.00	N/A	0	Select Activity Unit	mCi
Pipe wall	5.00	Steel	7.89	Original Date	11.12.2013
Insulation wall	0.00	N/A	0	Original Activity	100
Other	0		0	Enter Date	20.07.2018
Temperature	25	C ^o		Enter Desired Activity	50
Time constant	60	s			
Statistic Variation	0.8	%			
MEDIUM					
Density min	1.000	g/cm ³			
Density max	1.200	g/cm ³			
DETECTOR					
Select Detector	50 x 50 Low Sens				
	50 x 50 Med Sens				
	50 x 50 High Sens				
	100 x 100 Low Sens				
	100 x 100 High Sens				
				Input data for Pulse Rate Calculation	
				PARAMETERS	
				Select Pulse Rate	Empty vessel
				Pulse Rate	6043 cps
				Density min	0.050 g/cm ³
				Density max	1.450 g/cm ³
				Density	0.741 g/cm ³
				Inner diameter (d)	687.00 mm
				Absorption coefficient μ	-0.057 cm ⁻¹



Input Results Activity A Distance factor Fg Attenuation factor Fa Dose rate Fdr Constant Γ Error Decay Pulse Rate ...

Фиг. 1 Екран за въвеждане на начални параметри

При разработването на такъв тип програма, трябва да бъдат съобразени характеристиките на системата, оказващи влияние при измерването, с ограниченията от гледна точка на здравето и безопасността при работа.

Източникът на йонизиращо лъчение е най-важният компонент на измервателната система. При избора на източник е важно да бъдат отчетени материалът и дебелината на съда/тръбопровода, както и вида на измерваното вещество. Също така, активността му зависи от желаната прецизност на измерването и желаното време за реагиране на системата. При технологичните процеси, в които се използват гама-плътномери голяма част от използваните съдове са с дебели стени, изолации и др., направени от материали с голяма плътност. При този вариант преминаването на гама-лъчите е трудно и желаният интензитет на лъчението не може да достигне детектора. За тази цел се налага изтъняване на стената или поставяне на източниците в тръба, разположена във вътрешната част на съда.

Поради излъчването на гама лъчи във всички посоки, близо до източника може да има дозово натоварване. За да се избегне рискът за здравето на работещите, източниците на йонизиращи лъчения се поставят в защитни контейнери.

Големината на контейнерите зависи от активността на използвания източник. Критерият е мощността на дозата да бъде по-малка от 3 $\mu\text{Sv/h}$, измерена на 1 m разстояние от източника [4].

За увеличаване на точността на измерването има значение и изборът на детектор. При измерване плътността на материалите се използват сцинтилационни детектори. Като изборът на детектор се прави на база на основните му характеристики: чувствителност, реакция на детектора, разделяне по енергии, функция на реакцията, времеви характеристики и ефективност.

За изчисляване на активността със създадения софтуер, се използват 5 вида сцинтилационни детектори със следната чувствителност:

- Детектор 50x50 NaI, с чувствителност 375 cps/ $\mu\text{Sv/h}$;
- Детектор 50x50 NaI, с чувствителност 600 cps/ $\mu\text{Sv/h}$;
- Детектор 50x50 NaI, с чувствителност 1250 cps/ $\mu\text{Sv/h}$;
- Детектор 150x150 PVT, с чувствителност 1500 cps/ $\mu\text{Sv/h}$;
- Детектор 150x150 NaI, с чувствителност 7143 cps/ $\mu\text{Sv/h}$.

Както и въведено условие във връзка с постигането на по-голяма точност, сигналът на детектора при минимална плътност да бъде от 5 до 10 пъти по-висок от естествения радиационен фон.

За да бъде минимизирана грешката при измерване, в разработената програма е въведено относителната грешка да бъде по-малка или равна на 0.8 %.

Повече информация за разработената програма за изчисление на параметрите на радиометричните плътномери е представена в предходен доклад [5].

Валидация на програмата за оразмеряване

В настоящия доклад са представени част от данните от направената валидация на модула за оразмеряване на системата източник – детектор. Валидацията на останалите два изчислителни модула ще бъде обект на друг доклад.

Изчисленията са направени само за радионуклид Cs-137, поради ограничения въведени в софтуера на производителите на радиоизотопни плътномери.

Валидирани са резултатите за първите 3 типа детектори, тъй като в програмите на производителите няма въведена опция за избор на детектор с кристал 150x150.

Разгледани са 6 случая на оразмеряване на плътномери за измерване на плътност на флуид, протичащ в тръбопровод. Това са:

- Малък диаметър и близки стойности на плътността – Случай 1;
- Малък диаметър и голяма разлика в стойностите на плътността – Случай 2;
- Среден диаметър и близки стойности на плътността – Случай 3;
- Среден диаметър и голяма разлика в стойностите на плътността – Случай 4;
- Голям диаметър и близки стойности на плътността – Случай 5;
- Голям диаметър и голяма разлика в стойностите на плътността – Случай 6.

В Таблица 1 са представени въведените входни данни за всеки един от разгледаните случаи.

Таблица 1

Входни данни

Параметър	Случай 1	Случай 2	Случай 3	Случай 4	Случай 5	Случай 6	Мерна единица
Вътрешен диаметър	25	25	250	250	800	800	mm
Мин. плътност	1	1	1	1	1	1	g/cm ³
Макс. плътност	1.2	2	1.2	2	1.2	2	g/cm ³
Дебелина на стената	5	5	5	5	5	5	mm
Материал	Стомана	Стомана	Стомана	Стомана	Стомана	Стомана	-
Плътност	7.89	7.89	7.89	7.89	7.89	7.89	g/cm ³

Направените изчисления за всеки един случай включват:

- Изчисляване на активността на източника и очакваните cps на детектора с всяка една от програмите. Резултатите са дадени в Таблица 2;
- Изчисляване на очакваните cps на детектора, при зададени активности на източника, изчислени с програмите на производителите, в първия етап. Изчисленията са направени с разработената програма за оразмеряване на системата източник – детектор и са представени в Таблица 3.

Таблица 2

Резултати от изчисляването на активността и очакваните cps на детектора

TU Sofia Density Sizing Calculator														
Детектор с чувствителност 375 cps/ μ Sv/h			Детектор с чувствителност 600 cps/ μ Sv/h			Детектор с чувствителност 1250 cps/ μ Sv/h			Производител 1			Производител 2		
Случай 1														
A	0.5	mCi	A	0.5	mCi	A	0.5	mCi	A	10	mCi	A	20	mCi
I_{min}	2721	cps	I_{min}	4353	cps	I_{min}	9069	cps	I_{min}	1497	cps	I_{min}	343394	cps
I_{max}	2805	cps	I_{max}	4487	cps	I_{max}	9349	cps	I_{max}	2291	cps	I_{max}	353852	cps
Случай 2														
A	0.5	mCi	A	0.5	mCi	A	0.5	mCi	A	30	mCi	A	1	mCi
I_{min}	2409	cps	I_{min}	3854	cps	I_{min}	8030	cps	I_{min}	817	cps	I_{min}	13744	cps
I_{max}	2805	cps	I_{max}	4487	cps	I_{max}	9349	cps	I_{max}	6873	cps	I_{max}	15969	cps
Случай 3														
A	3	mCi	A	2	mCi	A	1	mCi	A	3	mCi	A	5	mCi
I_{min}	1074	cps	I_{min}	1145	cps	I_{min}	1193	cps	I_{min}	3320	cps	I_{min}	3480	cps
I_{max}	1455	cps	I_{max}	1552	cps	I_{max}	1617	cps	I_{max}	4500	cps	I_{max}	4641	cps
Случай 4														
A	10	mCi	A	7	mCi	A	3	mCi	A	3	mCi	A	10	mCi
I_{min}	1060	cps	I_{min}	1187	cps	I_{min}	1060	cps	I_{min}	983	cps	I_{min}	2059	cps
I_{max}	4851	cps	I_{max}	5433	cps	I_{max}	4851	cps	I_{max}	4500	cps	I_{max}	8691	cps
Случай 5														
A	750	mCi	A	450	mCi	A	200	mCi	A	800	mCi	A	2000	mCi
I_{min}	1187	cps	I_{min}	1140	cps	I_{min}	1055	cps	I_{min}	784	cps	I_{min}	2324	cps
I_{max}	3143	cps	I_{max}	3017	cps	I_{max}	2794	cps	I_{max}	2067	cps	I_{max}	6068	cps
Случай 6														
A	3700	mCi	A	3700	mCi	A	3700	mCi	A	-	mCi	A	3000	mCi
I_{min}	119	cps	I_{min}	191	cps	I_{min}	398	cps	I_{min}	-	cps	I_{min}	48	cps
I_{max}	15505	cps	I_{max}	24809	cps	I_{max}	51685	cps	I_{max}	-	cps	I_{max}	5875	cps

Забележка: Маркираните резултати, показват грешка на изчислителната програма (високи импулси/близки стойности или голяма относителна грешка).

Таблица 3

Резултати от изчисляване на cps на детектора, при зададена стойност на активността

TU Sofia Density Sizing Calculator								
Детектор с чувствителност 375 cps/ μ Sv/h			Детектор с чувствителност 600 cps/ μ Sv/h			Детектор с чувствителност 1250 cps/ μ Sv/h		
Случай 1								
A	10	mCi	A	10	mCi	A	10	mCi
I_{min}	54411	cps	I_{min}	87058	cps	I_{min}	181370	cps
I_{max}	56092	cps	I_{max}	89747	cps	I_{max}	186972	cps
A	20	mCi	A	20	mCi	A	20	mCi
I_{min}	108822	cps	I_{min}	174115	cps	I_{min}	362741	cps
I_{max}	112183	cps	I_{max}	179493	cps	I_{max}	373944	cps
Случай 2								
A	1	mCi	A	1	mCi	A	1	mCi
I_{min}	4818	cps	I_{min}	7708	cps	I_{min}	16059	cps
I_{max}	5609	cps	I_{max}	8975	cps	I_{max}	18697	cps
A	30	mCi	A	30	mCi	A	30	mCi
I_{min}	144533	cps	I_{min}	231253	cps	I_{min}	481776	cps
I_{max}	168275	cps	I_{max}	269240	cps	I_{max}	560916	cps
Случай 3								
A	3	mCi	A	3	mCi	A	3	mCi
I_{min}	1074	cps	I_{min}	1718	cps	I_{min}	3579	cps
I_{max}	1455	cps	I_{max}	2328	cps	I_{max}	4851	cps
A	5	mCi	A	5	mCi	A	5	mCi
I_{min}	1789	cps	I_{min}	2863	cps	I_{min}	5964	cps
I_{max}	2425	cps	I_{max}	3881	cps	I_{max}	8085	cps
Случай 4								
A	3	mCi	A	3	mCi	A	3	mCi
I_{min}	318	cps	I_{min}	509	cps	I_{min}	1060	cps
I_{max}	1455	cps	I_{max}	2328	cps	I_{max}	4851	cps
A	10	mCi	A	10	mCi	A	10	mCi
I_{min}	1060	cps	I_{min}	1696	cps	I_{min}	3533	cps
I_{max}	4851	cps	I_{max}	7761	cps	I_{max}	16169	cps

TU Sofia Density Sizing Calculator								
Детектор с чувствителност 375 cps/ μ Sv/h			Детектор с чувствителност 600 cps/ μ Sv/h			Детектор с чувствителност 1250 cps/ μ Sv/h		
Случай 5								
A	800	mCi	A	800	mCi	A	800	mCi
I_{min}	1267	cps	I_{min}	2027	cps	I_{min}	4222	cps
I_{max}	3353	cps	I_{max}	5364	cps	I_{max}	11175	cps
A	2000	mCi	A	2000	mCi	A	2000	mCi
I_{min}	3166	cps	I_{min}	5066	cps	I_{min}	10555	cps
I_{max}	8381	cps	I_{max}	13410	cps	I_{max}	27938	cps
Случай 6								
A	3000	mCi	A	3000	mCi	A	3000	mCi
I_{min}	97	cps	I_{min}	155	cps	I_{min}	323	cps
I_{max}	12572	cps	I_{max}	20115	cps	I_{max}	41907	cps

Забележка: Маркираните стойности на изчислените импулси са приблизително равни на тези, изчислени с програмите на производителите, при първия етап от валидация на програмата.

Анализ на резултатите

От Таблица 2 е видно, че най-малко при един от Случаите, всяка от използваните програми дава грешка при изчисляването. Това е в резултат на разработването на универсална програма, която да обхваща:

- различни по вид измервателни среди (различни по структура вещества с различна плътност, температура и налягане на средата);
- различни конструкционни особености на съдовете или тръбопроводите (голямо разнообразие от диаметри, материали за изработка, температурни и други особености);
- възможността за задаване на желана прецизност на измерването.

Желателно е всеки отделен случай на оразмеряване на системата източник – детектор да бъде по-подробно разгледан и анализиран от специалиста, занимаващ се с избора на измервателна система.

Ако приемем, че разликата в изчисленията на програмите се дължи на чувствителността на детекторите, и ги сравним с тези от алгоритъма, то тогава:

- за малки диаметри Производител 1 използва детектор с много ниска чувствителност < 375 cps/ μ Sv/h, а Производител 2 използва детектор с чувствителност близка до 1250 cps/ μ Sv/h;
- за средни диаметри Производител 1 използва детектор с чувствителност близка до 1250 cps/ μ Sv/h, а Производител 2 използва детектор с чувствителност близка до 600 cps/ μ Sv/h;
- за големи диаметри и двата производителя използват детектори с чувствителност близка до 375 cps/ μ Sv/h.

Поради използването на различни детектори от различните производители на този тип измервателни системи, в разработената програма за оразмеряване е заложено чувствителността на детектора да бъде избирана от потребителя. От Таблица 3 може да бъде направен изводът, че разработената изчислителна програма работи с близка точност до тези на програмите на производителите. Голяма част от изчислените импулси при зададена

активност, се доближават до тези, изчислени с другите две програми при първия етап на валидацията.

Заклучение

Валидацията на модула за оразмеряване на системата източник – детектор, част от разработената програма за изчисление на радиометрични плътномери, е направена успешно.

Резултатите показват, че изчисленията на активността на източник Cs-137 и изчисленията на импулсите на детектори с различна чувствителност, са близки до тези, направени с програми на водещи производители на радиометрични плътномери.

Към този момент не е открита необходимост от корекция на алгоритъма за изчисление, както и на въведените характеристики на източници, детектори, защитни контейнери и захващащи устройства, които оказват влияние на точността.

Литература

1. Berthold Technologies, Density, Concentration and Solids Content Brochure.
2. Beigzadeh A., Afarideh H. et al., An Optimized Gamma-ray Densitometry Tool for Oil Products Determination, International Journal of Innovation and Applied Studies ISSN 2028-9324 Vol. 4 No. 2 Oct. 2013, pp. 408-412.
3. Yang Z., Bi Q., Guo Y., Liu Z., Yan J., Zhang Q., Design of a Gamma Densitometer for Hydrocarbon Fuel at High Temperature and Supercritical Pressure, Journal of chemical & engineering data 2014, 59, 3335-3343
4. Наредба за радиационна защита приета с ПМС № 20 от 14.02.2018 г., обн., ДВ, бр. 16 от 20.02.2018 г., в сила от 20.02.2018 г.
5. Младенова М., Асенов А., Автоматизирано пресмятане на активността на гама източници и мощността на дозата при радиометрични плътномери, Енергиен форум 2018, стр. 95-100, Варна, 2018

маг. инж. Мариела Младенова, Технически Университет – София, катедра Топлоенергетика и ядрена енергетика, m.mladenova@tu-sofia.bg

доц. д-р инж. Асен Асенов, Технически Университет–София, катедра Топлоенергетика и ядрена енергетика, a.asenov@tu-sofia.bg

Оценка на свойствата на материалните аспекти на вътрешноприсъщата бариера пред разпространението на реакторен плутоний при многократно рециклиране в реактори с вода под налягане

Ивайло Найденов, Калин Филипов

Плутоният е един от основните ядрени материали, допринасящ към риска от нерегламентираното им разпространение. Факторите, свързани с материалните свойства, имат основен принос към формирането на т.нар. вътрешноприсъща бариера пред разпространението. В настоящата статия е разгледано изменението на тези аспекти в случая на многократно рециклиране на плутония в реактори с вода под налягане като е направено сравнение с два референтни горивни цикъла.

Ключови думи: плутоний, неразпространение, ядрени горивни цикли

Change of the Quality of the Material Aspects of the Intrinsic Proliferation Barrier of Reactor-Grade Plutonium in the Case of Multiple Recycle in Pressurised Water Reactors

Ivaylo Naydenov, Kalin Filipov

Plutonium is among the nuclear materials with major contribution to the proliferation risk. The factors related to the material's properties have the main role in forming the intrinsic proliferation barrier. The current article examines the change of those aspects in the case of multiple recycle of plutonium in pressurized water reactors. A comparison with two reference fuel cycles has been done as well.

Keywords: plutonium, non-proliferation, nuclear fuel cycles

Introduction

The relevance of the problems, associated with nuclear materials' non-proliferation is defined by the following circumstances: (1) nuclear power is considered to be a dual purpose technology [10,11] and (2) the probability for proliferation creates certain obstacles before nuclear power's development in terms of creating negative perception of nuclear technology [6]. Proliferation resistance is among the core principles of nuclear power development and is an objective that should be fulfilled by advanced fuel cycles [7,8]. Proliferation resistance also represents a necessary condition set forth by the European commission that needs to be met, in order the future advancement of nuclear energy in the European Union to be guaranteed [5]. It is thought that proliferation of nuclear materials is one of the most important problems standing before the future progress of nuclear energy [13].

The main concerns about possible proliferation risk increase are based on the global plutonium inventory that is estimated to be increasing at a rate of about 60 tonnes per annum [4]. Plutonium is considered to be among the most important materials from non-proliferation perspective [13]. In order to define the level of civilian plutonium's usability for nuclear explosive device construction, it is necessary to analyse those properties of the material that could make it suitable for non-civilian applications. Most often, the attributes linked to material's proliferation resistance are the bare critical mass of a sphere, its decay heat, the spontaneous neutron emission, and the radiological barrier [4,6].

Generally, three main plutonium management options can be outlined: (1) indefinite-term storage in facilities with high physical protection levels; (2) reprocessing, MOX fuel manufacturing

and burning in power reactors; and (3) immobilisation in glass or ceramic matrix. The burning of plutonium in MOX fuel form and the metal's immobilisation are considered the two least problematic options for plutonium management [9]. Currently, the main approach for plutonium's energy utilization is MOX fuel manufacturing and its usage in thermal and, to a considerably lesser extent, in fast neutron reactors [21]. The scheme of the classic single plutonium recycle in PWR is shown on Fig. 1.

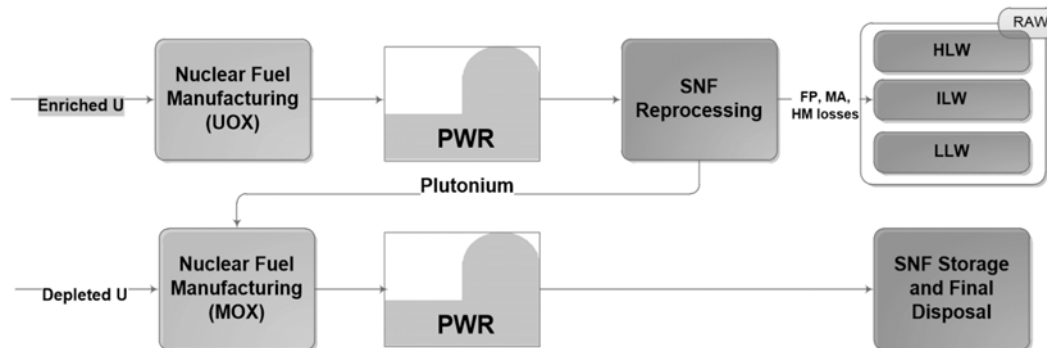


Fig. 1 Partially closed fuel cycle with single plutonium recycle in pressurised water reactor, adapted from [17]

An alternative fuel cycle option that would allow multiple recycling of plutonium in PWRs is the usage of MOX fuel that is manufactured by blending the plutonium with enriched instead of depleted uranium. That concept is known as MOX Enriched Uranium Support (MOX/EUS) or MIX. Unlike traditional MOX where the depleted uranium is used as a matrix material and the plutonium oxide is the main provider of fissile nuclei, in MIX fuels PuO_2 acts as a secondary source of fissile isotopes. In addition, the enriched uranium would enable multiple plutonium recycles in PWRs because it would compensate the loss of reactivity due to the deteriorating plutonium isotopic composition caused by the multiple consecutive irradiations [16,20]. This concept is illustrated on Fig. 2. On Fig. 1 and Fig. 2 the following abbreviations are adopted: UOX – uranium oxide fuel; PWR – pressurised water reactor; SNF – spent nuclear fuel; RAW – radioactive waste; HLW – high-level waste; ILW – intermediate-level waste; LLW – low-level waste; FP – fission products; MA – minor actinides; HM – heavy metal; MOX – mixed oxide fuel.

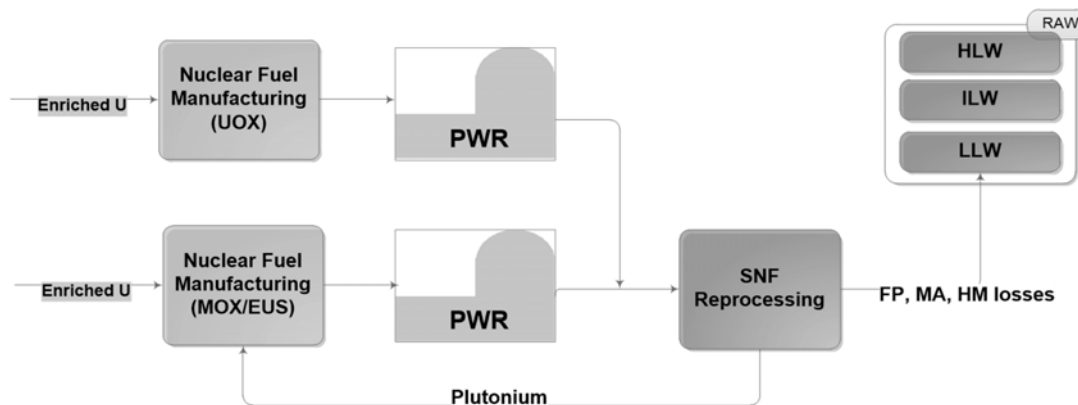


Fig. 2 Partially closed fuel cycle with multiple plutonium recycles in pressurised water reactor, using the MOX/EUS concept, adapted from [17]

Objectives, input data, and methodology

In the current paper the effects of plutonium multiple recycling on material's proliferation resistance properties have been examined. The analysed fuel cycle realizes four-fold plutonium

recycle using MIX fuel, the plutonium after the fourth recycle being set for 300 years decay. The multiple recycle option is compared to two reference cycles: once-through fuel cycle and single plutonium recycle using MOX fuel.

The stages of the MIX fuel cycle are as follows: first, enriched uranium oxide fuel is loaded in a reference PWR (1000 MW gross electric power output, 33% gross unit thermodynamic efficiency) and irradiated for 1241 EFPD, then the spent fuel is discharged (that is the zero recycle or R0) and cooled down for 10 years. At that point the plutonium is extracted and used for manufacturing the MIX fuel for the first recycling. The MIX fuel is also irradiated in the reference PWR for 1241 EFPD. Those steps are repeated three more times. After discharging the fuel from the fourth recycle (R4), it is set for 300 years decay. The overall fuel cycle duration thus becomes 356 years, considering the moment of uranium fuel discharge as Year 0. The refuelling outages are not taken into account.

For comparability, the length of the reference cases is also set at 356 years. In the once-through cycle, the spent fuel is set for 356 years decay right after initial discharge. In the MOX recycle case, the discharged UOX fuel cools down for ten years; then MOX fuel is manufactured and irradiated for 1241 EFPD. The spent MOX fuel then cools down for 342 years adding up to 356 years total fuel cycle length. The fuel cycles' stages are illustrated on Fig. 3.

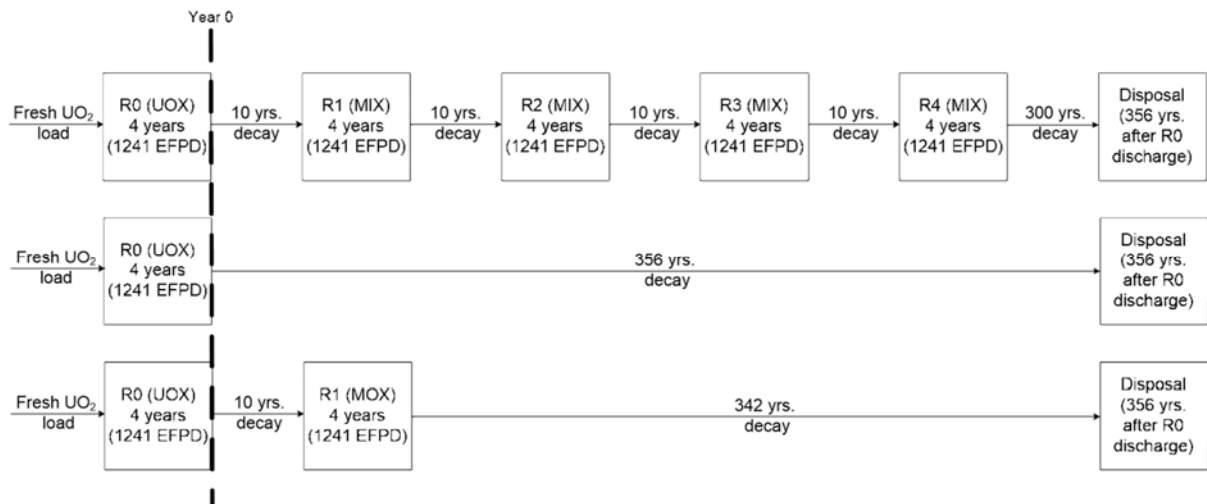


Fig. 3. Examined fuel cycles and timeline of their stages; above: multiple plutonium recycles; in the middle: no recycle; below: single plutonium recycle

The qualities of plutonium's material barrier are assessed using the 'Figure of Merit' criteria. The 'Figure of Merit' methodology is used to assess the material's usability for the construction of a nuclear explosive device by a nation or a sub-national group. The methodology uses two criteria, FOM_1 and FOM_2 , in order to assess the material. They are calculated using Eqs. (1) and (2). These criteria include several intrinsic factors such as bare critical mass M , spontaneous neutron fraction S , decay heat DH , and dose rate DR . The first criterion assesses the material's usability when the explosive yield is of little importance and pre-detonation is not an issue, while the second criterion assesses the case when nominal yield and storability are desirable [2,3]. This effectively means that FOM_1 criterion does not take into account the effects of the spontaneous neutron emission, while FOM_2 could be used to assess the impact of even plutonium isotopes on the material barrier. The present analysis has been carried out using the algorithm applied in [15].

$$FOM_1 = 1 - \lg \left[\frac{M}{800} + \frac{M \cdot DH}{4500} + \frac{M}{50} \cdot \left(\frac{DR}{500} \right)^{\frac{1}{\lg 2}} \right] \quad (1)$$

$$FOM_1 = 1 - \lg \left[\frac{M}{800} + \frac{M \cdot DH}{4500} + \frac{M \cdot S}{6.8 \cdot 10^6} + \frac{M}{50} \cdot \left(\frac{DR}{500} \right)^{\frac{1}{\lg 2}} \right] \quad (2)$$

where: M is the bare critical mass (BCM) of a sphere, kg;

DH – the specific decay heat, W/kg;

S – the spontaneous neutron fraction, (n·kg)/s;

DR – the dose rate of 20% of the BCM at a distance from the source of 1 m, rad/h.

The FOM_1 values for some pure isotopes are shown in Table 1. The lower the criteria value, the better the quality of the material's barrier.

Table 1

FOM₁ values for some nuclear materials [1]

	²³³ U	²³⁵ U	²³⁸ Pu	²³⁹ Pu	²⁴⁰ Pu	²⁴¹ Pu	²⁴² Pu
FOM ₁	2.70	2.20	0.90	2.80	2.00	2.60	1.90

Isotopic benchmarking has also been used to evaluate the plutonium mixtures at the initial moment (R0 discharge) and at the end of the fuel cycle (at 356th year). The used criteria are those for ²³⁸Pu concentration for low technology, defined by Kessler et al. and by Kimura et al. (1.6 wt. % and 2.0 wt. % respectively) [12, 13]. As an additional criterion the plutonium grades according to ²⁴⁰Pu weight fraction, as described by Pellaud in [19], are also used. Those criteria have been applied for assessment in a previous analysis [14].

The isotopic compositions, necessary for the assessment, have been calculated using the ORIGEN-ARP module of the SCALE6.1 system. The bare critical masses have been calculated using the KENO.V.a module of the same system [18]. The isotopic compositions for each fuel cycle stage have been calculated using the input data shown in Table 2. The critical masses have been calculated for each plutonium mixture for a homogenous sphere with density of 19.84 g/cm³, as it has been done in [15].

Table 2

Analysis input data

		UOX	MOX	MIX
²³⁵ U assay	wt. %	4.80	0.25	4.80
Plutonium mass fraction	wt. %	-	5.00	5.00
Fuel mass power load	MW/tHM	49.96	49.96	49.96
Irradiation duration per recycle	EFPD	1241.00	1241.00	1241.00

Results and discussion

The isotopic compositions of plutonium at the beginning and the end of the analysed fuel cycles are summarised in Table 3.

Table 3

Plutonium's isotopic vectors at the beginning and the end of the fuel cycles

t	UOX	UOX	MOX	MIX
	wt%	wt%	wt%	wt%
t	0 yrs.	356 yrs.	356 yrs.	356 yrs.
²³⁸ Pu	3.581	0.280	0.298	0.688
²³⁹ Pu	47.706	58.507	39.544	24.992
²⁴⁰ Pu	24.414	30.164	37.309	32.341
²⁴¹ Pu	15.170	0.000	0.001	0.002
²⁴² Pu	9.128	11.049	22.847	41.977

It is evident that the plutonium from the discharged UOX fuel complies with the Kessler and Kimura criteria, which is not the case of the other isotopic mixtures. That is due to the fact that the half-life of ²³⁸Pu is 84.4 years which means that after 300 years of decay only about 8.5 % of the initial ²³⁸Pu nuclei would be present. Concerning the ²⁴⁰Pu fraction, the mixture in the discharged UOX fuel is reactor grade but is very close to the upper limit of 30 wt.%. All other mixtures are above the 30 wt.% threshold that defines the MOX plutonium grade.

Another observation is that the weight fraction of the odd isotopes declines from 62.877 wt.% in the year 0 to 58.507 wt.% in the 356th year of the once-through cycle, 39.545 wt.% at the end of the MOX cycle, and 24.994 wt.% at the end of the multiple recycle cycle, with ²⁴²Pu being the main isotope in the latter case. That illustrates the continuous deterioration of plutonium's isotopic composition caused by extended irradiation.

The results of the 'Figure of Merit' analysis are summarised in Tables 4, 5 and 6 with criteria values calculated for each stage of the fuel cycle. Table 7 shows a comparison of the FOM criteria values at the beginning and the end of each fuel cycle. The FOM values are similar to those obtained in previous analyses (e.g. in [14,15]). The summarised results show general improvement of the material barrier's qualities with exception of the no recycle case (when spontaneous neutron emission is not considered).

Table 4

Change of the FOM values at different stages of the multiple recycle fuel cycle

Stage	Year	FOM ₁	FOM ₂
Discharge R0	0	2.72	1.08
R0+10 (Load R1)	10	2.71	1.05
Discharge R1	14	2.61	0.78
R1+10 (Load R2)	24	2.60	0.73
Discharge R2	28	2.55	0.62
R2+10 (Load R3)	38	2.53	0.58
Discharge R3	42	2.55	0.58
R3+10 (Load R4)	52	2.50	0.52
Discharge R4	56	2.53	0.55
R4+1	57	2.53	0.55
R4+3	59	2.52	0.54
R4+10	66	2.50	0.51
R4+30	86	2.47	0.45
R4+100	156	2.45	0.40
R4+300	356	2.45	0.38

Table 5

Change of the FOM values at different stages of the once-through fuel cycle

Stage	Year	FOM ₁	FOM ₂
Discharge R0	0	2.72	1.08
R0+1	1	2.71	1.08
R0+3	3	2.71	1.07
R0+10	10	2.71	1.05
R0+30	30	2.71	1.01
R0+100	100	2.71	0.98
R0+300	300	2.71	0.97
R0+356	356	2.71	0.97

If the spontaneous neutron emission is not taken into account (the main effect of even plutonium isotopes) it is evident that the properties of plutonium's material barrier remain unchanged in the case of no recycle (Table 5). In the single recycle case there is a slight improvement in barrier's qualities over time, mainly due to the irradiation stage (Table 6). The same observations can be made in the multiple recycle case where the highest effect on the barrier's quality is observed (Table 5). Once again, the irradiation stages have higher impact. That influence however is highest after the first recycle stage and incrementally decreases with each following recycle. That is due to the deteriorating isotopic composition after each following recycle that limits the amount of burnt odd isotopes, thus limiting the impact on the barrier's quality. The circumstance that in the MIX fuel the plutonium is not the main source of fissile nuclei, unlike in MOX fuel, also contributes to that effect. Generally, it can be concluded that the impact of cooling time on material barrier's properties is relatively low. That supports the results published in [14].

Table 6

Change of the FOM values at different stages of the single recycle fuel cycle

Stage	year	FOM ₁	FOM ₂
Discharge R0	0	2.72	1.08
R0+10 (Load R1-MOX)	10	2.72	1.05
Discharge R1-MOX	14	2.64	0.82
R1-MOX+1	15	2.64	0.82
R1-MOX+3	17	2.63	0.80
R1-MOX+10	24	2.62	0.77
R1-MOX+30	44	2.60	0.71
R1-MOX+100	114	2.58	0.67
R1-MOX+300	314	2.59	0.66
R1-MOX+342	356	2.59	0.65

If the effects of the spontaneous neutron emission are taken into account, the barrier's quality improvement becomes much more pronounced. In that case, improvement occurs much faster and can be observed in all considered cases, the best effect again seen in the multiple recycle case. That is due to the higher weight fraction of even plutonium isotopes. Once again, irradiation has more pronounced effect than decay. The summary shown in Table 7 unequivocally shows the positive effect of multiple recycle on the qualities of plutonium's material barrier, with the spontaneous neutron emission having significant contribution.

Table 7

FOM values at the beginning and at the end of the fuel cycles

	UOX	MOX	MIX
FOM ₁ (t = 0 yrs.)	2.72	2.72	2.72
FOM ₂ (t = 0 yrs.)	1.08	1.08	1.08
FOM ₁ (t = 356 yrs.)	2.71	2.59	2.45
FOM ₂ (t = 356 yrs.)	0.97	0.65	0.38

The discrepancies between the results of isotopic benchmarking (non-compliance with the ²³⁸Pu fraction criteria) and the 'Figure of Merit' values (showing improved barrier quality) show the limitations of isotopic benchmarking, especially in the long-term analyses (good convergence in the short term has been demonstrated in [14]) and the need of applying more complex and reliable criteria in proliferation resistance analyses.

Conclusion

The present analysis has demonstrated that multiple recycling of plutonium is a viable option in terms of improving the quality of its material barrier to proliferation, especially in comparison with currently applied fuel cycle strategies. The limitations of isotopic benchmarking have also been demonstrated.

References

1. Bathke, C.G. (2014) Material Attractiveness and Why It Is Important, Los Alamos National Laboratory, LA-UR-14-20797, Los Alamos, NM, USA
2. Bathke, C.G., B.B. Ebbinghaus, B.W. Sleaford, R.K. Wallace, B.A. Collins, B.A. Hase, M. Robel, G.D. Jarvinen, K.S. Bradley, J.R. Ireland, M.W. Johnson, A.W. Prichard, B.W. Smith (2009) An Assessment of the Attractiveness of Material Associated with a MOX Fuel Cycle From Safeguards Perspective. In: *Proceedings of INMM 50th Annual Meeting*, Tucson, AZ, United States, 12-16 July 2009
3. Bathke, C.G., B.B. Ebbinghaus, B.A. Collins, B.W. Sleaford, K.R. Hase, M. Robel, R.K. Wallace, K.S. Bradley, J.R. Ireland, G.D. Jarvinen, M.W. Johnson (2012) The Attractiveness of Materials in Advanced Nuclear Fuel Cycles for Various Proliferation and Theft Scenarios, *Nuclear Technology* **179** 5-30
4. Beller, D.E., R.A. Krakowski (1999) Burnup dependence of proliferation attributes of plutonium from Spent LWR Fuel, Los Alamos National Laboratory, LA-UR-99-751, Los Alamos, NM, USA
5. European commission (2016) Communication from the Commission. Nuclear Illustrative Programme presented under Article 40 of the Euratom Treaty for the opinion of the European Economic and Social Committee, COM(2016)177, Brussels
6. Ezoubtchenko, A.A., M. Saito, V.V. Artisyuk, H. Sagara (2005) Proliferation Resistance Properties of U and Pu Isotopes, *Progress in Nuclear Energy* **47** 701-707
7. IAEA (2008) Nuclear Energy Basic Principles, Nuclear Energy Series No. NE-BP, Vienna
8. IAEA (2013) Nuclear Fuel Cycle Objectives, Nuclear Energy Series No. NF-O, Vienna
9. IPFM (2007) Global Fissile Material Report 2007. Developing the technical basis for policy initiatives to secure and irreversibly reduce stocks of nuclear weapons and fissile materials, Second annual report of the International Panel on Fissile Materials, Princeton, NJ, USA
10. Kang, J. (2005) Analysis of Nuclear Proliferation Resistance, *Progress in Nuclear Energy* **47** 672-684
11. Kessler, G. (2011) Proliferation-proof Uranium/Plutonium Fuel Cycles. Safeguards and Non-proliferation, KIT Scientific Publishing, Karlsruhe
12. Kessler, G., C. Broeders, W. Hoebel, B. Goel, D. Wilhelm (2008) A New Scientific Solution for Preventing the Misuse of Reactor-Grade Plutonium as Nuclear Explosive, *Nuclear Engineering and Design* **238** 3429-3444

13. Kimura, Y., M. Saito, H. Sagara (2011) Evaluation of Proliferation Resistance of Plutonium Based on Decay Heat, *Journal of Nuclear Science and Technology* **48** 715-723
14. Naydenov, I. (2018) Change of the Quality of the Material Aspects of the Intrinsic Proliferation Barrier of Reactor-Grade Plutonium Produced in a PWR as a Function of Fuel Type, Cooling Time, and Burn-Up, *BgNS Transactions* **23** 54-64 (in press)
15. Naydenov, I., K. Filipov (2015) Plutonium-Containing Civilian Materials' Attractiveness Analysis Using the 'Figure of Merit' Methodology, *BgNS Transactions* **20** 124-131
16. OECD NEA (2003) Plutonium Management in the Medium Term, A Review by the OECD/NEA Working Party on the Physics of Plutonium Fuels and Innovative Fuel Cycles (WPPR), NEA No. 4451, Paris
17. OECD NEA (2006) Advanced Nuclear Fuel Cycles and Radioactive Waste Management, NEA No. 5990, Paris
18. ORNL (2011) Scale: A Comprehensive Modeling and Simulation Suite for Nuclear Safety Analysis and Design, ORNL/TM-2005/39, Version 6.1
19. Pellaud, B. (2002) Proliferation Aspects of Plutonium Recycling, *Comptes Rendus Physique* **3.7** 1067-1079
20. Vasile, A., Ph. Dufour, H. Golfier, J.P. Grouiller, J.L. Guillet, Ch. Poinot, G. Youinou, A. Zaetta (2003) Advanced fuels for plutonium management in pressurized water reactors, *Journal of Nuclear Materials* **319** 173 – 179
21. Zashev, K., K. Filipov (2018) Application of Minor Actinides Transmutation as an Approach for Shortening of Spent Nuclear Fuel Storage Period, In: *Energy Forum 2018 Proceedings*, Varna Bulgaria, 101-110 (in Bulgarian)

Ivaylo Naydenov, PhD, Senior Assistant Professor, TU – Sofia, Department of Thermal and Nuclear Power Engineering, phone (+359) 898 59 71 94, e-mail: ivaylo.naydenov@gmail.com
Kalin Filipov, PhD, Associated Professor, TU – Sofia, Department of Thermal and Nuclear Power Engineering, phone (+359) 2 965 2297, e-mail: filipov@tu-sofia.bg

СЕКЦИЯ

ЕНЕРГИЙНА ЕФЕКТИВНОСТ И ВЪЗОБНОВЯЕМИ ИЗТОЧНИЦИ НА ЕНЕРГИЯ

Един подход за изчисляване на енергийните спестявания в оранжерийен комплекс

Никола Калоянов

Представен е подход за оценяване на спестяванията в оранжерийен комплекс за случаите, когато има въведени енергоспестяващи мерки, които си влияят взаимно и няма възможност за измерване на ефекта от всяка мярка поотделно. Съществен фактор се явява графикът на засаждане на зеленчуците. Разработен е алгоритъм за анализ на разхода на енергия и спестяванията за даден период от време при определена референтна база.

Ключови думи: енергийни спестявания, екологичен ефект, многосвързани енергоспестяващи мерки.

An approach to calculating the energy savings in a greenhouse complex

Nikola Kaloyanov

An approach to assessing savings in a greenhouse complex is presented for cases where energy saving measures have been introduced that influence each other and there is no possibility to measure the effect of each measure individually. An important factor is the planting schedule of vegetables. An algorithm has been developed to analyze energy consumption and savings over a given period of time on a given reference basis.

Keywords: Energy savings, environmental impact, multi-related energy saving measures.

Въведение

При оценяване на постигнати енергийни спестявания в резултат на изпълнени енергоспестяващи мерки в оранжерийни комплекси, от първостепенно значение се явява отчитането на режимите за различните отглеждани култури, включително използваната площ, съответстващите времеви интервали, както и специфичните параметри на вътрешния микроклимат.

Математическо описание на метода

Един правомерен подход за оценка на енергийните спестявания и екологичния ефект от прилагане на единични енергоспестяващи мерки или пакети от мерки в даден период от време за такива случаи се основава на идентификация на базовата линия на потребление на енергия преди въвеждане на мерките и сравнение на разхода на енергия след въвеждане на мерките с базовата линия. Процедурата за решаване на проблема се изпълнява в следната последователност:

A. Идентификация на базовата линия на енергопотребление

1. Определя се базова година за начало на оценката.
2. За всеки месец от базовата година, през който е използвана топлина за отопление, се изчислява отопляемия обем и се отчита средната месечна температура на въздуха, поддържана в оранжерията.
3. За всеки месец i от отоплителния период се определя производението на денградусите и отопляемия обем:

$$DD_i \cdot V_i, \quad (1)$$

където:

$$DD_i = n_i \cdot (\overline{t_{in,i}} - \overline{t_{a,i}}), \quad (2)$$

DD_i - отоплителните денградуси за месеца i ,

n_i - броят на дните в месеца i ,

$\overline{t_{in,i}}$ - средната стойност на поддържаната температура в оранжерията през месеца i ,

$\overline{t_{a,i}}$ - средната стойност на външната температура през месеца i ,

V_i - отопляемият обем през месеца i , m^3 . Когато всички оранжерийни модули са с еднаква височина, отопляемият обем може да се замени с площта на модулите.

4. В случаите, когато има оранжерийни модули, в които през i -я месец не се отглежда култура, но се поддържа определена минимална температура за предотвратяване на замръзване на системите, е необходимо да се изчисли съответстващо произведение денградусите (по поддържаната температура) и обема, и да се сумира с произведението от уравнение 1.
5. Потребената енергия през месеца i се определя като сума от всички използвани енергийни ресурси, отчетени с горната им топлотворна способност.
6. Идентифицира се зависимостта на потребената енергия през отоплителния период на базовата година $E_b = f \{ DD_i, V_i \}$ и се определят коефициентите на апроксимация полином. Нормално е да се получи много добра апроксимация с права линия.

Б. Изчисляване на спестената крайна енергия

7. За всеки месец j от отоплителния период на годината, следваща избраната за базова, се определя произведението на денградусите и отопляемия обем:

$$DD_j^* \cdot V_j^*, \quad (3)$$

както и изразходваната енергия E_j по правилата, описани в т.1 - т.5 по-горе.

8. Спестената крайна енергия се изчислява по формулата:

$$FES = \sum_{j=1}^K (f \{ DD_j^* V_j^* \} - E_j), \quad kWh \quad (4)$$

където:

$f \{ DD_j^* V_j^* \}$ - изчисленият по базова линия разход на енергия за j -я месец,

E_j - реално регистрираният разход на енергия през месеца j ,

K – брой на месеците в отоплителния период на оценяваната година.

В. Изчисляване на спестената първична енергия

9. При използване на P броя различни енергийни ресурси през оценявания период, общата спестена първична енергия може да се изчисли по израза:

$$PES = FES \cdot \overline{f_p}, \quad kWh \quad (5)$$

където:

PES - спестената първична енергия, kWh;

FES - спестената крайна енергия, kWh;

\bar{f}_p - средно-претеглен коефициент за превод на крайната енергия от P енергийни ресурси в първична, определен на основата на потреблението за периода от време – базова година + оценяван период.

Г. Изчисляване на екологичния ефект – спестени емисии CO₂

10. При използване на P броя различни енергийни ресурси през оценявания период, екологичният еквивалент на спестената енергия от прилагане на енергоспестяващи мерки може да се оцени по израза:

$$ES_{CO_2} = FES \cdot \bar{e}_p, \text{ kg} \quad (6)$$

където:

ES_{CO_2} - спестеното количество емисии CO₂ в резултат на приложените енергоспестяващи мерки, kg;

FES - спестената крайна енергия, kWh;

\bar{e}_p - коефициентът на екологичен еквивалент на крайната (доставената) енергия, определен като средно-претеглена стойност на основата на потреблението на различните енергийни ресурси за периода от време – базова година + оценяван период, gCO₂/kWh.

Резултати от приложение на подхода за оценка на спестяванията в оранжерийен комплекс

Изложеният подход и алгоритъм са илюстрирани с едно приложение за оценка на спестяванията в оранжерийен комплекс в района на гр. Първомай.

Изходни условия

През лятото и ранната есен на 2017 г. в оранжерийния комплекс са изпълнени енергоспестяващи мерки по вертикалните ограждащи елементи на оранжерийните модули – съществуващите стъклени ограждащи елементи са подменени с поликарбонатни плоскости и е извършена оптимизация на технологичните процеси.

За оценка на реализираните спестявания са приети следните изходни условия:

1. За определяне на базовия разход на енергия е избран периодът 01 Януари – 31 Март 2017 г.
2. За оценка на очакваните спестявания е избран периодът 01 Януари – 31 Март 2018 г. Периодът януари – март е избран за представителен поради факта, че през тези месеци няма прекъсване на отоплението поради повишена външна температура.
3. През двата периода за отопление на оранжерийните модули са използвани като енергийни ресурси природен газ, пелети и топлина от система за централизирано топлоснабдяване (от ко-генерационен модул).
4. В Таблицы 1 и 2 са показани основните параметри на енергопотреблението за периода януари 2017 – март 2018 г.

Таблица 1

Таблица 1		Изходни данни за анализа на енергопотреблението – 2017 г.										
Месец	*Средна месечна температура	Крайна продукция	Електричество		Природен газ			Пелети			Топлина	
	°C		тон	MWh	лв.	хил.м ³	MWh	лв.	тон	MWh	лв.	MWh
I	-4,2		407,0	27 398,0	769,0	8 120,6	263 806,0	67,0	339,6	9 990,0	5 207,0	135 387,0
II	2,5		291,0	19 749,0	718,0	7 582,1	241 278,0	35,0	177,4	5 259,0	4 773,0	124 100,0
III	9,8	499,0	270,0	18 498,0	540,0	5 702,4	177 973,0	25,0	126,7	3 825,0	4 907,0	127 574,0
IV	12,7		233,0	16 042,0	298,0	3 146,9	126 915,0				5 129,0	133 362,0
V	17,6		179,0	12 547,0	0,1	0,6	26,0				3 259,0	84 742,0
VI	23,5	1 976,0	74,0	10 162,0	0,9	9,5	387,0				85,0	2 207,0
VII	25,0		87,0	11 988,0								
VIII	25,2		112,0	16 492,0	0,1	0,8	38,0					
IX	21,3	2 249,0	88,0	12 442,0	0,0	0,1	4,0				410,0	10 670,0
X	13,5		75,0	5 787,0							2 685,0	69 810,0
XI	8,3		64,0	9 770,0								
XII	4,5	1 098,0	131,0	9 541,0	3,0	31,7	126,0				2 609,0	67 826,0

Таблица 2

Таблица 2		Изходни данни за анализа на енергопотреблението – януари-март 2018 г.										
Месец	*Средна месечна температура	Крайна продукция	Електричество		Природен газ			Пелети			Топлина	
	°C		тон	MWh	лв.	хил.м ³	MWh	лв.	тон	MWh	лв.	MWh
I	2,7		146,0	9 508,0	301,47	3 183,5	140 832,0				5 125,0	133 239,0
II	3,9		204,0	13 280,0	788,28	8 324,2	368 469,0				4 690,0	121 932,0
III	6,9	516,0	186,0	12 090,0	527,67	5 572,2	239 716,0	125,0	633,5	13 028,0	5 170,0	134 415,0

*Поради липса на метеорологични данни за гр. Първомай, средната месечна температура на външния въздух е отчетена за най-близкото населено място с налична информация - станция Маноле.

5. График на отглежданите зеленчуци

а) базов период

5 блок Домати – начало 25.01.2017 г.
6 блок Краставици – начало 09.02.2017 г.
7 блок Краставици – начало 15.01.2017 г.
8 блок Домати – начало 25.01.2017 г.
9 блок Краставици – начало 03.02.2017 г.
10 блок Домати – начало 16-20.02.2017 г.
11 блок Краставици слама – начало 12.01.2017 г.
12 блок Краставици слама – начало 30.12.2016 г.

б) период след въвеждане на мерките

5 блок Краставици – начало 12.01.2018 г.
6 блок Домати – начало 03.02.2018 г.
7 блок Краставици – начало 06.01.2018 г.
8 блок Краставици – начало 17.01.2018 г.
9 блок Домати – начало 06.02.2018 г.
10 блок Краставици – начало 19.01.2018 г.
11 блок Домати – начало 28.03.2018 г.
12 блок Салати – начало 29.12.2017г. край 13.03.2018г.

*Всеки блок е с площ 29788.8 m².

ПАРАМЕТРИ НА ВЪВЕДЕНИТЕ ЕНЕРГОСПЕСТЯВАЩИ МЕРКИ

№	Наименование на мярката (по класификацията на АУЕР)	Година на изпълнение на мярката	Вложени инвестиции хиляди лева	Живот на мярката, год.
1	Въвеждане на системи за мониторинг и контрол (СМК)			
2	Мерки по технологични агрегати и съоръжения			
3	Подмяна на технологично оборудване			
4	Мерки по кондензни стопанства			
5	Отстраняване на пропуски и топлоизолация			
6	Мерки по генериращи мощности			
7	Смяна на горивна база			
8	Оползотворяване на отпадна топлина			
9	Мерки по електродвигатели			
10	Мерки по трансформатори			
11	Мерки по осветителни инсталации			
12	Оптимизиране енергопотреблението на сградния фонд (нови енергоспестяващи сградни ограждащи елементи на оранжерийните блокове)	2017	62.85	10
13	Когенерация			
14	ВИ			
15	Други: Оптимизация на технологичните процеси (промяна на графика на засаждане по видове зеленчуци)	12.20 17- 01.2018	0	н/п
		ОБЩ О	62.85	

РЕЗУЛТАТИ

1. Идентифицирани параметри от обработката на графиците

2017 г.								
Януари								
Блок номер	блок 12	блок 5	блок 6	блок 7	блок 8	блок 9	блок 10	блок 11
Средноденонощна температура за зеленчуците, °C	19.5	17.5	21	21	17.5	21	17.5	19.5
Брой дни в месеца с поддържаната за зеленчука температура	31	7	0	17	7	0	0	20
Средна стойност на поддържаната за зеленчуците температура в оранжерията, °C	19.47							
Площ на отопляемите до необходимата температура за зеленчуците модули, m ²	78796.181							
Февруари								
Брой дни в месеца с поддържаната за зеленчука температура	28	28	20	28	28	26	13	28
Средна стойност на поддържаната за зеленчуците температура в оранжерията, °C	19.36							
Площ на отопляемите до необходимата температура за зеленчуците модули, m ²	211713.257							
Март								
Брой дни в месеца с поддържаната за зеленчука температура	31	31	31	31	31	31	31	31
Средна стойност на поддържаната за зеленчуците температура в оранжерията, °C	19.31							
Площ на отопляемите до необходимата температура за зеленчуците модули, m ²	238310.400							

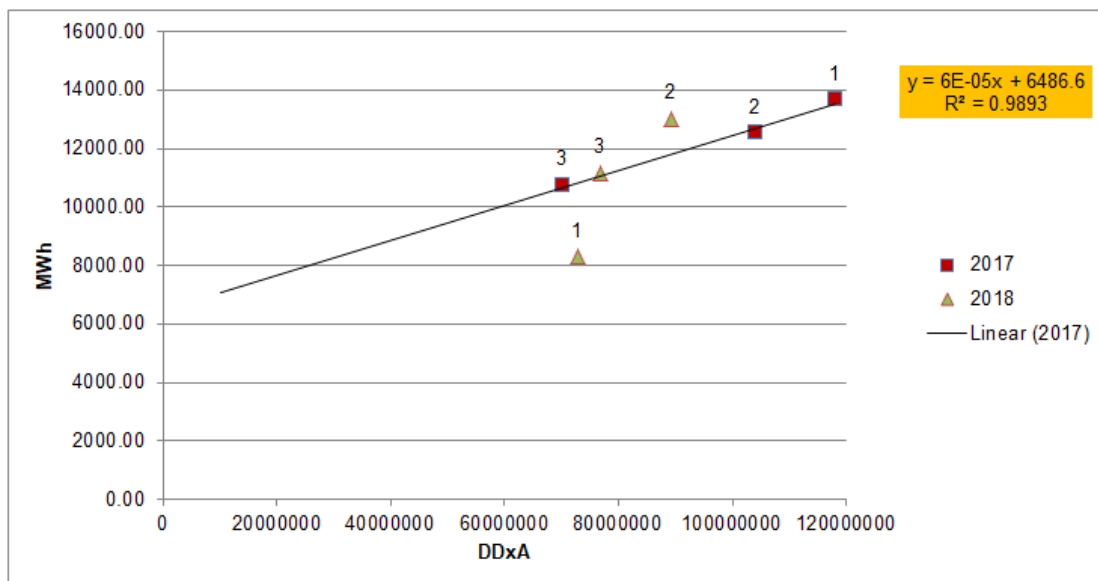
2017			Блокове с отглеждани зеленчуци				Блокове без отглеждане на зеленчуци				ОБЩО	Потребена енергия
Месец	Брой дни в месеца	Средно-месечна външна температура °C	Средна стойност на поддържаната за зеленчуците температура	Площ на блоковете	Денградуси	Денградуси x Площ	Средна стойност на поддържаната температура	Площ на блоковете	Денградуси	Денградуси x Площ	Денградуси x Площ	
			°C	m ²			°C	m ²				
Януари	31	-4.2	19.47	78796.18	733.75	57817082	8	159514.22	378.2	60328278	118145360	13667.20
Февруари	28	2.5	19.36	211713.26	472.20	99971213	8	26597.14	154	4095960	104067173	12532.46
Март	31	9.8	19.31	238310.40	294.89	70274758	8	0.00		0	70274758	10736.10

2018 г.								
Януари								
Блок номер	блок 12	блок 5	блок 6	блок 7	блок 8	блок 9	блок 10	блок 11
Средноденонощна температура за зеленчуците, °C	13.5	21	17.5	21	21	17.5	21	17.5
Брой дни в месеца с поддържаната за зеленчука температура	31	20	0	26	15	0	13	0
Средна стойност на поддържаната за зеленчуците температура в оранжерията, °C	18.79							
Площ на отопляемите до необходимата температура за зеленчуците модули, m ²	100897.548							
Февруари								
Брой дни в месеца с поддържаната за зеленчука температура	28	28	26	28	28	23	28	0
Средна стойност на поддържаната за зеленчуците температура в оранжерията, °C	18.98							
Площ на отопляемите до необходимата температура за зеленчуците модули, m ²	201074.400							
Март								
Брой дни в месеца с поддържаната за зеленчука температура	13	31	31	31	31	31	31	4
Средна стойност на поддържаната за зеленчуците температура в оранжерията, °C	19.38							
Площ на отопляемите до необходимата температура за зеленчуците модули, m ²	195068.594							

2018		Блокове с отглеждани зеленчуци					Блокове без отглеждане на зеленчуци				ОБЩО	Потребена енергия
Месец	Брой дни в месеца	Средно-месечна външна температура	Средна стойност на поддържаната за зеленчуците температура	Площ на блоковете	Денградуси	Денградуси х Площ	Средна стойност на поддържаната температура	Площ на блоковете	Денградуси	Денградуси х Площ	Денградуси х Площ	
Януари	31	2.7	18.79	100897.55	498.66	50313283	8	137412.85	164.3	22576932	72890215	8308.50
Февруари	28	3.9	18.98	201074.40	422.28	84909996	8	37236.00	114.8	4274692.8	89184688	13014.20
Март	31	6.9	19.38	195068.59	386.93	75478861	8	43241.81	34.1	1474545.6	76953407	11172.98

2. Базова линия на потреблението на енергия

На фиг.1 е изобразена идентифицираната линейна зависимост $E_b = f \{ DD_i, V_i \}$, получена с апроксимация $E_b = 0,00006 \cdot DD \cdot A + 6486,6$ MWh/месец със степен на корелация $R^2=0,9893$.



Фигура 1. Идентифицираната базова линия на енергопотребление

3. Оценка на енергийните спестявания

3.1 Енергийни спестявания по крайна енергия

2018	Денградуси x Площ	Потребена енергия 2018 г.	Изчислена енергия за 2018 г. по базова линия	Спестена енергия	Общо спестена енергия
Месец		MWh	MWh	MWh	MWh
Януари	72890214.72	8308.50	10860.01	2551.51	1305.82
Февруари	89184688.32	13014.20	11837.68	-1176.52	
Март	76953407.04	11172.98	11103.80	-69.18	

3.2. Определяне на коефициентите за преход към първична енергия и екологичния еквивалент на централизираното топлоснабдяване

За идентификация на коректните стойности на коефициентите за изчисляване на първичната енергия и екологичния еквивалент на топлината от централизирано топлоснабдяване с отчитане на спецификата на системата за комбинирано производство на енергия, са анализирани параметрите на ко-генерационната централа за 2017 г.

- Изразходено количество природен газ – 6 080 000 nm³
- Еквивалентно количество топлина – 6 080 000 x 10,56/1000 = 64204.8 MWh
- Ефективност на производството на електричество и топлина – 88%
- Продадена топлина – 29 064 MWh
- Изразходван природен газ за производство на топлина = 29 064/0.88 = 33 027 MWh
- Коефициент за превод на доставената топлина към първична енергия:

$$f_p = 33\,027 \times 1,1 / 29\,064 = 1,25$$

- Коефициент на екологичния еквивалент:

$$e_p = 33\,027 \times 202 / 29\,064 = 229,55 \text{ gCO}_2/\text{kWh}$$

3.3 Енергийни спестявания по първична енергия

По предоставените данни за потреблението на енергия за периода Януари 2017 – Март 2018 г. (природен газ, пелети и централизирано топлоснабдяване), е изчислена средната претеглена стойност на коефициента за превод към първична енергия:

$$\bar{f}_p = 1,176$$

Енергийните спестявания по първична енергия са изчислени по формулата:

$$PES = FES \cdot \bar{f}_p = 1305,82 \cdot 1,176 = 1535,64 \text{ MWh}$$

3.4 Екологичен еквивалент на енергийните спестявания

Аналогично на предходната точка, по предоставените данни за потреблението на енергия за периода Януари 2017 – Март 2018 г. (природен газ, пелети и централизирано топлоснабдяване), е изчислена средната претеглена стойност на коефициента на екологичен еквивалент:

$$\bar{e}_p = 214 \text{ gCO}_2/\text{kWh}$$

Екологичният еквивалент на енергийните спестявания е изчислен по формулата:

$$ES_{CO_2} = FES \cdot \bar{e}_p = 1305,82 \cdot 1000 \cdot 214 / 1000000 = 279,45 \text{ тона}$$

Заклучение

Представеният подход дава една възможност за оценка на спестяванията в оранжерийен комплекс в резултат от въвеждани през годините единични енергоспестяващи мерки и пакети от мерки. Като естествено следствие, резултиращите спестявания – на енергия от различните използвани енергийни ресурси, както и на емисиите CO₂, са променливи през годините и не е възможно да се намери оценка на индивидуалните ефекти. Големината им зависи строго от взаимното влияние на въведените мерки, както и от режима на засаждане и отглеждане на зеленчуците. Разработеният подход и алгоритъм за оценка на спестяванията са приложим без ограничения по отношение на вида на произвежданата продукция.

Литература

1. НАРЕДБА № Е-РД-04-3 от 4.05.2016 г. за допустимите мерки за осъществяване на енергийни спестявания в крайното потребление, начините на доказване на постигнатите енергийни спестявания, изискванията към методиките за тяхното оценяване и начините за потвърждаването им.

Проф. д-р инж. Никола Калоянов, Технически университет – София, ngk@tu-sofia.bg

Изследване на енергийните и аеродинамични характеристики на въздушен слънчев колектор в естествени условия

Никола Калоянов, Любомир Цоков, Росен Цеков, Момчил Василев, Цветан Божков

Масовото използване на ВЕИ за подържане на микроклимата в сгради е без алтернатива. Използването на слънчевата енергия чрез локални топлинни и фотоволтаични колектори е ефективния и непосредствен начин за постигане на тази цел, както от техническа, така и от икономическа гледна точка. В настоящата работа са представени резултати от изпитване на хибриден слънчев въздушен колектор за автономна вентилация на помещения в жилищни и производствени сгради.

Ключови думи: въздушен слънчев колектор, възобновяеми енергийни източници, вентилация.

Investigation of the energy and aerodynamic characteristics of solar air heater in natural conditions

Nikola Kaloyanov, Lyubomir Tsokov, Rossen Tsekov, Momchil Vassilev, Tsvetan Bozhkov

The massive use of RES to maintain the microclimate in buildings has not alternative. The use of solar energy through local heat and photovoltaic collectors is an effective way to achieve this goal, both technically and economically. In the present work results of testing of an hybrid solar collector for autonomous ventilation of premises in residential and industrial buildings are presented.

Keywords: solar collector, renewable energy, ventilation.

Въведение

На полигона за възобновяеми енергийни източници в Технически университет-София беше проведено предварително експериментално изследване и оценка на енергийните и аеродинамични характеристики на въздушен слънчев колектор (ВСК), комбиниран с фотоволтаичен панел за осигуряване на принудителна циркулация на пресния въздух през колектора към помещението. Освен че осигурява енергийна автономност, комбинацията от двата вида колектори води до своеобразен автомоделен режим на работа на системата, зависещ основно от интензитета на слънчевия топлинен поток, попаднал върху двата колектора. Изследването беше проведено в средата на месец май, в условията на силно променлива облачност и температури на атмосферния въздух вариращи в диапазона от 15°C до 25°C. Параметрите на климата се регистрираха от метрологичната станция към полигона, а данните от измерването на свойствата на въздушния поток през колектора, параметрите на вентилатора и температурата на абсорбера се записваха на всеки две секунди върху електронен носител. Резултатите от експеримента бяха обработени и обобщени. Поради липса на данни за поведението на подобни хибридни системи и установени критерии и модели за оценката им, беше разработена методика и форма за тяхното представяне с цел използване в практиката.

Енергийни и аеродинамични характеристики на ВСК

Експериментална постановка

Експериментът се проведе с плосък вертикален ВСК, модел "KOCAN-AIR 4,0m²".

Описание на техническите характеристики на изследвания модел е представено в Таблица 1. При провеждането на измерването контролерът за управление на работата на вентилатора в зависимост от температурата на въздуха в колектора е изключен.

Таблица 1

Технически характеристики на ВСК

Вид	Стойност
Габаритни размери	4220x1000x100 mm
Бруто площ	4,0 m ²
Бруто тегло	48 kg
Апертурна площ	3,8 m ²
Прозрачно покритие	Поликарбонат 10 mm Интегрален коефициент на пропускане: 74 %
Абсорбер СЕЛЕКТИВЕН – TiNOX	Коефициент на абсорбция: $\alpha = 0,95$ Степен на чернота: $\epsilon = 0,04$
Вграден постояннотоков вентилатор	Електрическа мощност: $W_{el}=12W$ Напрежение и ток: $U=12V, I=1A$ Обороти: 4500 1/min
Налягане в колектора	Подналягане
Фотоволтаичен панел за захранване на вентилатора	Максимална електрическа мощност: 36 Wp Напрежение при макс. мощност: 17,5 Vmp Ток при максимална мощност: 2,06 Amp Размери: 985x370x5 mm

Изпитваният ВСК беше монтиран вертикално в посока юг, успоредно на равнината на пиранометрите за измерване на пряка и дифузна слънчева радиация върху вертикална повърхност. Системата за измерване на пряката и дифузна слънчева радиация върху хоризонтална и вертикална повърхности /пиранометър Kipp & Zonen CMP 21, напълно съвместим с ISO 9060:1990 Secondary Standard Instrument performance criteria (максимално възможната ISO категория пиранометър)/ има следните характеристики:

- Максимална плътност на облъчване: 4000 W/m²;
- Спектрален диапазон: 285 – 2800 nm;
- Време за реакция: 5 sec.

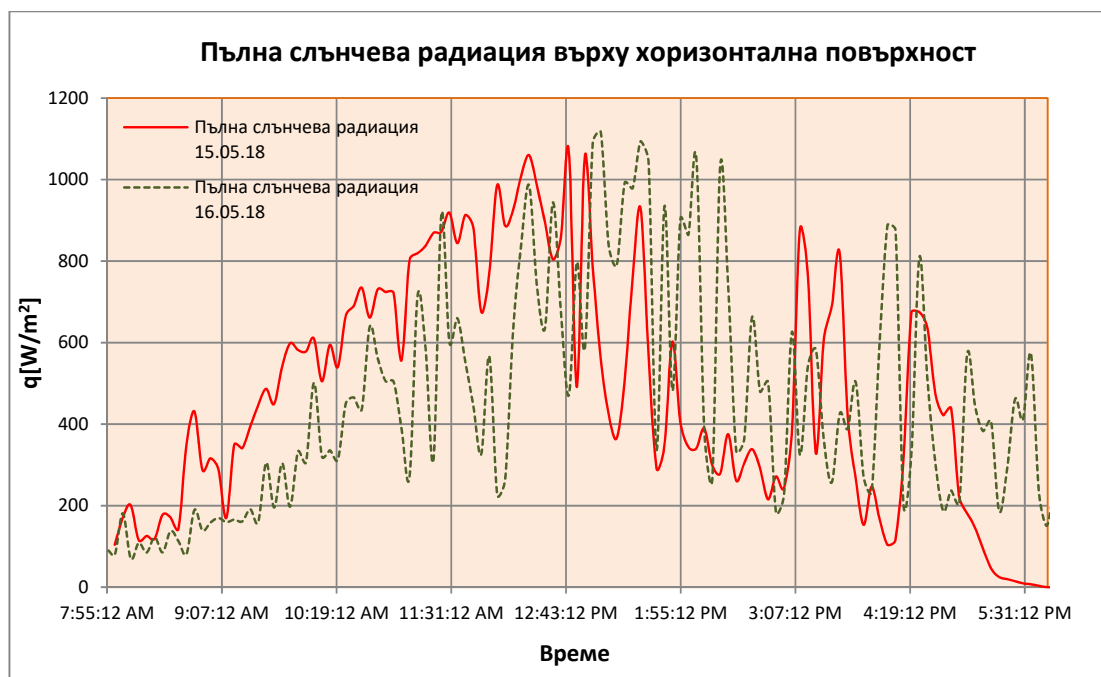
Параметрите на околната среда се измерваха от Автоматична метеорологична станция Campbell Scientific. Комплектовката ѝ, позволяваща измерване на скоростта и посоката на вятъра, температурата, влажността и налягането на атмосферния въздух, е следната:

- Чашков анемометър A100R с диапазон 0 – 75 m/s
- Сензор за посока на вятъра W200P с диапазон 0 – 360°
- Сонда за температура и относителна влажност на въздуха HC2S3 : -40 до +60 °C, 0 – 100%

- Барометър CS100 600 – 1100 hPa

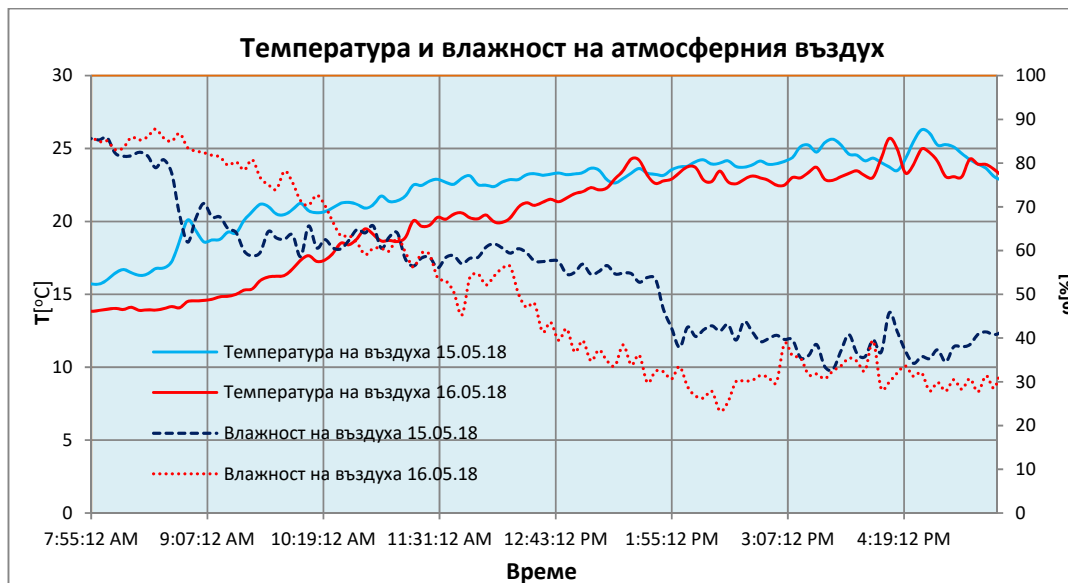
За оценка на топлинния поток, абсорбиран от колектора и предаден на въздушния поток преминаващ през него, се измерваше дебита и температурата на потока на изхода на колектора (работа в режим на подналягане), а за допълнителен контрол и температурата на въздуха на входа на колектора. При обработката на експерименталните данни за температура и влажност на въздуха на входа на колектора се използваха данните от метеорологичната станция. Измерването на параметрите на въздушния поток, температурата на абсорбера, аеродинамичните загуби и електрическата мощност на вентилатора се извършваше с честота 0.5Hz чрез следните уреди: уред за измерване на скорост, температура и дебит; трансмитер за измерване на диференциално налягане; универсален многоканален 24 битов аналого-цифров преобразувател (АЦП).

Тестването на ВСК беше проведено два последователни дни в интервал от време между 9:00 и 16:00 часа. Представа за характера на слънчевата радиация паднала върху хоризонтална повърхност на мястото на изпитване на колектора може да се добие от графиката показана на Фигура 1.



Фиг.1. Интензивност на слънчевата радиация върху полигона за времето на експеримента.

Данни за температурата и относителната влажност на атмосферния въздух са представени на Фигура 2. Скоростта на вятъра през времето на провеждането на теста рядко надхвърляше 3m/s.



Фиг.2. Температура и влажност на атмосферния въздух на полигона за времето на експеримента.

Експериментални резултати

Всички измервания във времето бяха приведени към усреднените на всеки пет минути данни от метеорологичната станция. След обработка и усредняване за интервал от време един час - съобразен с часовите данни за климата, предлагани от различни източници – бяха получени следните графики и модели за дебита на въздуха, температурата, полезния топлинен добив и термичната ефективност на колектора.

Означения:

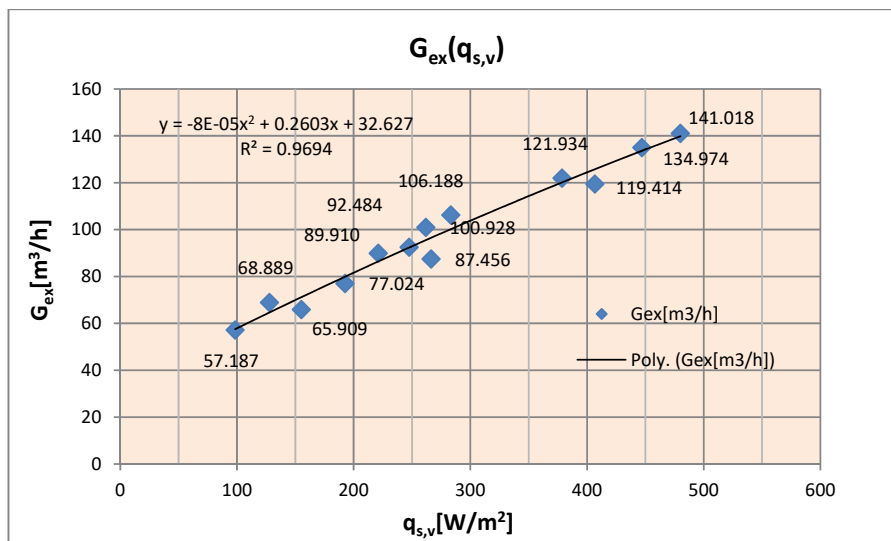
$q_{s,v}$ – плътност на слънчевата радиация върху колекторната повърхност; [W/m²]

G_{ex} - обеман дебит на въздушния поток; [m³/h]

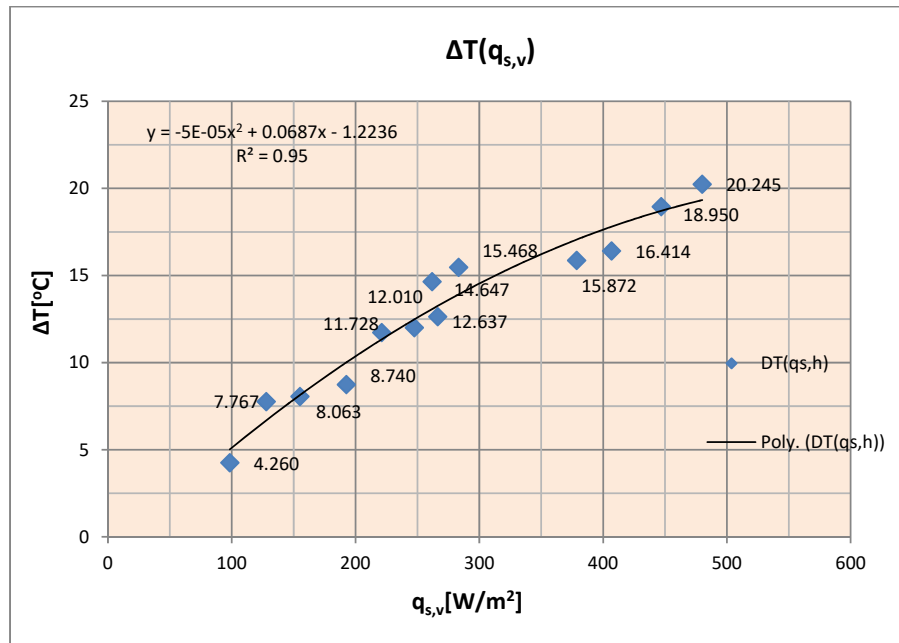
ΔT - повишаване на температурата на въздушния поток; [°C]

Q - топлинна мощност на въздушния поток; [W]

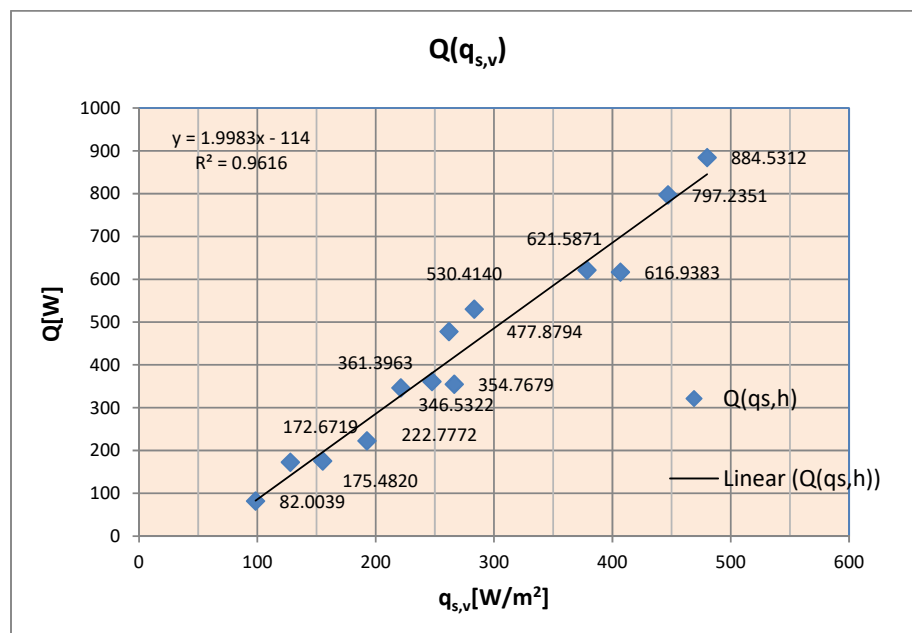
η - среден термичен КПД на колектора [%]



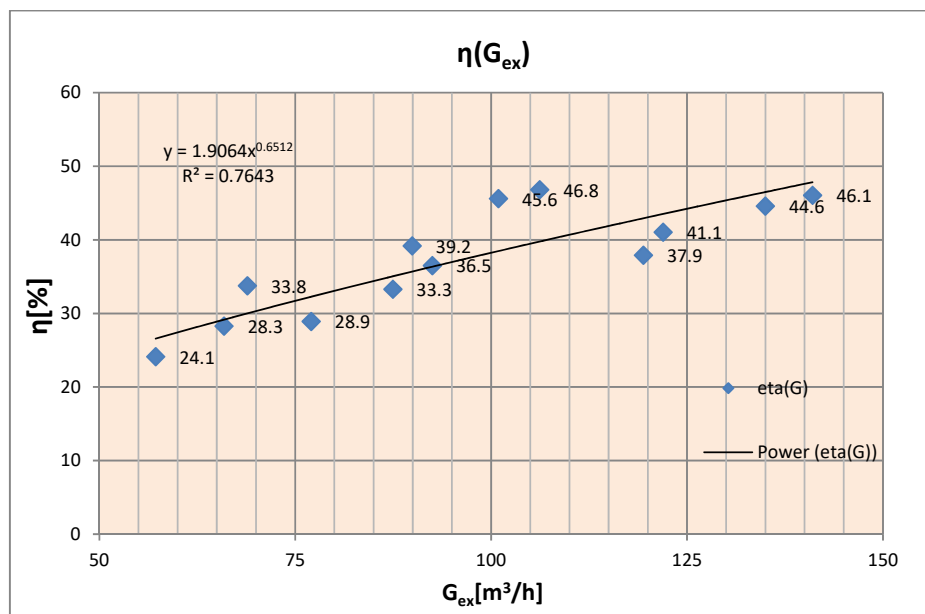
Фиг.3. Обеман дебит на въздушния поток през ВСК в зависимост от плътността на пълната слънчева радиация върху вертикалната повърхност на колектора.



Фиг.4. Нарастване на температурата на въздушния поток през ВСК в зависимост от плътността на пълната слънчева радиация върху вертикалната повърхност на колектора.



Фиг.5. Полезен топлинен добив от ВСК в зависимост от плътността на пълната слънчева радиация върху вертикалната повърхност на колектора.



Фиг.6. Термична ефективност на ВСК в зависимост от обемния дебит на въздушния поток през колектора (фиг.3).

Заклучение

Получените резултати са недостатъчни за окончателна оценка на енергийните характеристики на колектора. Те са достатъчни за да се установят факторите влияещи съществено върху ефективността на ВСК, да се планират допълнителните експерименти, да се създаде методика за оценка на енергийните и аеродинамични характеристики на колектора и формата на представянето им и да се направят изводи за тяхното подобряване. Натурният характер и условията на провеждане на експеримента дават добра реална представа за качествата и възможностите за използване на подобни системи в практиката.

Литература

- 1.ISO 9806:2013 Solar energy -- Solar thermal collectors -- Test methods
- 2.Solar Collectors Test Methods and Design Guidelines - European Comission.

проф. д-р инж. Никола Калоянов, ТУ–София, катедра „Топлинна и хладилна техника“, тел. 02 965 22 15, e-mail: ngk@tu-sofia.bg

доц. д-р инж. Любомир Цоков, ТУ–София, катедра „Топлинна и хладилна техника“, тел. 02 965 22 35, e-mail: lubo@tu-sofia.bg

Изследване на възможностите за използване на термopомпена система с радиационен изпарител за отопление на сгради

Трайчо Траянов, Мерима Златева

В доклада се представени някои резултати от експериментално изследване на термopомпен агрегат тип „слънце – вода“ с радиационен изпарител, проведено с цел анализ на възможностите за използването му за отопление на сгради. Представени са резултати за динамиката на изменение на основните експлоатационни параметри на агрегата, както и на достигната температура в експериментално отоплявано помещение в периода от 10.01.2018 г. до 11.02.2018 г.

Ключови думи: термopомпен агрегат тип „слънце – вода“, радиационен изпарител, възобновяеми енергийни източници, отопление с възобновяеми енергийни източници.

Investigation of the possibilities of using a heat pump system with a radiation evaporator for heating of buildings

Traicho Trayanov, Merima Zlateva

The report presents some results from an experimental study of a solar-water heat pump unit with a radiation evaporator, which was conducted in order to analyze the possibilities for its use for heating of buildings. Some results are presented for the dynamics of change of the basic operating parameters of the unit, as well as of the reached temperature in the heated room in the period from 10.01.2018 to 11.02.2018.

Keywords: solar heat pump system, radiation evaporator, renewable energy sources, heating with renewable sources

Въведение

Климатичните условия на България позволяват ефективно оползотворяване на потенциала на слънчевата енергия в системи за битово горещо водоснабдяване. С широко разпространените вече у нас технологии е възможно постигане на значим дял на дела ѝ в необходимите топлинни товари. Специфичните особености на топлообменните процеси между термичните слънчеви колектори и околната среда обаче обуславят по-ниската им ефективност през зимния период и невъзможността за постигане на високи коефициенти на покритие в системите за отопление на сгради.

Друга, широко разпространена в последните десетилетия е технологията за отопление с термopомпени агрегати, оползотворяващи потенциала на атмосферния въздух, чиято ефективност обаче значително намалява при ниски външни температури.

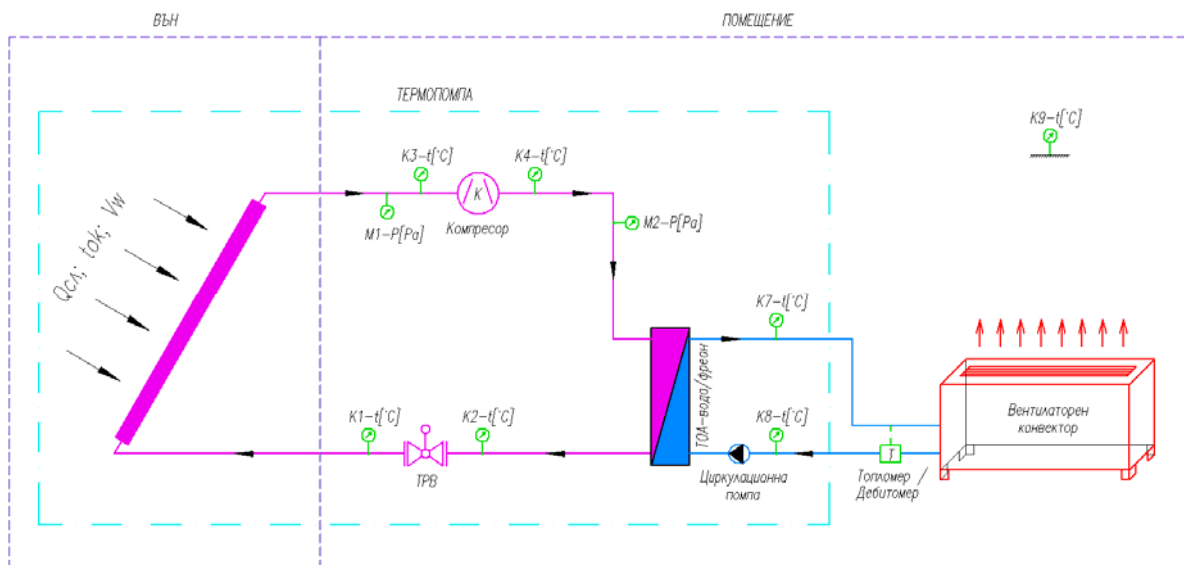
В настоящата публикация е представено изследване на експериментална система за отопление с интегриран термopомпен агрегат с радиационен изпарител. То представлява продължение от изследванията, част от които са обобщени в предходна публикация на колектив, в който участват и авторите (1).

Основната цел на представените в настоящия доклад резултати е оценка на възможностите за използване и ефективността на термopомпения агрегат в режим на отопление през зимния период. За постигането ѝ са проведени изследвания и са оценени експлоатационните параметри на системата и коефициентът на преобразуване на

термопомпния агрегат при различни площ на радиационният изпарител и зададена стойност на вътрешната температура.

Функционална схема на експерименталния стенд

Ефективността на изследвания термопомпен агрегат при различни експлоатационни условия е оценена чрез натурни изпитания на експерименталната система, изградена на площадка за ВЕИ към Технически университет - София. Принципната ѝ функционална схема е показана на фигура 1.



Фигура 1. Принципно схема на експериментален стенд – кръг отопление

Схемата е разработена по начин, позволяващ оценка на поведението и ефективността на термопомпен агрегат тип „слънце-вода“ с радиационен изпарител при различни експлоатационни условия както при загряване вода за битови нужди, така и при поддържане на зададена температура в експерименталната къща през отоплителния сезон. При зимни условия от експерименталната система работят два кръга:

- **Кръг термопомпен агрегат**

За преобразуване на слънчевата енергия в топлина се използва термопомпен агрегат тип „слънце-вода“ с отоплителна мощност 3 000 W. Изпарителят е радиационен тип и е оформен като абсорбер-колектор, в който хладилният агент се изпарява под въздействието на пряката и дифузна слънчева радиация, както и на обмяната на енергия с околната среда. Площта му може да бъде променяна в границите от 0,0 m² до 3,2 m². Кондензаторът е пластинчат топлообменен апарат с водно охлаждане, окомплектован с циркулационна помпа, предпазна и регулираща арматура.

- **Отоплителен кръг**

За отнемане на топлината от кондензатора и поддържане на зададена температура в помещението през отоплителния сезон се използва вентилаторен конвектор за подов монтаж тип „въздух – вода“ с максимална отоплителна мощност 3 000 W. По пътя на загряваният топлоносител (вода) са монтирани дебитомер, температурни датчици на подаващият и на връщащият тръбопровод, автоматични обезвъздушители, спирателни кранове, допълваща и филтрираща група, както и предпазна и регулираща арматура.

- **Система за измерване**

Осигурена е възможност за измерване на дебита на топлоносителя (вода), преминал през вентилаторния конвектор, на налягането на хладилния агент преди и след компресора на термopомпния агрегат, както и на следните температури в седем специфични точки в системата:

- K1 – Температура на хладилния агент след ТРВ;
- K2 – Температура на хладилния агент след кондензатора;
- K3 – Температура на хладилния агент след изпарителя;
- K4 – Температура на хладилния агент след компресора;
- K7 – Температура на топлоносителя след кондензатора;
- K8 – Температура на топлоносителя след вентилаторния конвектор;
- K9 – Температура работната зона на помещението.

Някои резултати от експерименталното изследване

На Фигура 2 е представена графика с изменение на стойностите на външната и температура в експерименталната къща. Ясно се забелязва пряката връзка между тях, като се установява, че закъснението на повишаването и достигане на максимална стойност на вътрешната температура е 1 час и 15 минути след това на външната температура.



Фигура 2. Изменение на външната и температурата в помещението (измерване на 25.01.2018 г.)

На Фигура 3 е показан ходът на пълната слънчева радиация, попаднала върху повърхнината на радиационния изпарител и зависещото от него изменение на температурата на топлоносителя на входа във вентилаторния конвектор.

На Фигура 4 е показано изменението на някои от експлоатационните параметри на системата през периода на провеждане на експеримента. От графиката се вижда ясно изразената зависимост на вътрешната температура както от външната температура, така и от слънчевата радиация, паднала върху радиационния изпарител. Впечатление правят резултатите от измерванията, проведени на 21.01.2018 г., на 24.01.2018 г. и на 03.02.2018 г.

Експериментално изследване на 21.01.2018 г.: $t_{вн} = -0,5^{\circ}\text{C}$; $t_{вт} = 18,4^{\circ}\text{C}$; $G_T = 1.37 \text{ kWh}$;

Експериментално изследване на 24.01.2018 г.: $t_{вн} = -6,9^{\circ}\text{C}$; $t_{вт} = 19,9^{\circ}\text{C}$; $G_T = 15.31 \text{ kWh}$;

Експериментално изследване на 03.02.2018 г.: $t_{вн} = +9,0^{\circ}\text{C}$; $t_{вт} = 30,1^{\circ}\text{C}$; $G_T = 1.76 \text{ kWh}$.

Анализът на показаните по-горе резултати сочи, че при външна температура $-0,5^{\circ}\text{C}$ и $-6,9^{\circ}\text{C}$ съответните стойности на вътрешната температура са $18,4^{\circ}\text{C}$ (21.01.2018 г.) и $19,9^{\circ}\text{C}$ (21.01.2018 г.). Очевидно е, че повишението на температурата в помещението 21.01.2018 г. се дължи на значително по-високата стойност на интензитета на попадналата върху радиационния изпарител слънчева радиация.

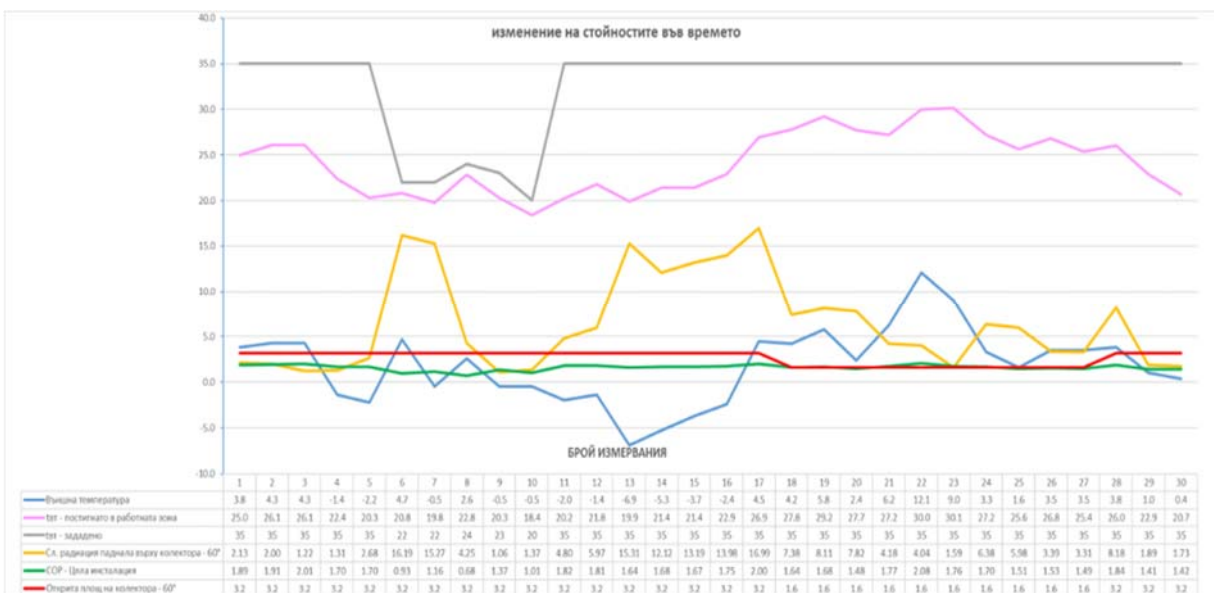
При сравнително близки стойности на интензитета на слънчевата радиация ($1,37 \text{ kWh}$ на 21.01.2018 г. и $1,76 \text{ kWh}$ на 03.02.2018 г.), но при съществена разлика във външните

температури (- 0,5°C и +9,0°C), са наблюдава и значителна разликата в достигнатите температури в отопляваното помещение (+18,4°C и +30,1°C). Това се дължи основно на конвективния характер на топлообменния процес между радиационния изпарител и околната среда при ниски стойности на интензитета на слънчевата радиация. При подобни експлоатационни условия ефективността на системата в много по-голяма степен зависи от външната температура, отколкото от интензитета на слънчевата радиация.

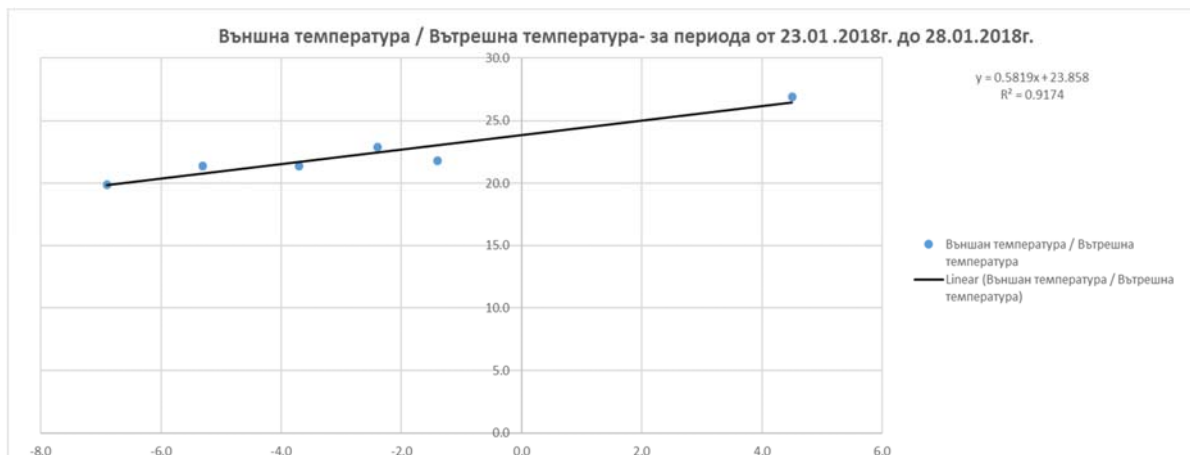
На фигура 5 е показана зависимостта между външната и температурата в отопляваното помещение при площ на радиационния изпарител 3,2 m², а на фигура 6 и фигура 7 – установените зависимости на коефициента на преобразуване на системата от външната температура и от интензитета на слънчевата радиация. Аналогични зависимости, но при площ на радиационния изпарител 1,6 m², са показани съответно на фигура 8 ÷ фигура 10.



Фигура 3. Изменение на пълната слънчева радиация върху на радиационния изпарител и температурата на топлоносителя към вентилаторния конвектор (измерване на 25.01.2018 г.)



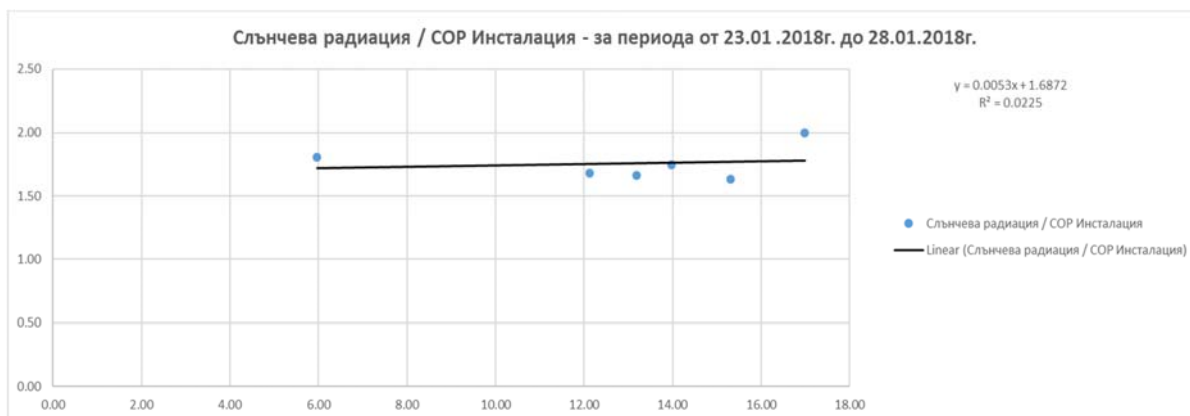
Фигура 4. Изменение на някои от параметрите на експерименталната система (за периода от 10.01.2018 г. до 11.02.2018 г.)



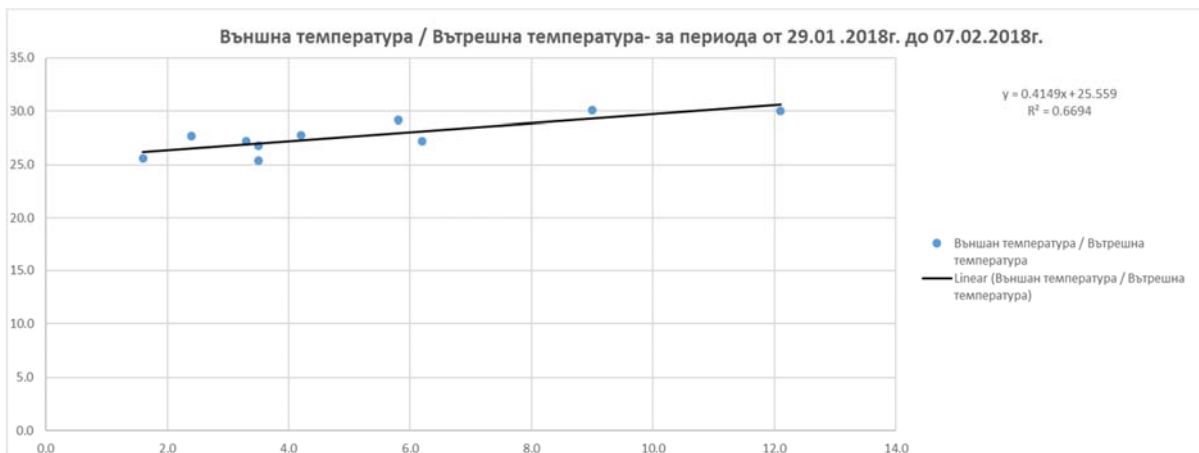
Фигура 5. Функционална зависимост между външната и вътрешната температура при площ на радиационният изпарител $3,2 \text{ m}^2$ (измервания за периода от 23.01.2018 г. до 28.01.2018 г.)



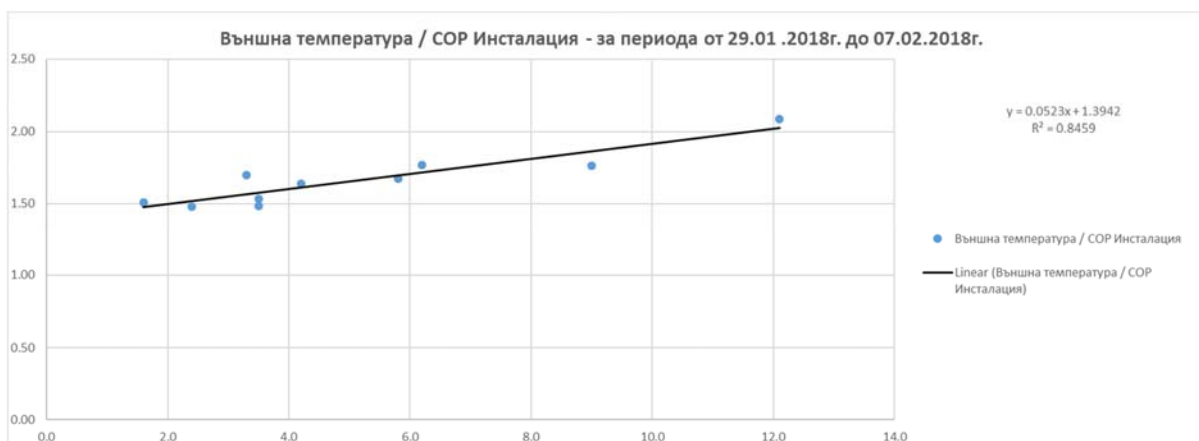
Фигура 6. Функционална зависимост на COP на системата от външната температура при площ на радиационният изпарител $3,2 \text{ m}^2$ (измервания за периода от 23.01.2018 г. до 28.01.2018 г.)



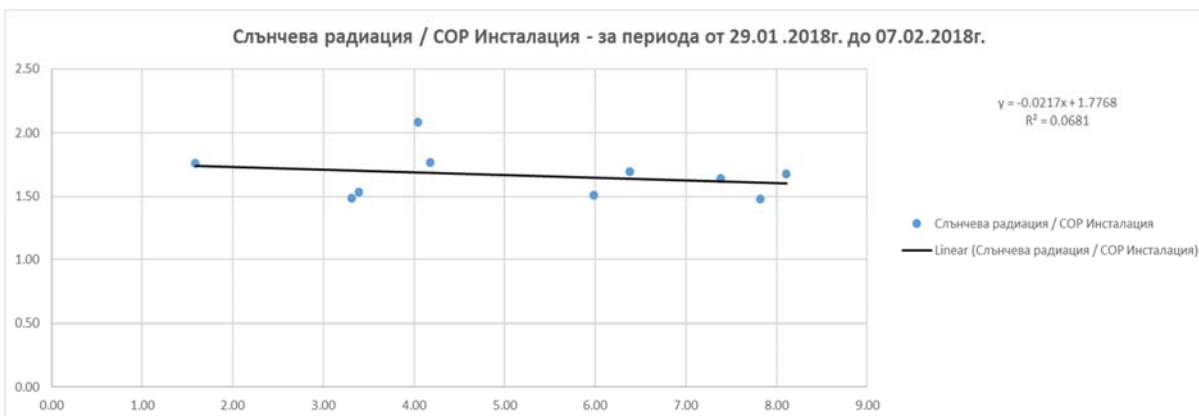
Фигура 7. Функционална зависимост на COP на системата от пълната слънчева радиация при площ на радиационният изпарител $3,2 \text{ m}^2$ (измервания за периода от 23.01.2018 г. до 28.01.2018 г.)



Фигура 8. Функционална зависимост между външната и вътрешната температура при площ на радиационният изпарител 1,6 m² (измервания за периода от 29.01.2018 г. до 07.02.2018 г.)



Фигура 9. Функционална зависимост на COP на системата от външната температура при площ на радиационният изпарител 1,6 m² (измервания за периода от 29.01.2018 г. до 07.02.2018 г.)



Фигура 10. Функционална зависимост на COP на системата от пълната слънчева радиация при площ на радиационният изпарител 1,6 m² (измервания за периода от 29.01.2018 г. до 07.02.2018 г.)

Изводи и заключение

Анализът на резултатите, представени на графиките, показва значимата корелация на достигнатите температури в експерименталната къща от външната температура. Стойностите на коефициента на преобразуване се изменят в границите от 1.67 до 2 (при площ на радиационния изпарител 3.2 m²) и от 1,5 до 2,1 (при площ на радиационния изпарител 1.6 m²). Ясно е изразена линейната му зависимост от външната температура (фигура 6 и фигура 10). Функционалната зависимост между коефициента на преобразуване и попадналата върху повърхнината на радиационния изпарител енергия се апроксимира с линейни функции с нисък коефициент на множествена корелация ($R^2 = 0,023$ при площ на радиационния изпарител 3,2 m² и $R^2 = 0,068$ при площ на радиационния изпарител 1,6 m²).

От анализа на получените резултати може да бъде направен изводът, че толообменните процеси между радиационния изпарител и околната среда имат преобладаващо конвективен характер. Подобно заключение е направени и след анализа на експерименталните резултати, получени при изпитание на термopомпения агрегат през летния период при загряване на топлоносител за битово горещо водоснабдяване.

Литература

1. Калоянов Н., М. Златева, Цв. Божков, Тр. Траянов, Хр. Стайков. Някои резултати от експериментално изследване на термopомпена система с радиационен изпарител. Сборник с доклади от XIX Научна конференция с международно участие ЕМФ 2014, том 1, 359-366, 2014
2. Duffie J. A., W. Beckman. Solar Engineering of Thermal Processes. John Wiley & Sons, Inc., 1991.
3. Khartchenko, N. Thermische Solaranlagen. Grundlagen, Planung und Auslegung. Berlin: Springer. 1995.

маг. инж. Трайчо Асенов Траянов, ТУ-София, energydesignbg@gmail.com
доц. д-р инж. Мерима Йорданова Златева, ТУ-София, mzlat@tu-sofia.bg

Влияние на остъклени тераси върху годишния разход на енергия за отопление и охлаждане

Константин Шушулов

Представени са резултати от изследване за установяване на влиянието на остъклени тераси върху разходите за охлаждане и отопление на помещенията свързани с тях. Изследването е извършено чрез компютърно моделиране и симулиране на жилищна сграда на четири етажа.

Ключови думи: енергия, икономия, конструкция, остъклени тераси

Influence of glazed terraces on annual energy consumption for heating and cooling

Konstantin Shushulov

Survey results are presented to determine the impact glazed terraces on the costs of cooling and heating the premises associated with them. The study was carried out by computer modeling and simulation of a four-storey residential building.

Keywords: energy, savings, construction, glazed terraces

Увод

Съществуващите методики в България за определяне на годишния разход на енергия са за средномесечни температури. При реални условия почти не е възможно да се определят разходите за отопление и охлаждане в помещения, които граничат с остъклени тераси. Основните фактори, които затрудняват изчисленията са:

- небесна ориентация на разглежданите помещения;
- размерите на остъклените тераси;
- конструкция на остъклените тераси;
- процент остъкление на отопляемите/охлаждаемите помещения;
- температури в остъклените тераси през лято и зима.

Направен е опит за определяне на температурите (максимална, минимална и средна) в тези помещения, както и да се изчисли годишния разход на енергия за летен и зимен режим в прилежащите помещения към остъклените балкони.

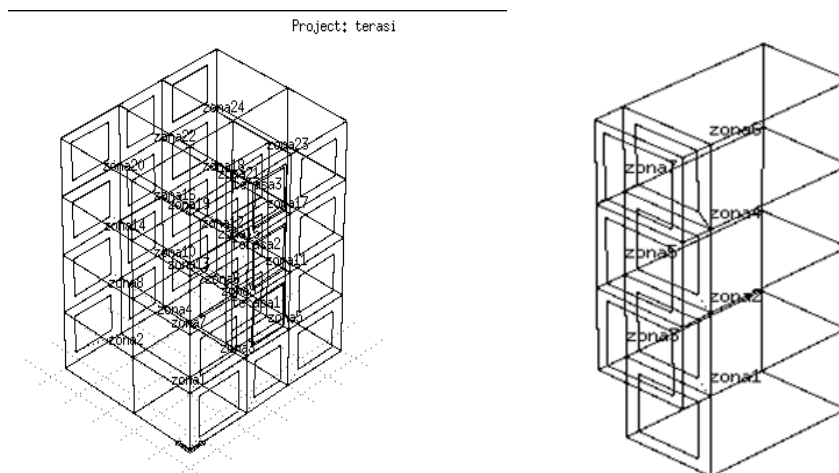
За целта в средата ESP-r [1] е направен модел на жилищна сграда. На фиг.1 е показана кооперация на четири етажа. Външните стени са изградени от плътни тухли. Прозорците на сградата са PVC профил. Покривът е плосък (студен) с коефициент на топлопреминаване $U = 0,39 \text{ W/m}^2\text{K}$. Отоплението се осъществява посредством абонатна станция. За охлаждане са предвидени климатици (мултисплит система). Направен е график на обитателите, които в работен ден са в разглежданите помещения (2, 4 и 6) по 8 часа, а в почивните по 16 ч. Мощността на електрическите уреди е 1,5 kW и работният им график е сутрин, обед и вечер по час. Осветлението е с мощност двеста вата.

Терасите са от втори до четвърти етаж (фиг 1).

Климатичните данни са за град София.

Изследването е направено за следните периоди: от 15 октомври до 15 април и от 1 май до 30 септември.

Температурата, която се поддържа в разглеждания обект е приета за зимен режим е 20°C , а за летен е 25°C .



Фиг.1. Модел на жилищна кооперация в средата ESP-r

Условия на експеримента

Сградата се третира като многозонов обект със студен покрив. В сутерена е инсталирана абонатна станция.

Терасите са с размери: $L \times W \times h = 3 \times 1 \times 2,9 \text{ m}$. Конструкциите са:

- вариант 1 – винкелна конструкция с еднокатна дограма;
- вариант 2 – зидария от газобетонни тухли с двукатна дограма
- вариант 3 - винкелна конструкция с еднокатна дограма и 8 cm топлинна изолация към стената на отопляемото/охлаждаемото помещение;
- вариант 4 - зидария от газобетонни тухли с двукатна дограма и 8 cm топлинна изолация към стената на отопляемото/охлаждаемото помещение.

Дограмата на помещенията прилежащи към терасите е PVC профил с коефициент на топлопреминаване $U = 2,0 \text{ W/m}^2\text{K}$. Остъклението е 60 % от фасадата.

Изследвани са четирите основни небесни ориентации на фасадите с остъклени тераси. Размерите на изследваните отопляеми/охлаждаеми зони (2,4 и 6) са: $L \times W \times h = 3 \times 5 \times 2,9 \text{ m}$. Обемът им е $43,5 \text{ m}^3$. Направено е сравнение за разхода на енергия за охлаждане и отопление при различните небесни ориентации, както и при винкелна конструкция и зидария от газобетонни тухли.

Симулациите са направени при 2 човека в разглежданите зони.

Инфилтрацията на външен въздух за помещенията е $n = 0,5 \text{ h}^{-1}$, а за терасите при различните варианти е както следва:

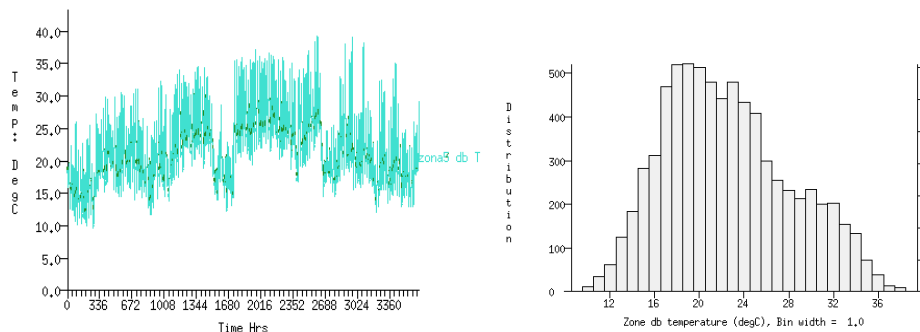
- варианти 1 и 3 - $n = 1,0 \text{ h}^{-1}$
- варианти 2 и 4 - $n = 0,6 \text{ h}^{-1}$

Получени резултати от симулацията

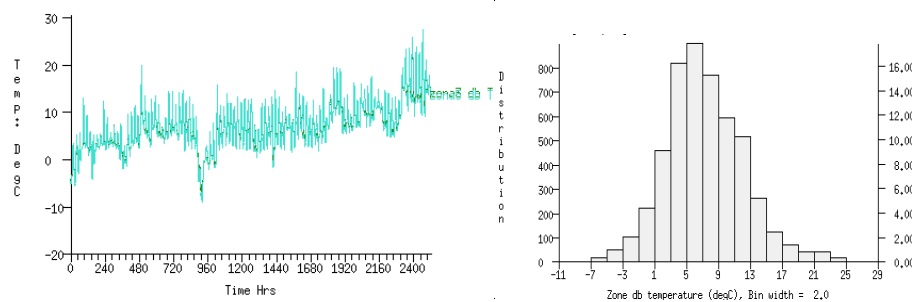
А. Винкелна конструкция с еднокатна дограма

От фигури №№ 2 и 3 се вижда, че изменението на температурите на терасите при небесна ориентация юг през летен и зимен режим е в големи граници. През лятото е в интервала от 15 до 37°C , а през зимата от -7 до 27°C . От честотното разпределение на температурите може да се определи една средна, която съответно за лятото е около 23°C , а за зимата е 8°C . Когато терасите са ориентирани на изток или на запад температурите достигат до $39-40^{\circ}\text{C}$ (средните около $25-26$ за лято и $7-8^{\circ}\text{C}$ през зимата). На север през зимата е около -10° .

В табл. 1 са представени резултатите за необходимата енергия за зимен и летен режим в помещенията (2,4 и 6) прилежащи към терасите.



Фигура 2 Ход на температурата през периода 1.05. до 30.09 и честотното и разпределение (тераси юг)



Фигура 3 Ход на температурата през периода 15.10. до 15.04 и честотното и разпределение (тераси юг)

Таблица 1

Потребена енергия за отопление и охлаждане на зони 2,4 и 6

Помещение	Отоплени е	Охлаждан е	Небесна ориентац ия
	kWh	kWh	
помещение първи етаж - зона 2	1550	410	Запад
помещение втори етаж – зона 4	1440	430	Запад
помещение последен етаж – зона 6	1770	480	Запад
помещение първи етаж - зона 2	1430	355	Юг
помещение втори етаж – зона 4	1340	370	Юг
помещение последен етаж – зона 6	1640	425	Юг
помещение първи етаж - зона 2	1510	400	Изток
помещение втори етаж – зона 4	1410	415	Изток
помещение последен етаж – зона 6	1730	455	Изток
помещение първи етаж - зона 2	1580	320	Север
помещение втори етаж – зона 4	1490	340	Север
помещение последен етаж – зона 6	1860	390	Север

Б. Зидария от газобетонни тухли с двукатна дограма

В таблица 2 са представени резултати от численото симулиране за тераси изградени от газобетонна зидария и PVC дограма и за разхода на енергия в прилежащите им отопляеми/охлаждаеми зони.

Таблица 2

Потребена енергия за отопление и охлаждане на зони 2,4 и 6

	max	min	средна
температури лято в терасите	39	12	28
температури зима в терасите	32	2	12

Помещение	Отопление	Охлаждане	Небесна ориентация
	kWh	kWh	
помещение първи етаж - зона 2	1460	570	Запад
помещение втори етаж – зона 4	1390	510	Запад
помещение последен етаж – зона 6	1610	610	Запад

	max	min	средна
температури лято в терасите	36	16	25
температури зима в терасите	30	3	13

Помещение	Отопление	Охлаждане	Небесна ориентация
	kWh	kWh	
помещение първи етаж - зона 2	1390	430	Юг
помещение втори етаж – зона 4	1330	400	Юг
помещение последен етаж – зона 6	1560	480	Юг

	max	min	средна
температури лято в терасите	38	12	27,5
температури зима в терасите	30	3	12

Помещение	Отопление	Охлаждане	Небесна ориентация
	kWh	kWh	
помещение първи етаж - зона 2	1445	550	Изток
помещение втори етаж – зона 4	1370	495	Изток
помещение последен етаж – зона 6	1590	600	Изток

	max	min	средна
температури лято в терасите	31	12	23
температури зима в терасите	25	1	9

Помещение	Отопление	Охлаждане	Небесна ориентация
	kWh	kWh	
помещение първи етаж - зона 2	1490	390	Север
помещение втори етаж – зона 4	1420	370	Север
помещение последен етаж – зона 6	1650	440	Север

Резултатите показват, че разходите за отопление във вариант Б намаляват между 5-8% в сравнение с вариант А и в зависимост от небесната ориентация, но за охлаждане се увеличават с около 10 %.

В. Винкелна конструкция с еднокатна дограма и 8 ст топлинна изолация към стената на отопляемото/охлаждаемото помещение

В табл. 3 са представени резултатите получени от средата ESP-r за годишния разход на енергия за отопление и охлаждане в разглежданите зони №№ 2, 4 и 6.

Таблица 3

Потребена енергия за отопление и охлаждане на зони 2,4 и 6

Помещение	Отоплени е	Охлаждан е	Небесна ориентаци я
	kWh	kWh	
помещение първи етаж - зона 2	1430	430	Запад
помещение втори етаж – зона 4	1385	390	Запад
помещение последен етаж – зона 6	1650	450	Запад
помещение първи етаж - зона 2	1390	400	Юг
помещение втори етаж – зона 4	1340	345	Юг
помещение последен етаж – зона 6	1560	415	Юг
помещение първи етаж - зона 2	1420	420	Изток
помещение втори етаж – зона 4	1370	385	Изток
помещение последен етаж – зона 6	1630	440	Изток
помещение първи етаж - зона 2	1480	340	Север
помещение втори етаж – зона 4	1410	320	Север
помещение последен етаж – зона 6	1680	380	Север

Температурите в остъклените тераси и тук се изменят в широки граници. През лятото достигат до 41-42°C, а през зимата са около -1°C.

Г. Зидария от газобетонни тухли с двукатна дограма и 8 см топлинна изолация към стената на отопляемото/охлаждаемото помещение

В табл. 4 са представени резултатите получени от средата ESP-r за годишния разход на енергия за отопление и охлаждане в разглежданите зони №№ 2, 4 и 6.

Таблица 4

Потребена енергия за отопление и охлаждане на зони 2,4 и 6

Помещение	Отопление	Охлаждане	Небесна ориентация
	kWh	kWh	
помещение първи етаж	1410	565	Запад
помещение втори етаж	1295	470	Запад
помещение последен етаж	1540	545	Запад
помещение първи етаж	1380	415	Юг
помещение втори етаж	1260	380	Юг
помещение последен етаж	1500	465	Юг
помещение първи етаж	1430	545	Изток
помещение втори етаж	1280	440	Изток
помещение последен етаж	1525	525	Изток
помещение първи етаж	1490	360	Север
помещение втори етаж	1340	330	Север
помещение последен етаж	1600	400	Север

Най-благоприятният вариант за годишен разход на енергия за отопление както се вижда от табл.№№ 1,2,3 и 4 е: тераси изградени от зидария от газобетонни тухли с двукатна дограма и 8 см топлинна изолация към стената на отопляемото/охлаждаемото помещение, но за летен режим е трудно еднозначно да се определи.

Заклучение

Въпреки ограничеността на експеримента, резултатите показват влияние върху годишния разход на енергия на небесната ориентация на разглежданите помещения, конструкцията на остъклените тераси, температурите в тях и процент остъкление на отопляемите/охлаждаемите зони.

Необходимо е да се направят още изследвания за различни типове сгради, както и за различни размери на остъклените тераси и да се потърси обобщена зависимост за пресмятане на годишен разход на енергия за отопление и охлаждане в прилежащите към терасите помещения.

Литература

1. Hand J.W.The ESP-r Cookbook. University of Strathclyde, Glasgow, UK.2008.

доц. д-р инж. Константин Константинов Шушулов, ТУ – София, ЕМФ, катедра ТХТ,
тел: 02 965 2327, email: koko@tu-sofia.bg

Числено изследване на термичната ефективност на отворена стена на Тромб в прекъснат режим на естествена вентилация

Георги Томов, Борислав Станков, Никола Калоянов

Представени са резултати от числено изследване на енергийните характеристики на отворена стена на Тромб в режим на прекъснато подаване на външен въздух чрез естествена вентилация. Изследвано е влиянието на вида на абсорбера, площта на вентилационните отвори и часовете на работа. Целта на системата е осигуряването, чрез ефективна естествена вентилация, на кратности на въздухообмена, ограничаващи риска от поява на симптомите на „болната сграда“.

Ключови думи: стена на Тромб, пасивна слънчева система, естествена вентилация, TRNSYS

Numerical study of the thermal efficiency of a vented Trombe wall in an interrupted natural ventilation mode

Georgi Tomov, Borislav Stankov, Nikola Kaloyanov

This paper presents the results of a numerical study on the energy performance of a vented Trombe wall, operating in interrupted natural ventilation mode, used for supplying fresh outdoor air to the building. The influences of the type of absorber, the area of the vents and the hours of operation have been investigated. The aim is to provide sufficient air exchange rates, through efficient natural ventilation, limiting the risk of occurrence of the "sick building" syndrome.

Keywords: Trombe wall, passive solar system, natural ventilation, TRNSYS

Въведение

Направен е динамичен модел на отворена стена на Тромб, чрез който са изследвани осъществяващите се топлопреносни процеси, когато системата се използва за подаване на външен въздух към помещението. Изследван е прекъснат режим на работа, при който движението на въздуха е изцяло в резултат от естествена конвекция. Направена е оценка на ефективността на оползотворяване на слънчевата енергия от стената на Тромб, а също така и на способността ѝ да намали симптомите на „болната сграда“ [6].

Параметри на стената на Тромб:

- Климатична зона – София (ASHRAE Зона 5);
- Ориентация – юг;
- Размери – В (височина) = 2.0 m; Н (ширина) = 0.9 m;
- Вид и брой на прозрачния елемент – стъклопакет (две бели стъкла);
- Материал на акумулиращия елемент – клинкерна тухла;
- Дебелина на акумулиращия елемент – $L = 0.24$ m;
- Вътрешна изолация – дебелина 0.15 m;
 $\lambda = 0.032$ W/(mK);
- Разстояние между прозрачния и акумулиращия елементи – $D = 0.06$ m.

Изследвани фактори:

- Вид на абсорберното покритие – черна боя (bp) или селективно покритие (sc);

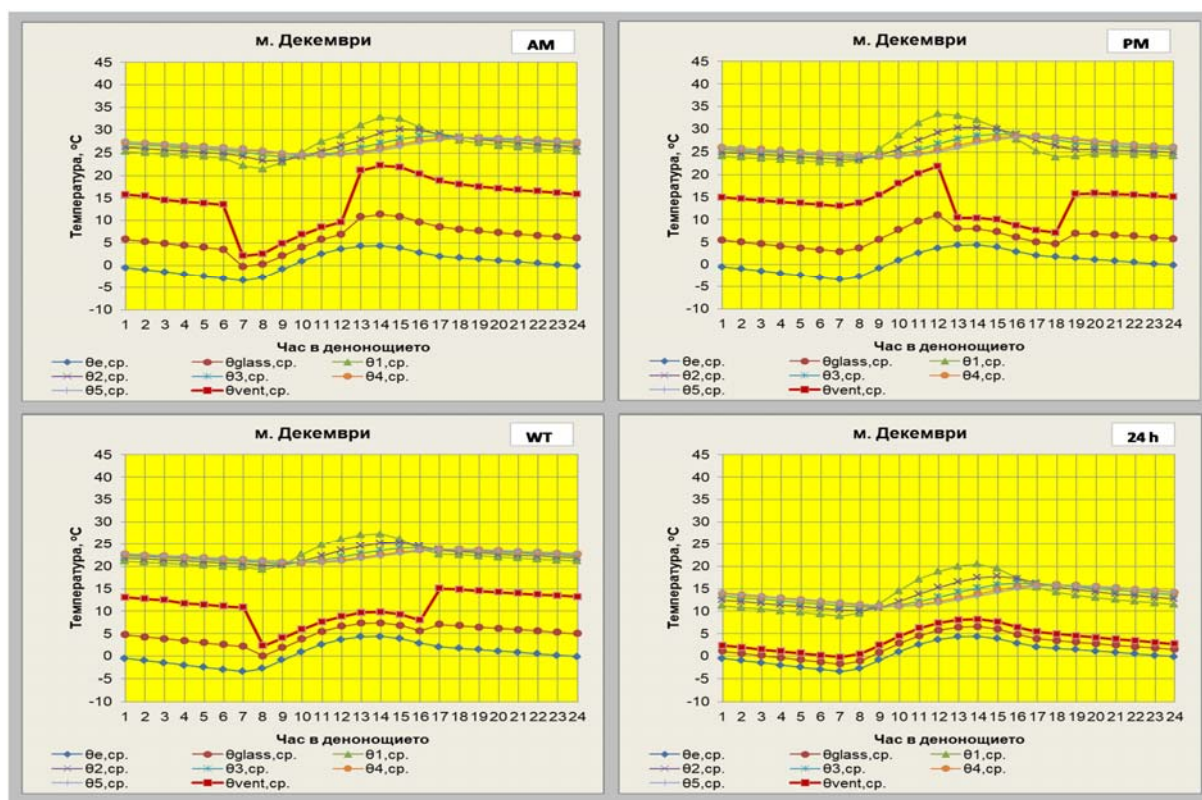
- Площ на вентилационните отвори: $A_v = 0.10$; 0.15 ; 0.20 m^2 ;
- Режими на работа:

AM – сутрешен	7:00 – 13:00 ч
PM – следобеден	13:00 – 19:00 ч
WT – дневен	8:00 – 17:00 ч
24 h – денонощен	0:00 – 24:00 ч

Експериментално изследване

Съгласно принципната схема на отворената стена на Тромб [4] и на основата на съставен динамичен модел [1] на топлопреносните процеси в TRNSYS [5], е осъществен числен експеримент с горните параметри и факторно пространство. Получени са средномесечните почасови температури за октомври, ноември, декември, януари, февруари, март и април, при всички часови режими на работа.

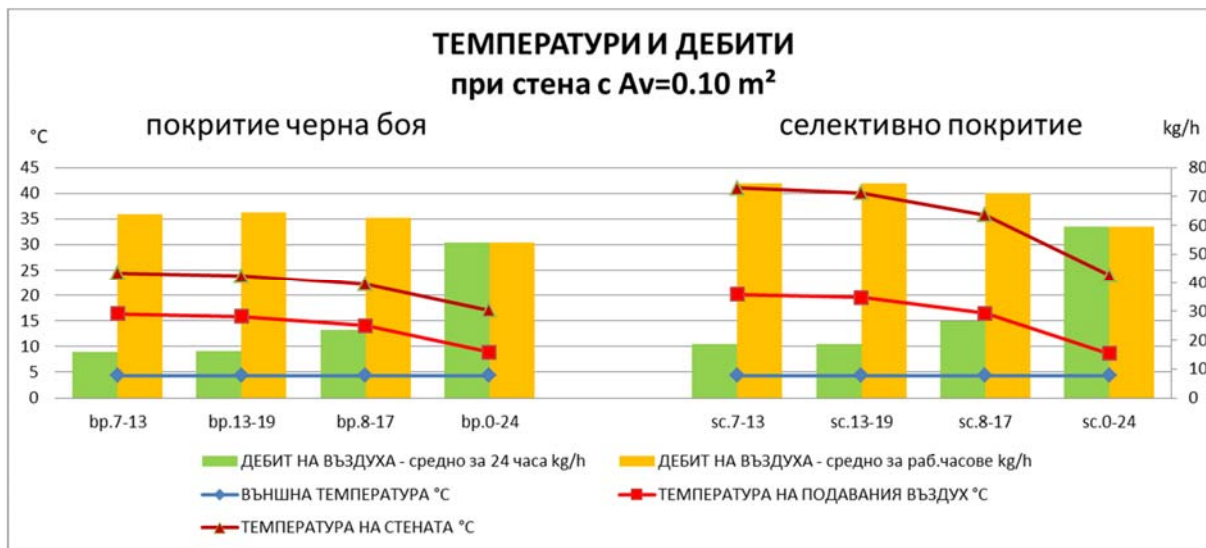
Получени са резултати за температурните профили и термичната ефективност η_{th} [2], както и за параметрите на подавания в помещението въздух (дебит и температура). На фиг.1 е показан денонощния ход на температурите за един от изследваните месеци (декември), при различните часови режими, при площ на вентилационните отвори $A_v = 0.15 \text{ m}^2$.



Фиг.1 Средноденонощен часови ход на температурите за месец декември на стена със селективно покритие при $A_v = 0.15 \text{ m}^2$ и режими AM; PM; WT; 24 h

На фиг.2 са показани (осреднени за месеците от отомври до април) температурите на стената, на външния и подавания в помещението въздух, както и средночасовият дебит на въздуха за работните часове и за денонощието. Показаните резултати се отнасят за конструкции с черна боя и селективно покритие, при площ на вентилационните отвори $A_v = 0.10 \text{ m}^2$. Температурите на стената и подавания въздух са най-високи за режим 7-13 ч, следват 13-19 ч; 8-17 ч и най-ниски при 0-24 ч.

При покритие от черна боя стойностите за повърхностната температура са с около 20 °С по-ниски от тези при селективно покритие, докато при температурата на подавания въздух тази разлика е в границите на 5 °С. Средночасовите дебити на въздуха за работните часове са близки по стойност за режимите с прекъсната работа и по-ниски за денонощния режим. С увеличаване на площта на вентилационните отвори, дебитите на въздуха се увеличават, като тези при $A_v = 0.15 \text{ m}^2$ са от порядъка на 30%, а за $A_v = 0.20 \text{ m}^2$ – до 46% над тези при $A_v = 0.10 \text{ m}^2$.



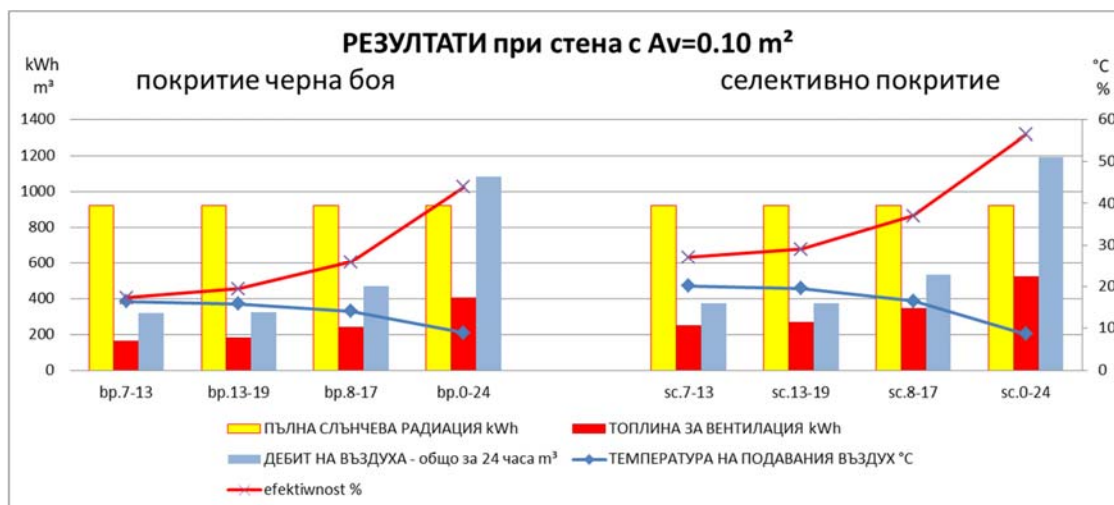
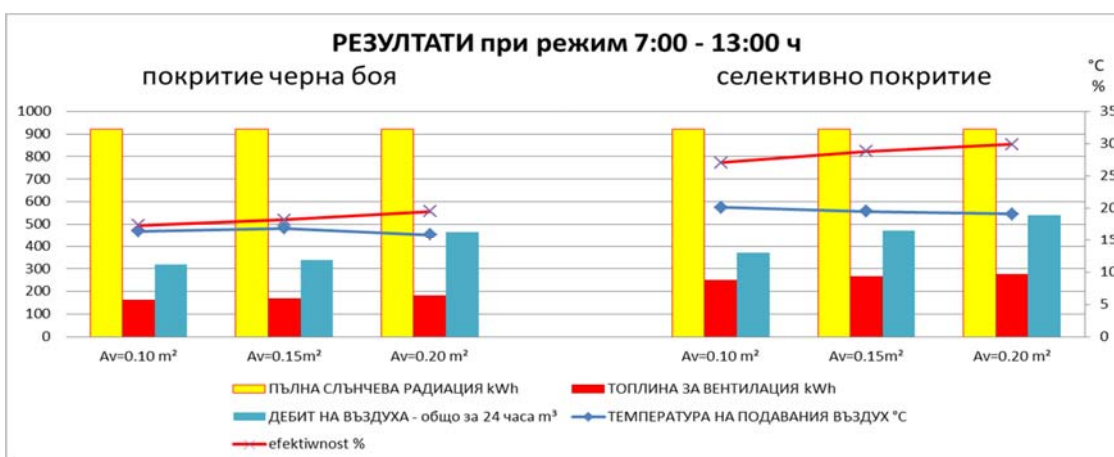
Фиг.2 Температури и дебити при стена с $A_v=0.10 \text{ m}^2$

На фиг.3 са показани усвоената топлина, дебитът на въздуха, средна температура на подавания въздух и ефективността на стената на Тромб при различните часови режими за $A_v=0.10 \text{ m}^2$. От тази и съответните графики за $A_v=0.15 \text{ m}^2$ и $A_v=0.20 \text{ m}^2$ могат да се направят следните изводи:

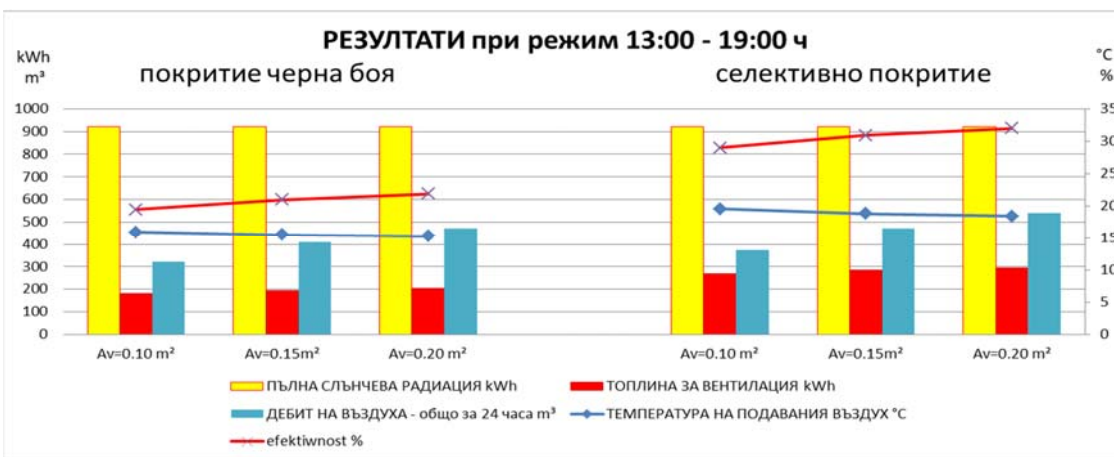
- Общият дебит на въздуха за денонощие расте от режим 7-13ч, през 13-19ч, 8-17ч до 0-24ч, логично съпътстван от намаляване на средната температура на подаване на въздуха;
- Усвоената топлина също нараства, но с по-малки темпове.

На фиг.4, фиг.5, фиг.6 и фиг.7 са показани същите резултати, но по часови режими AM (7-13h); PM (13-19h); WT (8-17h); 24h (0-24h).

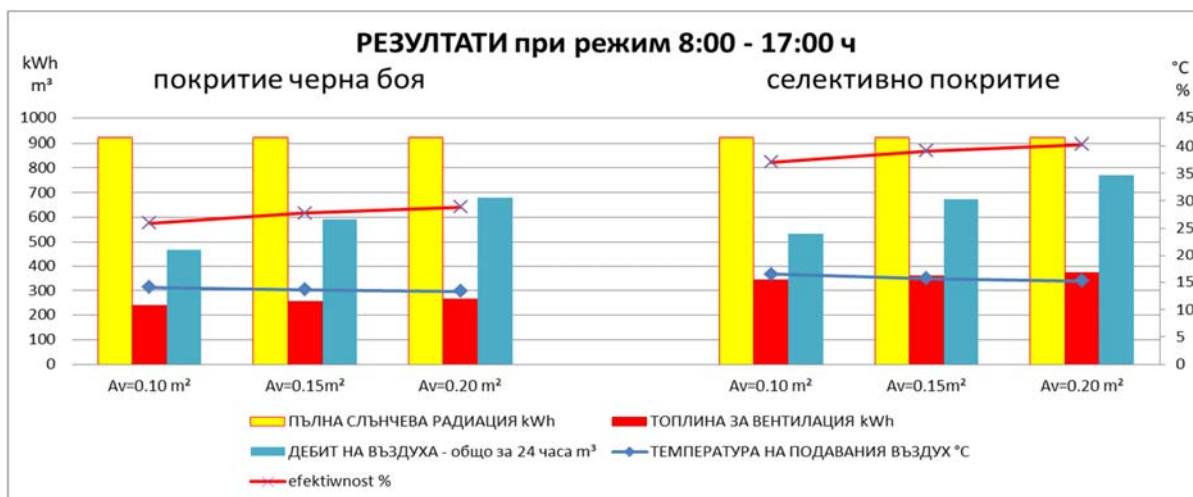
С увеличаване на площта на вентилационните отвори дебитите нарастват, като усвоената топлина остава почти константа. Ефективността също нараства, като при различните вентилационни отвори увеличението е до 3%, а при отделните режими варира от 17% до 47% при черно покритие и от 27% до 59% при селективно покритие. Като цяло всички параметри при селективно покритие имат по-високи стойности от тези при черна боя.

Фиг.3 Резултати за различните часови режими при $A_v=0.10 \text{ m}^2$ 

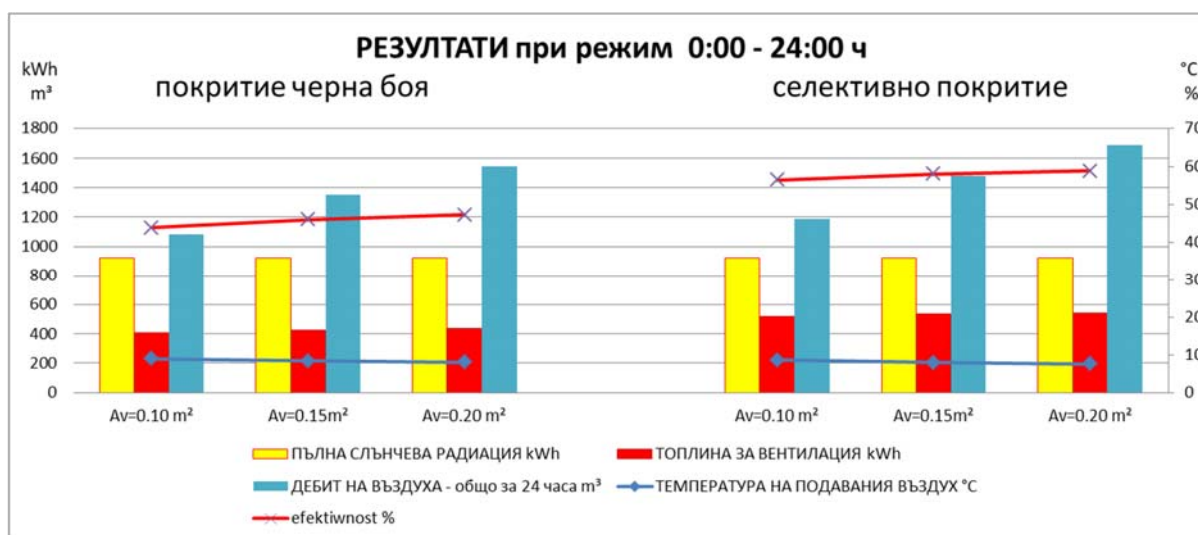
Фиг.4 Резултати при различните площи на вентилационните отвори в режим AM



Фиг.5 Резултати при различните площи на вентилационните отвори в режим PM

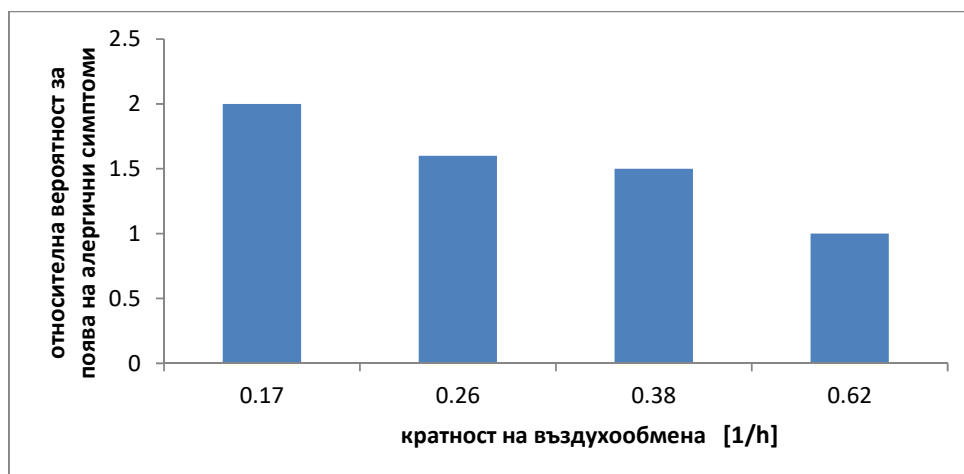


Фиг.6 Резултати при различните площи на вентилационните отвори в режим WT



Фиг.7 Резултати при различните площи на вентилационните отвори в режим 24h

На фиг.8 и фиг.9 са показани кратностите на въздухообмена (средна за денонощието и средна за работните часове (n/h), изчислени при предпоставката, че стената на Тромб обслужва зона (помещение) с дълбочина 7.0 m и височина 3.0 m – обем 42m³ – типична „класна стая“ или офисно помещение от отворен тип). Трябва да се отбележи, че средната денонощна кратност е най-висока за непрекъснат режим на работа, докато средната кратност за работните часове е по-ниска при непрекъснат режим и приблизително еднаква за прекъснатите режими. От подобните графики за $A_v=0.15m^2$ и $A_v=0.20m^2$ се вижда, че с увеличаване на площта на вентилационните отвори дебитите се увеличават, както и че стойностите при селективно покритие са по-високи от тези при черна боя.



Фиг.10 Намаляване на вероятността за поява на алергични симптоми в зависимост от кратността на въздухообмена

В този случай прекъснатите режими са по-ефективни от непрекъснатия, като показателите им са много близки – например за $A_v=0.20\text{m}^2$ при черна боя се получават кратности както следва: AM–2.21; PM–2.24; WT–2.16; 24h–1.84. При селективно покритие стойностите са по-високи: AM–2.57; PM–2.57; WT–2.44; 24h–2.00. При по-малките стойности на A_v показателите са пониски. Температурите на подавания въздух са съответно 16; 15; 13 и 8 °C за черна боя, към 19; 18; 15; 7 °C за селективно покритие.

Заклучение

При осъществяване на естествена вентилация в прекъснат режим през отворена стена на Тромб могат да се постигнат кратности на въздухообмена в работните часове значително намаляващи рисковете от поява на симптомите на „болната сграда“. За целта могат да бъдат използвани както стени с черна боя като абсорберно покритие, така и стени със селективно покритие, при условие че отношението на площта на вентилационните отвори към площта на стената е $A_v/A_w > 0.05$. Температурите на подавания в помещението въздух са над 13.3°C при черна боя и 15.3°C при селективен абсорбер.

Благодарности

Научното изследване е осъществено с материалната база, осигурена с финансовата подкрепа на фонд "Научни изследвания" към Министерство на образованието и науката по договор ДУНК-01/3 "Създаване на Университетски научно-изследователски комплекс (УНИК) за иновации и трансфер на знания в областта на микро/нано технологии и материали, енергийната ефективност и виртуалното инженерство" и програмата на договор ДФНИ Е 02/17 "Параметричен анализ за оценка на ефективността на прозрачни структури в системи за оползотворяване на слънчевата енергия".

Литература

1. Калоянов, Н., Г.Томов, Б.Станков., *Моделиране на топлопреносните процеси в отворена стена на Тромб*. Сборник Доклади на научната конференция ЕМФ'2015.
2. Калоянов, Н., Г.Томов, Б.Станков.,Л.Цоков., *Числено изследване на топлопреносните процеси в отворена стена на Тромб в режим „вентилация“*.
3. Томов, Г., *Влияние на конструктивните параметри върху топлинната ефективност на стена на Тромб в режим „вентилация“*. Сборник Доклади на научната конференция ЕМФ'2015.

4. Томов, Г., Б.Станков, Н.Калоянов, *Числено изследване на термичната ефективност на отворена стена на Тромб в непрекъснат режим на принудена вентилация*. Сборник Доклади на научната конференция ЕМФ'2016.
5. Klein, S.A., Beckman, W.A., Mitchell, J.W., Duffie, J.A., Duffie, N.A., Freeman, T.L., ... Duffy, M.J. (2010) *TRNSYS 17: A Transient System Simulation Program*. [Software]. Madison, WI: Solar Energy Laboratory, University of Wisconsin.
6. Olesen, B. W., (2004) "International standards for the indoor environment, Festschrift Professor P. Ole Fanger", *Indoor Air*, Volume 14 Supplement 7, 18 – 26.

ас. инж. Георги Делчев Томов – ТУ-София, ЕМФ, катедра ТХТ, g_tomov@abv.bg
гл. ас. д-р инж. Борислав Николов Станков – ТУ-София, ЕМФ, катедра ТХТ, bstankov@tu-sofia.bg
проф. д-р инж. Никола Георгиев Калоянов – ТУ-София, ЕМФ, катедра ТХТ, ngk@tu-sofia.bg

Метод за определяне на разпределението на масовия дебит на входящите потоци в системи от топлообменни апарати

Момчил Василев, Никола Калоянов, Чан Ван Хънг

Представен е матричен метод за определяне на масовия дебит на входящите потоци във всеки топлообменен апарат от дадена система, когато са известни дебитът на всеки от входящите потоци за системата като цяло и разпределителните характеристики на нейните възли. Методът е приложим, когато системата е дефинирана по клоно (събиращи и разделящи се във възли), където всеки клон представлява поток с постоянен масов дебит.

Ключови думи: системи от топлообменни апарати, матричен метод, теория на графите.

Method for determining the mass flow distribution of entering hot and cold streams in heat exchanger networks

Momchil Vasilev, Nikola Kaloyanov, Tran Van Hung

This paper presents a matrix method for calculating the mass flow rate of the inlet streams of each heat exchanger in a given network, when the known parameters are the mass flow rate of each stream entering the network and the distribution characteristics of the network's nodes. The method is applicable when the system is arranged in branches, where each branch corresponds to a stream of constant mass flow rate.

Keywords: heat exchanger networks, matrix method, graph theory.

Въведение

При анализ на системи от топлообменни апарати е необходимо за всеки апарат да е известен масовият дебит на двата входящи потока – горещ и студен. Когато при дефиниране на системата не е зададен масовият дебит за всеки от топлообменните апарати поотделно, а е известен дебитът на всеки от входящите в системата потоци, както и разпределителните характеристики на възлите на системата, е необходимо прилагането на итеративен или матричен метод за разпределяне на дебитите по топлообменни апарати. Разпределителната характеристика на всеки възел в системата показва какъв дял от постъпващия в него масов дебит отива във всеки от изходящите му клоно. От своя страна, общият масов дебит, постъпващ във възела, е сума от дебитите на входящите му клоно. Всички топлообменници, на които единият флуиден поток (горещ или студен) се отнася към даден клон e_i на системата, имат един и същ масов дебит на съответния флуиден поток и той е равен на дебита на клон e_i . По тази причина не е необходимо масовият дебит на потоците да бъде изчислен за всеки апарат в системата поотделно, а е достатъчно да се определи само за всеки клоно от системата.

Когато с входящите потоци в системата не постъпва само едно вещество, а различни флуиди, е възможно при разклонена система да се получи смесване на входящи потоци, в резултат от което по определени клоно ще протича смес от различни материални среди. По тази причина и поради различието в топлофизичните характеристики на веществата се налага да се определи дяловото разпределение на масовия дебит на входящите потоци по всички клоно на системата. С получените стойности за това дялово разпределение се формират матрици \tilde{R} и \tilde{R} .

Настоящата работа се отнася до топлообменни системи чиято структура е описана по теория на графите, според която *крайният граф* \mathbf{G} [1] се дефинира като съвкупност от n на брой *възли* $V = \{v_1, v_2, \dots, v_n\}$ и m на брой *ребра* или *клони* (*ориентирани ребра*) $E = \{e_1, e_2, \dots, e_m\}$, т.е. $\mathbf{G}(V, E)$. Едно предложение за такъв вид описание е представено в [2]. Системата от топлообменни апарати има две мрежи – гореща и студена, като всяка от тях може да съдържа по две множества от клони – множество на клони с топлообменници и множество на клони без апарати, наречени още *свързващи клони*. Представянето на двете мрежи се осъществява чрез *списък на клоните*, с техните двойки *инцидентни* възли (v'_i, v''_i) , т.е. с две числа $\in \mathbb{N}$, съответно първото число е началният възел за i -тия клон (или още e_i), а второто число е крайният възел за e_i . Така мрежата на горещи потоци се представя чрез вектори $\mathbf{v}'^r = [v'_1{}^r, v'_2{}^r, \dots, v'_{\dot{m}_r}{}^r]^T$ и $\mathbf{v}''^r = [v''_1{}^r, v''_2{}^r, \dots, v''_{\dot{m}_r}{}^r]^T$ – за множеството на клони с апарати и чрез вектори $\check{\mathbf{v}}'^r = [\check{v}'_1{}^r, \check{v}'_2{}^r, \dots, \check{v}'_{\check{m}_r}{}^r]^T$ и $\check{\mathbf{v}}''^r = [\check{v}''_1{}^r, \check{v}''_2{}^r, \dots, \check{v}''_{\check{m}_r}{}^r]^T$ – за множеството на свързващи клони, където \dot{m}_r е броят на клони с апарати, а \check{m}_r е броят на свързващи клони. Векторите за представяне на студената мрежа на системата са съответно: \mathbf{v}'^c , \mathbf{v}''^c , $\check{\mathbf{v}}'^c$ и $\check{\mathbf{v}}''^c$.

Стойностите на разпределителната характеристика на възлите се записват в матрица \mathbf{R}'' за множеството от клони с топлообменни апарати. Матрицата $\check{\mathbf{R}}''$ се използва съответно за множеството от клони без топлообменни апарати (свързващи клони). В даден възел е възможно да има различна степен на смесване или на сепариране при преминаване на различните вещества през възела, по тази причина за задаване на разпределителна характеристика се използват матрици, а не вектори. Редовете на \mathbf{R}'' и $\check{\mathbf{R}}''$ се отнасят за клони на мрежата, а стълбовете се отнасят за входящи потоци в същата мрежа, както може да се види в (18).

Дяловете на разпределение формират матрица $\check{\mathbf{R}}$, чиито редове съответстват на клоните на мрежата, а стълбовете съответстват на входящите потоци в мрежата (за свързващите клони матрицата е $\check{\mathbf{R}}$). Така стойността на елемента \check{r}_{is} е делът от масовия дебит на s -тия входящ поток в мрежата, протичащ с флуидния поток в i -тия клон на мрежата.

Математическо описание

За намиране на елементите на матрица $\check{\mathbf{R}}$ е необходимо да се състави и реши система (или системи) от линейни алгебрични уравнения или да се търси друг подход за решаване на задачата. Съставянето на СЛАУ се основава на първия закон на Кирхоф, който за даден възел v_k и инцидентни му клони с масов дебит на флуидния поток \dot{m}_i има следния вид:

$$\sum_{i=1}^{deg(v_k)} \dot{m}_i = 0, \quad (1)$$

където $deg(v_k)$ е степента на възела v_k .

Като се вземе предвид, че възелът v_k има входящи и изходящи клони, тогава (1) се трансформира в:

$$\sum_{p=1}^{d'(v_k)} \dot{m}_p = \sum_{q=1}^{d''(v_k)} \dot{m}_q, \quad (2)$$

където:

\dot{m}_p – масов дебит на флуидния поток в p -тия входящ клон на възела v_k , kg/s;

\dot{m}_q – масов дебит на флуидния поток в q -тия изходящ клон на възела v_k , kg/s;

$d'(v_k)$ – полустепен на входа на възела v_k , бр.;

$d''(v_k)$ – полустепен на изхода на възела v_k , бр..

Уравнение (2) може да се представи така, че да обхваща едновременно всички клони на една мрежа (гореща или студена). При условие, че се разглежда горещата мрежа и в нея няма

свързващи клони, тогава уравнението може да се представи чрез всички клони от 1 до \dot{m}_r и за всеки възел v_k с номер от $n_r' + 1$ до $\dot{m}_r - n_r''$ се получава:

$$\sum_{\substack{j=1, \\ v_j''=v_k}}^{\dot{m}_r} \dot{m}_j^\Gamma = \sum_{\substack{i=1, \\ v_i''=v_k}}^{\dot{m}_r} \dot{m}_i^\Gamma. \quad (3)$$

Възлите с номера от 1 до n_r' съответстват на началните възли на входящите потоци ($\Gamma_1, \Gamma_2, \dots, \Gamma_{n_r'}$) в горещата мрежа, а възлите с номера от $\dot{m}_r - n_r'' + 1$ до \dot{m}_r съответстват на крайните възли на изходящите потоци от горещата мрежа.

За да се разшири валидността на уравнението и за възли с номера от 1 до n_r' , като по този начин то става в сила за всеки клон v_k в интервала от 1 до $\dot{m}_r - n_r''$, е необходимо към (3) да се отнесат и масовите дебита на входящите потоци в горещата мрежа.

$$\sum_{\substack{s=1, \\ s=v_k}}^{n_r'} \dot{m}_s^\Gamma + \sum_{\substack{j=1, \\ v_j''=v_k}}^{\dot{m}_r} \dot{m}_j^\Gamma = \sum_{\substack{i=1, \\ v_i''=v_k}}^{\dot{m}_r} \dot{m}_i^\Gamma, \quad (4)$$

където \dot{m}_s^Γ е масовият дебит на s -тия входящ поток в горещата мрежа, kg/s.

Един подход за определяне на разпределението на масовия дебит на входящите потоци по клоните на топлообменни системи

Чрез уравнение (4) може да се състави масовия баланс на цялата мрежа, ако то се приложи за възлите в посочения интервал. Тъй като се търси дяловото разпределение (матрица \ddot{R}^Γ) на масовите дебита на входящите потоци по клоните на горещата мрежа, затова в уравнението се замества с \dot{r}_{js}^Γ и \dot{m}_s^Γ :

$$\sum_{\substack{s=1, \\ s=v_k}}^{n_r'} \dot{m}_s^\Gamma + \sum_{\substack{j=1, \\ v_j''=v_k}}^{\dot{m}_r} \left(\sum_{s=1}^{n_r'} (\dot{r}_{js}^\Gamma \cdot \dot{m}_s^\Gamma) \right) = \sum_{\substack{i=1, \\ v_i''=v_k}}^{\dot{m}_r} \left(\sum_{s=1}^{n_r'} (\dot{r}_{is}^\Gamma \cdot \dot{m}_s^\Gamma) \right). \quad (5)$$

За да се изрази уравнение (5) за дебита постъпващ в i -тия клон на горещата мрежа е необходимо да се използва r_{is}'' и тогава:

$$\dot{m}_s^\Gamma \cdot \delta_i(s) + \sum_{\substack{j=1, \\ v_j''=v_i^\Gamma}}^{\dot{m}_r} \left(\sum_{s=1}^{n_r'} (\dot{r}_{js}^\Gamma \cdot \dot{m}_s^\Gamma) \right) = \sum_{s=1}^{n_r'} \left(\frac{1}{r_{is}''} \dot{r}_{is}^\Gamma \cdot \dot{m}_s^\Gamma \right), \quad (6)$$

където $\delta_i(s)$ има сходство със символа на Кронекер, но се определя по други условия, т.е.:

$$\delta_i(s) = \begin{cases} 1, & v_i^\Gamma = s \\ 0, & v_i^\Gamma \neq s \end{cases}. \quad (7)$$

В уравнение (6) неизвестни са елементите на \ddot{R}^Γ . За всеки s -ти стълб на матрицата, съответстващ на s -тия входящ поток в мрежата, може да се състави по една система линейни алгебрични уравнения от вида $Ax = b$, където векторът с неизвестни x съответства на стълб от матрица \ddot{R}^Γ . Ако това е първият стълб на матрицата ($s=1$), който се отнася за първия входящ поток (Γ_1) в мрежата, тогава векторът с неизвестни се състои от елементи \dot{r}_{i1}^Γ ($i = 1, 2, \dots, \dot{m}_r$). Уравнение (6), представено само за този първи входящ поток Γ_1 ($s=1$), придобива следния вид:

$$\dot{m}'_1 \cdot \delta_i(1) + \sum_{\substack{j=1, \\ v_j''^r = v_i'^r}}^{\dot{m}_r} (\ddot{r}'_{j1} \cdot \dot{m}'_1) = \frac{1}{r''_{i1}} \ddot{r}'_{i1} \cdot \dot{m}'_1. \quad (8)$$

След пренасяне на r''_{i1} от дясната част на равенството към лявата му част се получава:

$$r''_{i1} \cdot \dot{m}'_1 \cdot \delta_i(1) + r''_{i1} \sum_{\substack{j=1, \\ v_j''^r = v_i'^r}}^{\dot{m}_r} (\ddot{r}'_{j1} \cdot \dot{m}'_1) = \ddot{r}'_{i1} \cdot \dot{m}'_1. \quad (9)$$

Извеждането на \dot{m}'_1 пред сумата $\sum \ddot{r}'_{j1}$ и пренареждането на уравнението така, че от дясната му страна да остане многочленът съдържащ само известни, води до:

$$\ddot{r}'_{i1} \cdot \dot{m}'_1 - r''_{i1} \cdot \dot{m}'_1 \sum_{\substack{j=1, \\ v_j''^r = v_i'^r}}^{\dot{m}_r} \ddot{r}'_{j1} = r''_{i1} \cdot \dot{m}'_1 \cdot \delta_i(1). \quad (10)$$

Двете страни на това равенство, като се разделят на \dot{m}'_1 се получава изходното уравнение за съставяне на СЛАУ, отнасяща се за първия входящ поток в горещата мрежа:

$$\ddot{r}'_{i1} - r''_{i1} \sum_{\substack{j=1, \\ v_j''^r = v_i'^r}}^{\dot{m}_r} \ddot{r}'_{j1} = r''_{i1} \cdot \delta_i(1), \quad (11)$$

Чрез прилагане на (11) за всички клони в интервала от 1 до \dot{m}_r може да състави системата:

$$\begin{cases} a_{1,1} \ddot{r}'_{1,1} + a_{1,2} \ddot{r}'_{2,1} + \dots + a_{1,\dot{m}_r} \ddot{r}'_{\dot{m}_r,1} = b_1 \\ a_{2,1} \ddot{r}'_{1,1} + a_{2,2} \ddot{r}'_{2,1} + \dots + a_{2,\dot{m}_r} \ddot{r}'_{\dot{m}_r,1} = b_2 \\ \vdots \\ a_{\dot{m}_r,1} \ddot{r}'_{1,1} + a_{\dot{m}_r,2} \ddot{r}'_{2,1} + \dots + a_{\dot{m}_r,\dot{m}_r} \ddot{r}'_{\dot{m}_r,1} = b_{\dot{m}_r} \end{cases}. \quad (12)$$

Тази система линейни алгебрични уравнения може да се представи в матрична форма, като:

$$\begin{bmatrix} a_{1,1} & \dots & a_{1,\dot{m}_r} \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ a_{\dot{m}_r,1} & \dots & a_{\dot{m}_r,\dot{m}_r} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{r}'_{1,1} \\ \vdots \\ \ddot{r}'_{\dot{m}_r,1} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} b_1 \\ \vdots \\ b_{\dot{m}_r} \end{bmatrix}. \quad (13)$$

Коефициентите $a_{i,j}$ пред независимите променливи и свободните коефициенти b_i ($i, j = 1, 2, \dots, \dot{m}_r$) се определят въз основа на (11) по следните зависимости:

$$a_{i,j} = a_{i,j}^{(1)} - a_{i,j}^{(2)},$$

където:

$$a_{i,j}^{(1)} = \begin{cases} 1, & i = j; \\ 0, & i \neq j; \end{cases} \quad (14)$$

$$a_{i,j}^{(2)} = \begin{cases} r''_{i1}, & v_i'^r = v_j''^r; \\ 0, & v_i'^r \neq v_j''^r; \end{cases}$$

и

$$b_i = \begin{cases} r''_{i1}, & v_i'^r = 1 \\ 0, & v_i'^r \neq 1. \end{cases} \quad (15)$$

По аналогия с входящ поток Γ_1 , може да се състави по една система линейни уравнения и за всички останали $n'_r - 1$ входящи потоци в горещата мрежа. След намиране на решенията на всички съставени СЛАУ се получават n'_r на брой вектори. Матрицата \check{R}^Γ се формира, като се използват тези вектори за нейни стълбове.

При съставяне на s -та по ред СЛАУ ($s = 1, 2, \dots, n'_r$) за s -тия входящ поток в мрежата, коефициентите $a_{i,j}$ и b_i ($i, j = 1, 2, \dots, \check{m}_r$) се определят по:

$$a_{i,j} = a_{i,j}^{(1)} - a_{i,j}^{(2)},$$

където:

$$a_{i,j}^{(1)} = \begin{cases} 1, & i = j; \\ 0, & i \neq j; \end{cases} \quad (16)$$

$$a_{i,j}^{(2)} = \begin{cases} r''_{is}, & v_i^{\Gamma} = v_j^{\Gamma}; \\ 0, & v_i^{\Gamma} \neq v_j^{\Gamma}; \end{cases}$$

и

$$b_i = \begin{cases} r''_{is}, & v_i^{\Gamma} = s; \\ 0, & v_i^{\Gamma} \neq s. \end{cases} \quad (17)$$

За да се сформират и двете матрици – \check{R}^Γ и \check{R}^Γ е необходимо към клоните с топлообменници да се отнесат и свързващите клони ($i, j = 1, 2, \dots, \check{m}_r, \check{m}_r + 1, \dots, \check{m}_r + \check{m}_r$), след което да се съставят n'_r на брой системи линейни алгебрични уравнения и да се намерят техните n'_r на брой решения (вектори).

Пример за определяне на стойностите на елементите в матрици \check{R}^Γ и \check{R}^Γ може да бъде представен за горещата мрежа на система от топлообменни апарати (20 на брой), при която входящите потоци в гореща мрежа са Γ_1, Γ_2 и Γ_3 , а входящите потоци в студена мрежа $C_1 \div C_5$ (Фиг. 1).

Възлите на тази фигура са номерирани с цяло число след което има точка. Клоните, които имат топлообменни апарати са номерирани с цяло число. Свързващите клони са с номера върху които има ударение.

През възел v_4^Γ (№ 4.) преминава единствено входящият поток Γ_1 , през възел v_6^Γ (№ 6.) преминава единствено входящият поток Γ_3 , а през възел v_7^Γ (№ 7.) преминават входящите потоци Γ_1 и Γ_3 . Ако масовият дебит в тези възли се разпределя както следва:

- във възел v_4^Γ : 25% към клон № 3 и 75% към клон № \check{z} ;
- във възел v_6^Γ : 70% към клон № 7 и 30% към клон № 8;
- във възел v_7^Γ : (1) за входящ поток Γ_1 в съотношение 40% към клон № 4 и 60% към клон № 5; (2) за входящ поток Γ_3 в съотношение 20% към клон № 4 и 80% към клон № 5,

тогава елементите на матрици R'' и \check{R}'' имат стойности:

$$R'' = \begin{bmatrix} \Gamma_1 & \Gamma_2 & \Gamma_3 & e_1 \\ 1,0 & 0 & 0 & e_1 \\ 0 & 0 & 1,0 & e_2 \\ 0,25 & 0 & 0 & e_3 \\ 0,40 & 0 & 0,20 & e_4; \\ 0,60 & 0 & 0,80 & e_5 \\ 1,0 & 1,0 & 0 & e_6 \\ 0 & 0 & 0,70 & e_7 \\ 0 & 0 & 0,30 & e_8 \end{bmatrix} \quad \check{R}'' = \begin{bmatrix} \Gamma_1 & \Gamma_2 & \Gamma_3 & \check{e}_1 \\ 0 & 1,0 & 0 & \check{e}_1 \\ 0,75 & 0 & 0 & \check{e}_2 \\ 1,0 & 1,0 & 1,0 & \check{e}_3 \end{bmatrix} \quad (18)$$

$$\begin{array}{c}
 \text{СЛАУ} \\
 \left[\begin{array}{cccccccccccc}
 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & -1 & -1 & 0 & 0 \\
 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\
 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\
 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\
 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1
 \end{array} \right] \begin{array}{l}
 \dot{r}_{1,2}^\Gamma \\
 \dot{r}_{2,2}^\Gamma \\
 \dot{r}_{3,2}^\Gamma \\
 \dot{r}_{4,2}^\Gamma \\
 \dot{r}_{5,2}^\Gamma \\
 \dot{r}_{6,2}^\Gamma \\
 \dot{r}_{7,2}^\Gamma \\
 \dot{r}_{8,2}^\Gamma \\
 \dot{r}_{1,2}^{\times\Gamma} \\
 \dot{r}_{2,2}^{\times\Gamma} \\
 \dot{r}_{3,2}^{\times\Gamma}
 \end{array} = \begin{array}{l}
 0 \\
 0 \\
 0 \\
 0 \\
 0 \\
 0 \\
 0 \\
 0 \\
 1,0 \\
 0 \\
 0
 \end{array} ; \quad \text{Решение} \quad \begin{array}{l}
 0 \\
 0 \\
 0 \\
 0 \\
 0 \\
 1,0 \\
 0 \\
 0 \\
 1,0 \\
 0 \\
 1,0
 \end{array} \quad (20)
 \end{array}$$

Трети (s=3) входящ поток в мрежата – Г₃:

$$\begin{array}{c}
 \text{СЛАУ} \\
 \left[\begin{array}{cccccccccccc}
 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 0 & 0 & -0,2 & 1 & 0 & 0 & -0,2 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 0 & 0 & -0,8 & 0 & 1 & 0 & -0,8 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 0 & -0,7 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 0 & -0,3 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\
 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\
 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0
 \end{array} \right] \begin{array}{l}
 \dot{r}_{1,3}^\Gamma \\
 \dot{r}_{2,3}^\Gamma \\
 \dot{r}_{3,3}^\Gamma \\
 \dot{r}_{4,3}^\Gamma \\
 \dot{r}_{5,3}^\Gamma \\
 \dot{r}_{6,3}^\Gamma \\
 \dot{r}_{7,3}^\Gamma \\
 \dot{r}_{8,3}^\Gamma \\
 \dot{r}_{1,3}^{\times\Gamma} \\
 \dot{r}_{2,3}^{\times\Gamma} \\
 \dot{r}_{3,3}^{\times\Gamma}
 \end{array} = \begin{array}{l}
 0 \\
 1,0 \\
 0 \\
 0 \\
 0 \\
 0 \\
 0 \\
 0 \\
 0 \\
 0 \\
 0
 \end{array} ; \quad \text{Решение} \quad \begin{array}{l}
 0 \\
 1,0 \\
 0 \\
 0,14 \\
 0,56 \\
 0 \\
 0,70 \\
 0,30 \\
 0 \\
 0 \\
 0,56
 \end{array} \quad (21)
 \end{array}$$

Една възможност за решаване на матрични уравнения (19) ÷ (21) са вградените функции на „spreadsheet” програми като Microsoft Excel. Представените три решения са получени при използване на функцията за матрично умножение, подробно описана в [3; 4] и функцията за получаване на обратна матрица, представена в [3; 5]. С векторите, получени като решения в (19) ÷ (21), се сформират матрици \dot{R}^Γ и \check{R}^Γ както следва:

$$\dot{R}^\Gamma = \begin{array}{c}
 \begin{array}{ccc|c}
 \Gamma_1 & \Gamma_2 & \Gamma_3 & e_i \\
 \hline
 1,0 & 0 & 0 & e_1 \\
 0 & 0 & 1,0 & e_2 \\
 0,25 & 0 & 0 & e_3 \\
 0,10 & 0 & 0,14 & e_4; \\
 0,15 & 0 & 0,56 & e_5 \\
 0,75 & 1,0 & 0 & e_6 \\
 0 & 0 & 0,70 & e_7 \\
 0 & 0 & 0,30 & e_8
 \end{array} \\
 \dot{R}^\Gamma =
 \end{array}
 \quad
 \check{R}^\Gamma = \begin{array}{c}
 \begin{array}{ccc|c}
 \Gamma_1 & \Gamma_2 & \Gamma_3 & \check{e}_i \\
 \hline
 0 & 1,0 & 0 & \check{e}_1 \\
 0,75 & 0 & 0 & \check{e}_2 \\
 0,90 & 1,0 & 0,56 & \check{e}_3
 \end{array} \\
 \check{R}^\Gamma =
 \end{array} \quad (22)$$

Въз основа на получените матрици може да се изчисли делът от масовия дебит в kg/s, на всеки входящия поток Г_j (или С_j), протичащ по даден клон e_i (или \check{e}_i) на разклонена топлообменна система. Лесно се пресмята и масовият дебит на клона като цяло. Нека за разглеждания пример се допусне, че масовите дебита на горещи потоци входящи в системата са: $\dot{m}'_{1,\Gamma} = 10 \text{ kg/s}$; $\dot{m}'_{2,\Gamma} = 20 \text{ kg/s}$ и $\dot{m}'_{3,\Gamma} = 30 \text{ kg/s}$. Ако е необходимо да се определи какви количества от тях преминават по клон №5, се извършват следните изчисления:

$$\dot{m}_{5,1}^\Gamma = \dot{r}_{5,1}^\Gamma \dot{m}'_{1,\Gamma} = 0,15 \times 10 = 1,5 \text{ kg/s};$$

$$\dot{m}_{5,2}^r = \dot{r}_{5,2}^r \dot{m}_2^r = 0 \times 2 = 0 \text{ kg/s};$$

$$\dot{m}_{5,3}^r = \dot{r}_{5,3}^r \dot{m}_3^r = 0,56 \times 30 = 16,8 \text{ kg/s}.$$

Масовият дебит на флуидния поток протичащ по клон №5 е:

$$\dot{m}_5^r = \sum_{j=1}^3 \dot{r}_{5,j}^r \dot{m}_j^r = 1,5 + 0 + 16,8 = 18,3 \text{ kg/s}.$$

Заклучение

Предложеният метод е една от възможностите за решаване на задачи от този тип. Методът е приложим, когато системата е дефинирана по клоно (събиращи и разделящи се във възли), където всеки клон представлява поток с постоянен масов дебит. Предимството му е, че сравнително лесно може да бъде приложен в софтуерни програми, разполагащи с възможности за извършване на матрични операции, като MATLAB и Microsoft Excel.

Литература

1. **Hsu, L. и Lin, C.** *Graph Theory and Interconnection Networks*. Boca Raton, FL : CRC Press, 2008. ISBN 10: 1-4200-4481-8 / ISBN 13: 978-1-4200-4481-2.
2. *Един подход за описание на топлообменни системи с разделяне и събиране на потоците*. **Калоянов, Н. и Василев, М.** Созопол : ТУ - София, 2012. Сборник доклади от XVII Научна конференция с международно участие ЕМФ 2012. Том 1, стр. 252–258. ISSN: 1314 - 5371.
3. **Billo, E.** *Excel for Scientists and Engineers. Numerical Methods*. Hoboken, NJ : Wiley, 2007. ISBN 10: 0471387347 / ISBN 13: 978-0-471-38734-3.
4. MMULT function. *Support.office.com*. [Онлайн] www.microsoft.com, 2018 г. <https://support.office.com/en-us/article/mmult-function-40593ed7-a3cd-4b6b-b9a3-e4ad3c7245eb>.
5. MINVERSE function. *Support.office.com*. [Онлайн] www.microsoft.com, 2018 г. <https://support.office.com/en-us/article/minverse-function-11f55086-adde-4c9f-8eb9-59da2d72efc6>.

ас. Момчил Василев, Технически университет – София, momchil@tu-sofia.bg
 проф. д-р инж. Никола Калоянов, Технически университет – София, ngk@tu-sofia.bg
 Ph.D. Tran Van Hung, Ho Chi Minh city University of Technology, VNU – HCM, tvhung@hcmut.edu.vn

Моделиране и симулиране на топлинното поведение на промишлен хладилник в динамичен експлоатационен режим

Борислав Станков, Костадин Фикийн

Разработен е числен модел за симулиране на топлинното поведение на съществуващ промишлен хладилник за съхранение на замразени храни при променливо натоварване, студопроизводителност на инсталацията и климатични условия. Моделът е реализиран в MATLAB като част от по-общ модел за енергийни симулации на система за криогенно съхранение на енергия.

Ключови думи: хладилна верига, хладилно съхранение, нестационарен топлообмен, динамично симулиране, MATLAB.

Modelling and simulation of the thermal behaviour of a refrigerated warehouse in dynamic operation mode

Borislav Stankov, Kostadin Fikiin

A numerical model has been developed for dynamic simulation of the thermal behaviour of an existing refrigerated warehouse for storage of frozen foods under variable load, plant's refrigeration capacity and climatic conditions. The model has been implemented in MATLAB as part of a more general model for energy simulations of a cryogenic energy storage system.

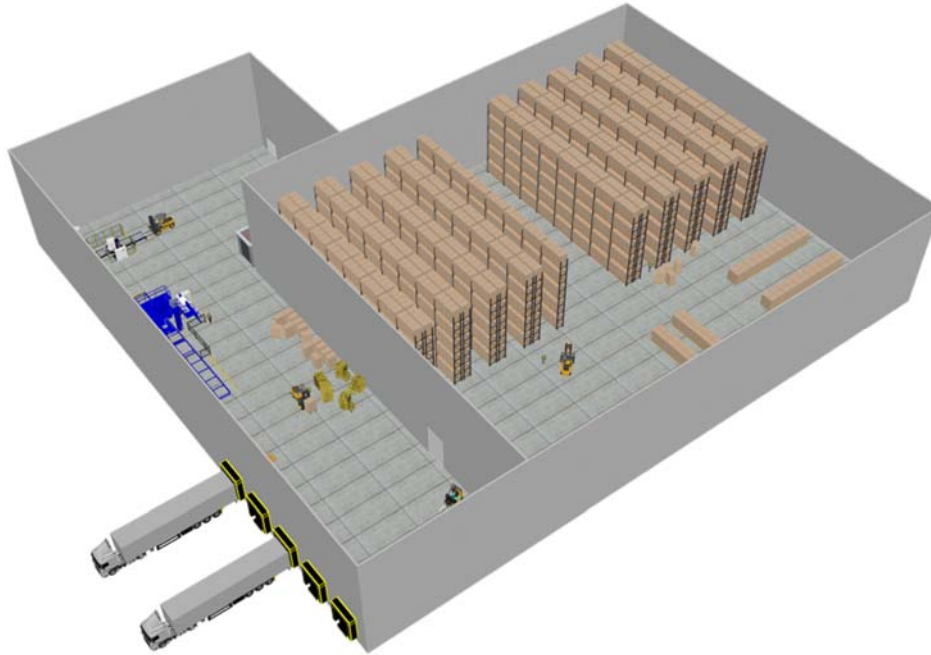
Keywords: cold chain, cold storage, transient heat transfer, dynamic simulation, MATLAB.

Въведение

Европейският проект CryoHub изследва и разработва потенциала на криогенното съхранение на енергия в големи промишлени хладилници и хранителни предприятия, оборудвани с хладилни съоръжения [1]. Разработваната технология се основава на акумулирането на възобновяема енергия като втечен криогенен газ, използван за частично покриване на студопотребността на хладилните съоръжения (облекчавайки работата на конвенционалната инсталация), както и за генериране на електричество, което може да се изразходва на място или да захранва електрическата мрежа в периоди на пиково потребление [1, 2, 3]. За изследване на различни стратегии за управление на системата за криогенно съхранение на енергия е съставен числен модел в MATLAB, чрез който динамично са симулирани етапите на акумулиране и отдаване на енергия. Цялостният модел се състои от различни взаимосвързани модули, един от които е моделът на хладилното съоръжение, охлаждащо от втечнения криогенен газ в етапа на отдаване на енергия от системата за съхранение.

Изследваното хладилно съоръжение представлява реален промишлен хладилник за съхранение на замразени храни, състоящ се от хладилна камера и товаро-разтоварен отсек (вътрешно манипулационно помещение за логистични операции като пакетизиране, палетизиране, товарене и разтоварване на хладилни камиони) (Фиг. 1). Като интегрална част от общия енергиен модел на системата за енергийно съхранение, моделът на хладилника е съобразен с входящите и изходящите параметри на интерактивните компоненти, както и с цялостното ниво на сложност. Моделът приема като входни параметри температурата и относителната влажност на външния въздух, интензитета на пълната слънчева радиация върху хоризонтална повърхност, общата студопроизводителност на парокompресорната

хладилна инсталация и системата за криогенно съхранение на енергия, както и вектор с времеви стойности, описващ времевата стъпка на симулацията. Изходящите параметри са температурата на циркулирания въздух във всяко от двете помещения и средната температура на съхраняваните продукти. Тези величини се подават като входящи аргументи за всяка следваща времева стъпка. Температурите се определят въз основа на баланса между хладилния товар и студопроизводителността, отчитайки наличния топлинен капацитет на обектите във всяко от помещенията.



Фиг. 1. Схема на моделирания промишлен хладилник.

Хладилен товар

Хладилният товар на всяко от двете помещения се изчислява съгласно методиката на ASHRAE [4] и отчита топлинните потоци от топлопреминаване, инфилтрация, вътрешни източници и хладилното оборудване (вентилатори и обезскрежаване). Топлинният поток от топлопреминаване през всеки ограждащ елемент се изчислява като:

$$\dot{Q}_{tr} = \sum_i U_i A_i [(T_b + \Delta T_{se})_i - T_r] \quad (1)$$

където: T_r – температура на въздуха в помещението [°C], T_b – температура на външната среда (външен въздух или въздуха в съседното помещение) [°C], ΔT_{se} – температурна корекция за отчитане на ефекта от слънчево греене [°C], U – коефициент на топлопреминаване [W/(m²K)], A – площ на ограждащия елемент [m²].

Съгласно енергийния баланс на външната повърхност на ограждащия елемент, температурната корекция, отчитаща ефекта на абсорбираната слънчева радиация, може да се определи като:

$$\Delta T_{se_i} = \frac{\alpha_i I_i}{h_{oi}} \quad (2)$$

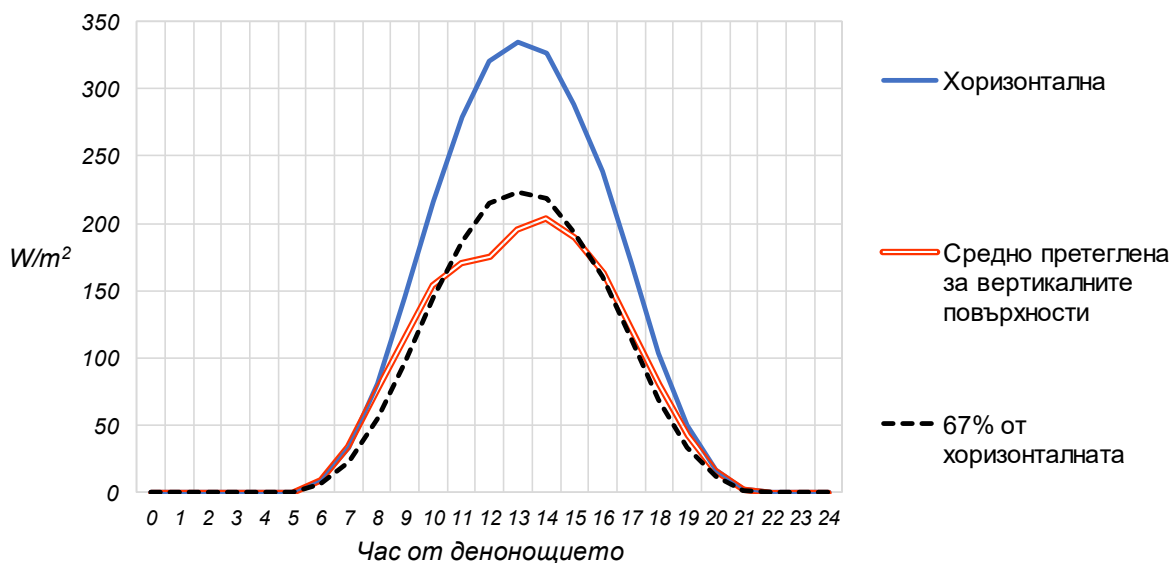
където: α – коефициент на поглъщане на слънчевата радиация [-], I – интензитет на пълната слънчева радиация върху повърхността [W/m^2], h_o – коефициент на топлопредаване [$W/(m^2K)$].

Интензитетът на пълната слънчева радиация върху хоризонталния покрив на хладилника, I_h , е входящ параметър за модела, който се получава от часовете климатични данни. Изчисленията за падащата слънчева радиация върху всички външни вертикални повърхности (стените на хладилника) са опростени като I_h се умножава по корекционен коефициент. Този коефициент е определен чрез анализ на климатичните данни за местоположението на хладилника посредством средно-претеглената стойност на интензитета за всички $i = 1, \dots, n$ външни вертикални повърхности с различен азимутен ъгъл:

$$I_v = \frac{\sum_i I_i A_i}{\sum_i A_i} \tag{3}$$

където: I_i – интензитет на пълната слънчева радиация върху повърхност i [W/m^2], A_i – площ на повърхността [m^2].

Интензитетът на падащата слънчева радиация за всяка от външните стени се изчислява по метода на Perez *et al.* [5]. От анализа на данните е установено, че в годишен план тази средно-претеглена стойност се апроксимира сравнително добре чрез използване на корекционен фактор 0.67 за стените на хладилната камера (Фиг. 2) и 0.51 за манипулационното помещение.



Фиг. 2. Интензитет на слънчевата радиация върху оградящите елементи на хладилната камера.

Външните оградящи елементи на хладилника са изградени от сандвич-панели с изолация от полиизоцианурат (PIR). Подовата конструкция има изолация от екструдирен полистирен (XPS) и е снабдена със система за защита срещу замръзване. Коефициентът на топлопреминаване на пода е изчислен при приета постоянна температура от $4^{\circ}C$ на долната повърхност на изолацията. Изчислените коефициенти на топлопреминаване, както и други параметри за определяне на топлинните потоци през оградящите елементи, са дадени в Табл. 1.

Таблица 1

Параметри за изчисление на топлинните потоци от топлопреминаване

Ограждащ елемент	<i>A</i>	<i>U</i>	<i>T_b</i>	<i>α</i>	<i>l</i>	<i>1/h_o</i>
	m ²	W/(m ² K)				(m ² K)/W
Хладилна камера						
Под	3572.8	0.137	4°C	–	–	–
Покрив	3572.8	0.094	<i>T</i> _{външен въздух}	0.15	<i>l_{th}</i>	0.05
Външни стени	2707.2	0.096	<i>T</i> _{външен въздух}	0.15	$\frac{0.6}{7l_{th}}$	0.07
Вътрешни стени	1113.3	0.094	<i>T</i> _{манип.пом.}	–	–	–
Товаро-разтоварен отсек - манипулационно помещение						
Под	1941.1	0.137	4	–	–	–
Покрив	1941.1	0.094	<i>T</i> _{външен въздух}	0.15	<i>l_{th}</i>	0.05
Външни стени	2471.0	0.096	<i>T</i> _{външен въздух}	0.15	$\frac{0.5}{1l_{th}}$	0.07
Вътрешни стени	1113.3	0.094	<i>T</i> _{хл.камера}	–	–	–

Топлинният поток от инфилтрация за всяка $j = 1, \dots, m$ врата на съответното помещение се изчислява по уравнението на Gosney & Olama [4]:

$$\dot{Q}_{inf} = \sum_j D_{tj} D_{fj} (1 - E_j) 0.221 A_j (h_{ij} - h_r) \rho_r \left(1 - \frac{\rho_{ij}}{\rho_r}\right)^{0.5} (9.81 H_j)^{0.5} F_{mj} \quad (4)$$

$$F_{mj} = \left[\frac{2}{1 + (\rho_r / \rho_{ij})^{1/3}} \right]^{1/5} \quad (5)$$

където: *A* – площ на вратата [m²], *h_i* – специфична енталпия на инфилтрирания въздух [J/(kgK)], *h_r* – специфична енталпия на въздуха в помещението [J/(kgK)], *ρ_i* – плътност на инфилтрирания въздух [J/(kgK)], *ρ_r* – плътност на въздуха в помещението [J/(kgK)], *H* – височина на вратата [m].

Плътността и специфичната енталпия на влажния въздух се изчисляват според температурата, относителната влажност и барометричното налягане. За определяне на налягането на насищане/сублимация са използвани уравненията от IAPWS-IF97 и IAPWS-06 [6]. Параметрите за изчисляване на топлинните потоци от инфилтрация са дадени в Табл. 2.

Таблица 2

Параметри за изчисление на топлинните потоци от инфилтрация

	Брой	Широчина, м	Височина, м	D_t	D_f	E
Врата на хладилната камера	1	2.84	4.60	0.0 625	0 .8	0 .9
Товарни рампи	6	2.44	3.05	0.0 75	1 .1	0 .81

Вътрешните топлинни притоци във всяко от помещенията се изчисляват като:

$$\dot{Q}_{int} = 1.25N_p(272 - 6T_r) + \sum_k P_k + F_r \dot{Q}_{ref} \quad (6)$$

където: N_p – брой на преминаващ персонал, T_r – температура на въздуха в помещението [°C], P – вътрешни топлинни притоци от осветление, подемно-транспортни машини, опаковъчно и друго оборудване [W], \dot{Q}_{ref} – студопроизводителност на хладилната инсталация [W].

Топлинните притоци от работата на хладилната инсталация включват топлината, отделена от двигателите на вентилаторите и тази за периодично обезскрежаване на изпарителите в камерата за замразени продукти. Тези притоци са апроксимирани според студопроизводителността на инсталацията чрез фактора F_r .

Топлинно поведение на хладилника

Топлинното поведение на хладилника се определя от наличието на студоакумулиращи обекти със значителна маса във всяко от помещенията. В хладилната камера се съхранява голямо количество замразени храни, чиито пълен топлинен капацитет е много по-голям от този на въздуха в камерата и ограждащите елементи. Затова акумулацията на студ в продуктите е основният фактор, от който зависи топлинната инерция на хладилника.

Повечето продукти в хладилната камера остават за дългосрочно съхранение и относително малък процент от общото количество се внася и изнася в рамките на едно денонощие. Освен това, основното количество продукти постъпват вече замразени до стандартна температура от около -18 °C, която може да се е повишила незначително в случай на транспортиране. При тези обстоятелства е направено опростяващото допускане, че продуктите представят фиксирана маса с еднаква температура, която се променя само в резултат от промяната на баланса между хладилния товар и студопроизводителността на хладилната система. Тъй като моделът цели да се оцени температурата на вътрешния въздух в края на времевата стъпка на симулацията (и по този начин на топлинната инерция на системата), а не на температурното поле в продуктите, те са моделирани като съсредоточен топлинен капацитет. Съпротивлението на топлопроводност на продуктите е от същия порядък като съпротивлението на топлопредаване на повърхността им, поради което то не би могло да се пренебрегне. Затова като апроксимация е използван адаптиран вариант на модела със съсредоточени параметри, където се използва еквивалентно термично съпротивление, отчитащо както топлопредаването на повърхността, така и топлопроводността в материала [7]. На тази основа, топлинният поток, обменен между замразените продукти и въздуха, се изчислява чрез осреднена температура на продуктите и приведен коефициент на топлопредаване (\tilde{h}):

$$\dot{Q}_{st} = \tilde{h}A(\bar{T}_{st} - T_r) \quad (7)$$

$$\tilde{h} = \frac{1}{\frac{1}{h} + \frac{V/A}{k}} \quad (8)$$

където: h – коефициент на топлопредаване [$W/(m^2K)$], A – площ на откритата повърхност на продуктите [m^2], V – обем на продуктите [m^3], k – коефициент на топлопроводност [$W/(mK)$], \bar{T}_s – осреднена температура на продуктите [$^{\circ}C$], T_r – температура на въздуха в помещението [$^{\circ}C$].

Макар и доста опростен, този метод позволява приблизителна оценка на ефекта от акумулацията на студ в продуктите върху нестационарния енергиен баланс на хладилника. Приложен е с презумпцията, че допустимите температурни колебания са малки – при симулациите на системата температурата на въздуха обикновено се изменя в границите на около 1 K, а тази на продуктите остава почти постоянна. Корекцията на коефициента на топлопредаване намалява стойността му, отчитайки, че заради температурния градиент в съхраняваните продукти, температурата на повърхността им е сравнително близка до тази на въздуха. По този начин, изменението на осреднената температура на продуктите във времето се описва чрез обикновено диференциално уравнение:

$$C_{st} \frac{d\bar{T}_{st}}{dt} = -\dot{Q}_{pr} \quad (9)$$

$$\frac{d\bar{T}_{st}}{dt} = -\frac{\tilde{h}A(\bar{T}_{st} - T_r)}{C_{st}} \quad (10)$$

където: C_{st} – пълен топлинен капацитет на съхраняваните продукти [J/K], изчислен съгласно данните в Табл. 3.

Таблица 3

Параметри за изчисление на акумулацията на студ в продуктите.

Коефициент на топлопроводност на замразените продукти [$W/(mK)$]	1.3
Специфичен топлинен капацитет на замразените продукти [$J/(kgK)$]	2100
Размер на опаковката [cm]	60 x 40 x 12
Нетна маса на продуктите в една опаковка [kg]	23
Размер на палет [cm]	120 x 80
Височина на натоварения палет [cm]	168
Брой опаковки на палет	56
Брой на мобилните стелажи	19
Брой на рафтовете на стелаж	5
Брой палети на един рафт	32
Общ брой палети на всички стелажи	3040
Обем на продуктите върху един палет [m^3]	1.6128
Площ на откритата повърхност на продуктите върху един палет [m^2]	8.64
Коефициент на топлопредаване, h [$W/(m^2K)$]	10
Приведен коефициент на топлопредаване, \tilde{h} [$W/(m^2K)$]	4.1
Маса на продуктите върху един палет [kg]	1288
Пълен топлинен капацитет на съхраняваните продукти, C_{st} [kJ/K]	8 222 592

Изменението на енталпията на въздуха в помещението, която е функция на температурата и влагосъдържанието, е равно на сумата от всички топлинни потоци. Тъй като в хладилната камера се поддържа ниска температура на въздуха ($-20^{\circ}C$), влагосъдържанието варира в малки граници и не надвишава 0.001 kg/kg. За опростяване на изчисленията е

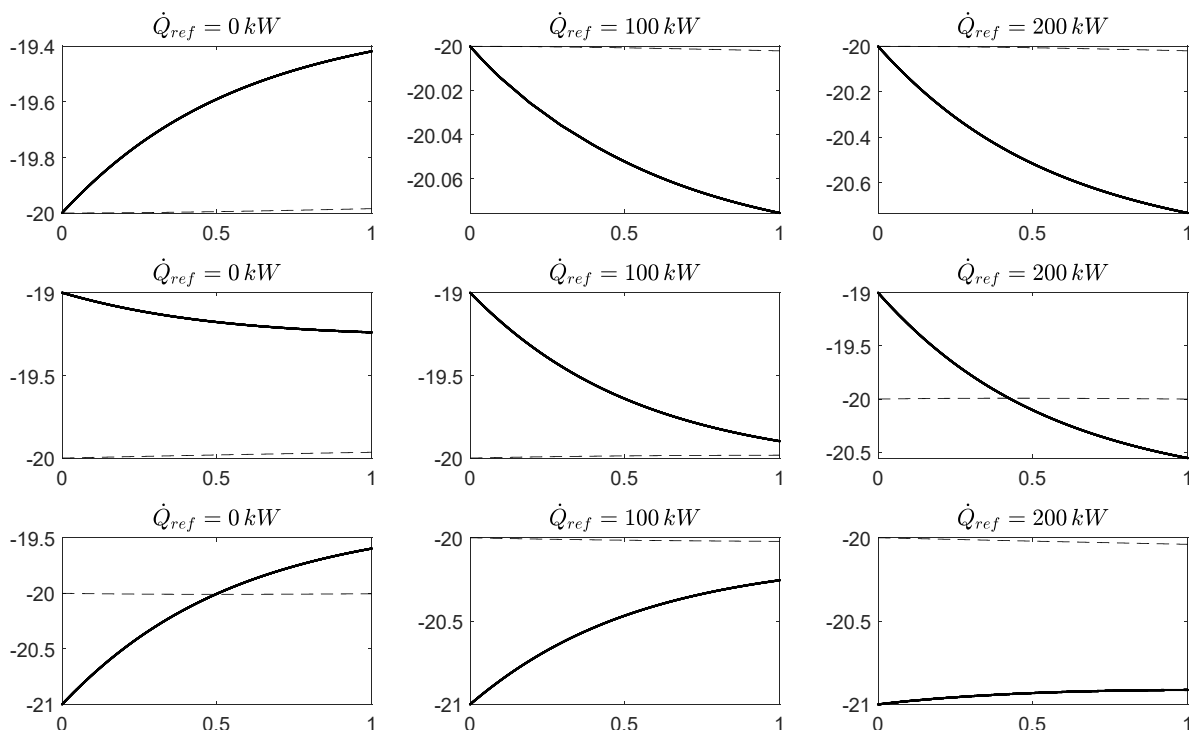
прието, че изменението на енталпията се дължи само на явен топлообмен, при което енергийният баланс на зоната се представя чрез диференциално уравнение за температурата. Ефектът на топлинният капацитет на ограждащите елементи на сградата е пренебрежим, с изключение на конструкцията над подовата изолация. За да се отчете този допълнителен топлинен капацитет в зоната, е приложен опростения подход, който понякога се използва за отчитане на вътрешна топлоакмулираща маса в EnergyPlus [8]. Тогава допълнителната топлоакмулираща маса се отчита като топлинният капацитет на въздуха се умножава с корекционен фактор. Опростяването се прави с презумпцията, че големият температурен градиент на подовата конструкция се образува в изолацията под бетонната плоча, докато средната температура на плочата е близка до температурата на въздуха в помещението. При тези допускания, изменението на средната температура на въздуха във времето се описва чрез обикновеното диференциално уравнение (с топлинни потоци от дясната страна - функции на температурата):

$$C_r \frac{dT_r}{dt} = \dot{Q}_{tr} + \dot{Q}_{inf} + \dot{Q}_{int} + \dot{Q}_{st} - \dot{Q}_{ref} \quad (11)$$

$$C_r = F_c c_r \rho_r V_r \quad (12)$$

където: c_r – специфичен топлинен капацитет на въздуха [J/(kgK)], F_c – корекционен фактор, ρ_r – плътност на въздуха [kg/m³], V_r – обем на въздуха [m³].

Системата от две диференциални уравнения (10) и (12) се решава в MATLAB чрез имплицитен метод, заложен във функцията *ode15s* [9]. Като илюстрация на топлинната инерция на хладилника, на Фиг. 3 е показано изменението на температурите на въздуха (плътна линия) и на съхраняваните замразени продукти (пунктирна линия) в хладилната камера, при различни начални температури и студопроизводителности на хладилната система. Показаните графики се отнасят за симулации с времева стъпка един час, при постоянна студопроизводителност и постоянен хладилен товар в рамките на времевата стъпка. Графиките по колони се отнасят съответно за нулева студопроизводителност (вляво) и студопроизводителност, приблизително покриваща хладилния товар (в средата) или надвишаваща топлинния товар приблизително два пъти (вдясно). Редовете на фигурата се отнасят за различни начални температури на въздуха и на продуктите в хладилната камера – графиките на първия ред са за начална температура –20 °C на въздуха и продуктите, на втория ред са за начална температура –20 °C на продуктите и –19 °C на въздуха, а на третия ред са за –20 °C на продуктите и –21 °C на въздуха. На втория ред температурата на продуктите е по-ниска от тази на въздуха и акумулираният в тях студ води до понижаване на температурата на въздуха, дори когато хладилният товар превишава студопроизводителността на системата. За сметка на това, температурата на продуктите бавно се покачва.



Фиг. 3. Изменение на температурата на въздуха и продуктите в хладилната камера при различни начални условия

Заклучение

Представеният модел на промишлен хладилник представлява съставен елемент на един обобщен многокомпонентен модел на цялостна система за криогенно съхранение на енергия (която акумулира енергия от фотоволтаична система и произвежда електричество в периоди на пиково натоварване в мрежата, докато изпаряващия се втечен криогенен газ подпомага покриването хладилния товар). Макар в случая фокусът на симулациите да е главно върху температурата на въздуха в помещенията за съхранение и манипулация на замразени храни (което е необходимо за управление на системата за криогенно съхранение на енергия), значително по-сложни сценарии могат да бъдат обхванати с незначително адаптиране на модела. От гледна точка на действителното нестационарно поведение на хладилника, представеният подход е сравнително опростен, но дава достатъчно информация за целта на симулациите – приблизителна оценка на функционирането и цялостната ефективност на системата за криогенно съхранение на енергия при различни стратегии за управление.

Благодарности

Проектът CryoHub се финансира по Програмата на Европейския съюз за изследвания и иновации „Хоризонт 2020“, съгласно Споразумение за грант № 691761. Партньорите от международния консорциум по CryoHub са допринесли с полезни и идеи и препоръки по време на професионалните дискусии.

Литература

1. CryoHub, 'Криогенно съхранение на енергия за възобновяем изкуствен студ и електрозахранване', 2018 [Online]. <https://cryohub.eu/bg/>
2. Fikiin, K., Stankov, B., Evans, J., Maidment G., Foster, A., Brown, T., Radcliffe, J., Youbi-Idrissi, M., Alford, A., Varga, L., Alvarez, G., Ivanov, I. Evg., Bond, C., Colombo, I., Garcia-Naveda, G.,

Ivanov, I., Hattori, K., Umeki, D., Bojkov, Ts. & Kaloyanov, N. (2017). Refrigerated warehouses as intelligent hubs to integrate renewable energy in industrial food refrigeration and to enhance power grid sustainability. *Trends in Food Science & Technology*, Vol. 60, pp. 96-103 [Online]. <http://dx.doi.org/10.1016/j.tifs.2016.11.011>

3. Фикийн, К. и Станков, Б. 'Криогенно съхранение на енергия за възобновяем изкуствен студ и електрозахранване', *Сборник с доклади от XXII Научна Конференция ЕМФ-2017*, том I, стр. 167-174, Созопол, 2017.

4. ASHRAE, 'Chapter 24 - Refrigerated-facility loads', *ASHRAE Handbook - Refrigeration*. Atlanta, GA: ASHRAE, 2018.

5. Perez, R., Stewart, R., Seals, R., & Guertin, T., *The development and verification of the Perez diffuse radiation model*, Albuquerque, NM: Sandia National Laboratories, SAND88-7030, 1988.

6. Gatlley, D., *Understanding psychrometrics*, 3rd ed. Atlanta, GA: ASHRAE, 2013.

7. Lienhard, J. and Glicksman, L., *Modeling and approximation in heat transfer*, New York: Cambridge University Press, 2016.

8. EnergyPlus Engineering Reference, 2018. [Online]. <https://energyplus.net/>

9. MathWorks, Matlab R2018a Documentation, 2018. [Online]. <https://www.mathworks.com/help/matlab/ref/ode15s.html>

гл. ас. д-р Борислав Станков, Технически университет – София, bstankov@tu-sofia.bg

н.с. I ст. инж. Костадин Фикийн, Технически университет – София, ръков. проект, k.fikiin@tu-sofia.bg

Изследване на топлообмена в корпуса на термосонда за измерване на температура в насипен слой

Нина Пенкова, Калин Крумов, Иван Бораджиев, Илиян Лесев

Проведени са числени изследвания на температурните полета в термосонда за измерване на температура в насипен слой. Изследванията целят предсказване на температурното разпределение в обема на сондата при различни схеми за монтаж, максимални топлинни натоварвания и наличие на късо съединение.

Ключови думи: топлообмен, моделиране, термосонда, климатични натоварвания температурни полета.

Investigation of the heat transfer in the body of thermal probe for temperature measurement in bulk layer

Nina Penkova, Kalin Krumov, Ivan Boradjiev, Iliyan Lessev

Numerical investigations of the temperature fields in thermal probe for temperature measurement in bulk layers are performed. the aim of the study is prediction of temperature spread in the probe volume at different assembly scheme and maximal thermal loads in a case of shortcut circuit.

Keywords: heat transfer, modeling, thermal probe, climatic loads, temperature fields.

1. Въведение

Темата за дългосрочното съхранение на различни стоки и материали е все по-актуална от гледна точка на поддържане на определена продажна цена или коригиране на пазарните ценови колебания. Търсенето на допълнителна добавена стойност при преработката на стоките и материалите също налага развитие на технологиите за съхранение.

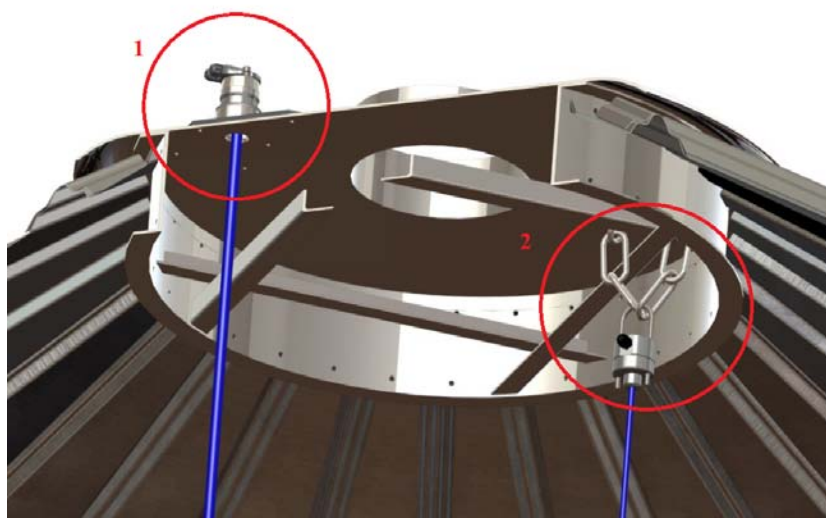
В съвременните силози за насипни материали - зърнени култури (фиг.1), въглища, цимент, пясък, фуражи се осигуряват възможности за измерване и контрол на параметрите, влияещи върху качествено и ефективното им съхранение. Самата контролна и измервателна апаратура е изложена на влиянието на специфичните условия вътре и извън складовите помещения, като тя от своя страна трябва да остане индиферентна спрямо тях, без да оказва влияние върху наблюдаваните параметри. Същевременно отделните възли и елементи от тази апаратура не трябва да бъдат причина за възникване на аварийни ситуации като токови удари, пожари или експлозии, независимо от условията при които работят.

При технологичните операции при съхраняване на зърнени култури се отделя прах, който при определени концентрации и при наличие на източник на запалване е пожаро- и взривоопасен. Запалването и взривяването на праховъздушната смес зависи от концентрацията на праха, размерите на неговите частици, влажността на въздуха и температурата на запалване на сместа. Когато температурата на запалване на праховъздушната смес е ниска, сместа е пожароопасна, а когато е висока – взривоопасна [2]. Тези процеси могат да бъдат провокирани от високи повърхностни температури на уредите за измерване, използвани в зърнохранилищата, които могат да се получат при монтажа им в подпокривното пространство и при наличие на късо съединение. При монтаж върху покрива на силозите температурите в откритите части на уредите се влияят от климатичните условия

и слънчевата радиация – директна или дифузна. Последните зависят от географското разположение на обекта.



Фиг. 1. Стоманен силос за съхранение на зърнени култури



Фиг. 2. Схеми на монтаж на контролно-измервателна цифрова термосонда:
1 - външен монтаж; 2 - вътрешен монтаж

Целта на представените в настоящата работа изследвания е предсказване на температурното разпределение в корпуса на цифрова термосонда за измерване на температура в насипен слой (фиг. 3а) при протичане на ток на късо съединение в нея и при вариране на начина на монтаж, и на топлинното натоварване.

Изследванията на топлообмена в термосондата са проведени чрез моделиране и компютърна симулация в софтуерна среда ANSYS / Workbench / Thermal.

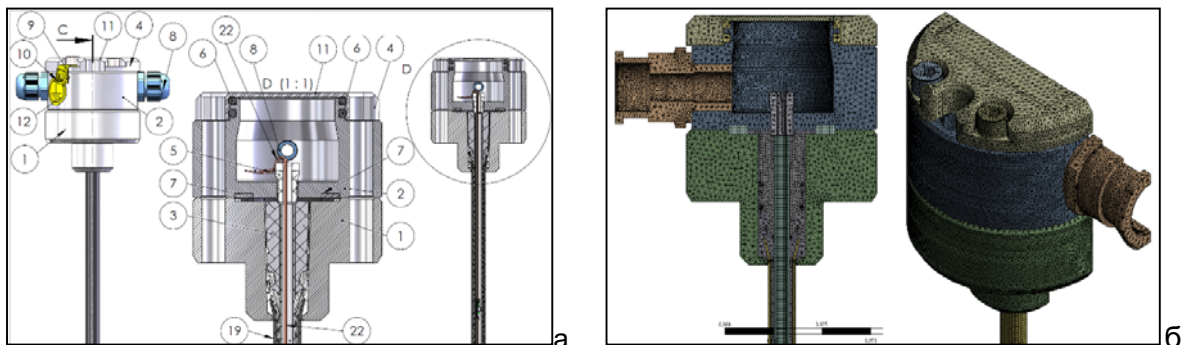
2. Математичен модел на топлообмена в термосондата

За числено описание на температурното поле в измервателния уред, което е прието за стационарно за периодите от време с максимални топлинни натоварвания, се решава уравнение (1) по метода на крайните елементи [4]:

$$\frac{\partial}{\partial x}\left(\lambda \frac{\partial T}{\partial x}\right) + \frac{\partial}{\partial y}\left(\lambda \frac{\partial T}{\partial y}\right) + \frac{\partial}{\partial z}\left(\lambda \frac{\partial T}{\partial z}\right) = 0 \quad (1)$$

където λ е коефициент на топлопроводност, $Wm^{-1}K^{-1}$. Той е определен на база на спецификацията на производителя с материалите на отделните елементи [1,3].

Триизмерният геометричен модел на термосондата е генериран по зададен сборен чертеж (фиг. 3б). Уредът е модел TS0606.8x, произведен от фирма „Инфотех – Груп“ ЕООД. За да се спестят компютърно време и ресурси, геометрията е разделена с равнина на симетрия.



Фиг. 3. Геометричен модел на цифровата термосонда:
а) Сборен чертеж; б) Триизмерен модел с мрежа от крайни елементи

Граничните условия са различни за вътрешните и външните повърхнини на цифровата термосонда и са описани по-долу.

2.1. Вътрешни повърхности, контактуващи със затвореното въздушно пространство.

Приема се, че целият топлинен поток, отделен от кабела при късо съединение се предава на «виждащите» го околни повърхнини на твърдите елементи на цифровата термосонда чрез излъчване. Теплообменът чрез конвекция с въздуха в затвореното пространство е пренебрегнат, тъй като въздухът има неколкостранно по-малки маса и коефициент на усвояване на топлина $\delta = \sqrt{\lambda \cdot \rho \cdot c}$ от твърдите елементи на уреда. Той се нагрива до температура, равна на средната вътрешна температура на термосондата, но количеството топлина за нагриването му е незначително в сравнение с количеството топлина за нагриване на уреда.

Нагриването на вътрешните повърхности на елементите на термосондата от топлинния поток, отделен от кабела се изчислява при гранично условие от II род:

$$\dot{q}_s = -\left(\lambda \frac{\partial t}{\partial n}\right)_s \quad (2)$$

където \dot{q}_s - плътност на топлинен поток, Wm^{-2} :

$$\dot{q}_s = \frac{\dot{Q}_s}{F} \quad (3)$$

В горната формула \dot{Q}_s е топлинния поток, [W], отделен при нагряването на металния проводник при късо съединение. F е площта на съответната повърхност, m².

Топлинният поток \dot{Q}_s при късо съединение се определя от уравнението:

$$\dot{Q}_s = U.I \quad (4)$$

където U е напрежението, V; I – тока на късо съединение, A.

По информация на фирмата – производител са разгледани два случая при ток на късо съединение 0.3 A и напрежения 6 V и 24 V:

$$\dot{Q}_s = 6 \text{ V} * 0.3 \text{ A} = 1,8 \text{ W}$$

$$\dot{Q}_s = 24 \text{ V} * 0.3 \text{ A} = 7.2 \text{ W}$$

Нагнетите до различна температура повърхности топлообменят чрез излъчване в инфрачервения спектър (Surface to Surface Radiation). За моделиране на този процес всички вътрешни повърхнини в конструкцията, ограничаващи въздушното пространство са разгледани като част от затворена система (Enclosure). Изчислени са ъгловите коефициенти на прилежащите им взаимно-виждащи се повърхности на крайните елементи и радиационния топлообмен между тях съвместно с решаването на уравнение (1).

2.2. Външни повърхности на термосондата

Външните повърхности на цифровата термосонда топлообменят с околната среда чрез излъчване и конвекция. При открит монтаж върху покрива на силоза топлообменът чрез излъчване е с небосвода и твърдата околна повърхност. В тези случаи сензорът се нагрява и от слънчевата радиация: дифузна при засенчване на конструкцията и пълна (дифузна + директна) при липса на засенчване.

Плътноста на топлинния поток за гранично условие от II род в уравнение (2) се изчислява по формулата:

$$\dot{q}_{se} = h_{c,se}(T_e - T) + \sigma \epsilon_{se}(T_{r,me}^4 - T^4) + A_{se} I_s, \text{ Wm}^{-2} \quad (5)$$

където $h_{c,se}$, Wm⁻²K⁻¹, е коефициент на топлопредаване чрез конвекция между външната повърхност и въздуха от околната среда с температура T_e ; ϵ_{se} - степен на чернота на външната повърхност; A_{se} - поглъщателна способност на елемента; I_s - плътност на слънчевия поток, Wm⁻²; $T_{r,me}$ - средна температура на околната среда за изчисляване на радиационния топлообмен в инфрачервения спектър, K.

$T_{r,me}$ се определя на базата на ъгловите коефициенти F1 и F2 за топлообмена чрез излъчване между външните повърхности на уреда, небосвода и твърдата околна среда:

$$T_{r,m} = (F1.T_e^4 + F2.T_{sky}^4)^{1/4} \quad (6)$$

В горния израз T_{sky} , K е температура на небосвода. Равна е на температурата на околната среда в облачно време или се изчислява по формулата на *Swinbank* за безоблачно небе:

$$T_{sky} = 0,0552.T_e^{1.5} \quad (7)$$

Коефициентът на топлопредаване при свободна конвекция е определен по:

$$h_{c,se} = K\sqrt{T_e - T} \quad (8)$$

където K=2,6 за вертикални повърхности, K=3,3 за хоризонтални повърхности, обърнати нагоре и K=1,6 за хоризонтални повърхности, обърнати надолу.

Изследванията при открит монтаж са направени при плътност на слънчевия поток $I_s=1100$ W/m² и външна температура 40 °C, максимални за територията на Европейския съюз (местоположение: гр. Лимасол, Кипър, Location: 34°43'23" North, 33°1'29" East, Elevation: 234 m a.s.l.). При открит монтаж е изследвано температурното поле в модула при монтаж със засенчване при дифузна радиация $I_s=150$ W/m² и без засенчване.

Проведени са изследвания при максималните измерени температури в подпокривното пространство и външна температура на покрива (70°C). Допълнително са проведени изследвания и при температура 40 °C в подпокривното пространство и на околната среда.

3. Резултати от числените изследвания

В долните таблици са представени резултати от 12 числени симулации на температурното поле в конструкцията. На фигура 4 е представено температурното поле при максимално топлинно натоварване при вътрешен монтаж на корпуса.

Таблица 1. Условия за моделните изследвания и резултати относно температурите в цифровата термосонда

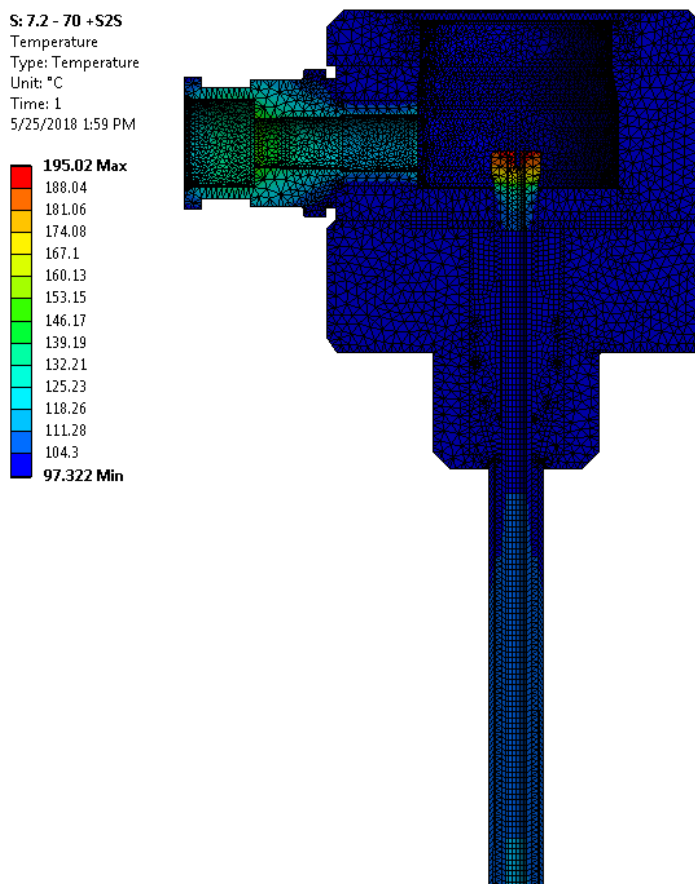
Топлинен поток при късо съединение, W	Температура на околната среда, °C	Разположение на термосондата	Температури в термосондата, °C		Максимална температура на външните повърхности, °C
			Мин	Макс.	
1,8 W (6 V)	40	В помещението	Мин	49,7	58,7
			Макс.	83,8	
		Върху покрив без засенчване	Мин	58,7	110,3
			Макс.	129,2	
		Върху покрив със засенчване	Мин	55,2	68,7
			Макс.	92,4	
	70	В помещението	Мин	78,1	86,6
			Макс.	108,7	
		Върху покрив без засенчване	Мин	122,1	161,0
			Макс.	161,5	
		Върху покрив със засенчване	Мин	75,6	114,3
			Макс.	114,8	
7,2 W (24 V)	40	В помещението	Мин	71,9	104,3
			Макс.	181,6	
		Върху покрив без засенчване	Мин	84,7	142,1
			Макс.	206,2	
		Върху покрив със засенчване	Мин	80,4	112,4
			Макс.	184,0	
	70	В помещението	Мин	97,3	128,2
			Макс.	195,0	

		Върху покрив без засенчване	Мин	103,8	159,2
			Мак с.	218,8	
		Върху покрив със засенчване	Мин	105,0	135,5
			Мак с.	200,0	

Таблица 2. Максимални повърхностни температури в елементите на термосондата

Топлинен поток, отделен при късо съединение, W	Температура на околната среда, ° C	Разположение на термосондата	Максимална повърхностна температура, ° C	
1,8 W (6 V)	40	В помещението	Глава	51,4
			Щуцер	58,7
			Кабел за сензори	53,5
		Върху покрив без засенчване	Глава	102,3
			Щуцер	110,3
			Кабел за сензори	101,1
		Върху покрив със засенчване	Глава	60,4
			Щуцер	68,7
			Кабел за сензори	60,0
	70	В помещението	Глава	79,0
			Щуцер	86,6
			Кабел за сензори	81,7
		Върху покрив без засенчване	Глава	124,4
			Щуцер	129,1
			Кабел за сензори	161,0
		Върху покрив със засенчване	Глава	77,6
Щуцер	82,0			

			Кабел за сензори	11 4,3
7,2 W (24 V)	40	В помещението	Глава	75, 6
			Щуцер	10 4,3
			Кабел за сензори	85, 5
		Върху покрив без засенчване	Глава	11 8,0
			Щуцер	14 2,1
			Кабел за сензори	11 6,1
		Върху покрив със засенчване	Глава	84, 0
			Щуцер	11 2,4
			Кабел за сензори	86, 6
	70	В помещението	Глава	10 1,2
			Щуцер	12 8,2
			Кабел за сензори	11 0,3
		Върху покрив без засенчване	Глава	13 6,2
			Щуцер	15 9,2
			Кабел за сензори	13 4,3
Върху покрив със засенчване		Глава	10 8,8	
		Щуцер	13 5,5	
		Кабел за сензори	11 1,1	



Фиг. 4. Температурно поле при монтаж на закрито, температура на въздуха 70 °C и топлинен поток от късо съединение 7.2 W

При всички разгледани случаи елементът с най-висока температура е болтът в центъра на сондата. При открит монтаж без засенчване тя може да превиши 200 °C.

Най-висока външна температура има кабелният щуцер при всички изследвани варианти. В случаите с напрежение при късо съединение 24 V, максималната повърхностна температура превишава температурата на средата с над 60 K, а минималната - с над 30 K. Ако напрежението при късо съединение е 6 V максималната повърхностна температура превишава температурата на средата с над 30 K, а минималната - с над 10 K.

4. Заключение

Получените резултати относно температурното разпределение позволяват:

- прецизиране на материалите на отделните елементи - с оглед да се предотвратяването появата на пожарте те трябва да са с по-висока пламна температура от максималната очаквана;
- определяне на категория на пожаро- и взривобезопасност на уреда при сертифициране.

Числените изследвания и участието в конференцията са проведени с финансовата подкрепа на ОП НОИР, съфинансирана от ЕСФ на ЕС по проект BG05M2OP001-2.009-0015 “Подкрепа за развитие на капацитета на докторанти и млади учени в областта на техническите, природните и математическите науки.

Литература

1. Ansys Workbench / Engineeringtoolbox, Release 16.0
2. Cheleev, D. and collective, Quick work of the public grain storage, 2000.
http://www.itg.bg/images/pdf/02_Quick_work_of_the_public_grain_storage.pdf (in Bulgarian)
3. <https://www.makeitfrom.com> (accessed May 5, 2018).
4. Patankar S. V., Numerical heat transfer and fluid flow, ISBN 10: 0070487405 ISBN 13: 9780070487406, Publisher: McGraw-Hill Inc.,US, 1980

Нина Пенкова, доц. д-р инж, Химикотехнологичен и Металургичен Университет,
0886084466, nina_ir@mail.bg

Калин Крумов, гл. ас. д-р инж, Химикотехнологичен и Металургичен Университет,
0888743281, kalin_krumov@mail.bg

Иван Бораджиев, управител, „Инфотех – Груп“ ЕООД, 0888711988, ivan@itg.bg

Илиян Лесев, гл. ас. д-р инж, Химикотехнологичен и Металургичен Университет,
0899208585, leskoo@abv.bg

Изследване на масопреносните и механични процеси в керамични изделия при конвективно сушене

Боян Младенов, Нина Пенкова, Лилиана Зашкова

Съставени са математични модели на свързаните масопреносни и механични процеси в керамични изделия при изсушаването им в промишлени сушилни. Те са приложени за числено изследване на нестационарните влажностни полета, деформации и напрежения в строително-керамични изделия при конвективно сушене. Физико-механичните характеристики на материала, началните и граничните условия, необходими за моделните изследвания, са определени чрез експерименти, натурни измервания и балансови изчисления. Разгледани са насоките за валидиране и усъвършенстване на моделите.

Ключови думи: керамични изделия, сушене, масопренасяне, напрежения и деформации, математично моделиране.

Investigation of coupled structural - diffusion processes in ceramic ware at convective drying

Boian Mladenov, Nina Penkova, Liliana Zashcova

Mathematical models of coupled mass transfer and mechanical processes at ceramic ware in industrial dryers are composed. They are applied for numerical investigations of the transient water content, stress and strain fields in building bricks in an industrial dryer. The material properties, initial and boundary conditions, necessary for the modeling investigations are determined by experiments, in city measurements and balances. The possibilities for validation and improvement of the models are discussed.

Keywords: ceramic ware, drying, mass transfer, strain, stress, mathematical modeling

1. Въведение

Правилната организация на режима на сушене в промишлените агрегати е важна за енергийната им ефективност и за качеството на продукцията [3]. Съвременната керамична индустрия непрекъснато се развива в посока на оптимизация на геометрията и материалите на продуктите с цел подобряване на тяхната функционалност. Това води до необходимост от корекции на сушилните режими с цел подобряване на ефективността на инсталациите. Тези задачи могат да бъдат решавани чрез експериментално или моделно изследване на топлинните, влажностни и механични процеси в изсушаваните керамични тела. За експерименталните изследвания са необходими специална техника, енергия и време. Бурното развитие на софтуерните среди за числени симулации позволява моделно изследване на свързаните механични и преносни процеси при вариране на параметри на сушилния процес [1]. Редица изследователски усилия са насочени към разбиране, моделиране и прогнозиране на сложните топлинни, масообменни процеси и механично поведение на керамичния материал с цел предотвратяване на евентуален брак на изделията [5, 8, 9]. Такива комплексни задачи, отразяващи реалните условия в промишлени сушилни не са публикувани до сега.

Целта на представените в настоящата работа изследвания е разработването на алгоритъм за числено изследване на взаимно свързаните преносни и механични процеси в

керамични изделия при изсушаване в промишлени инсталации, който да бъде използван за подобряване на ефективността на процеса.

2. Математичен модел на масопреносните и механични процеси в материала при сушене.

2.1. Система уравнения

Нестационарните влажностни и механични полета в изсушавания пластичен материал могат да бъдат получени при съвместното решаване на уравнения (1) и (2) за триизмерна мрежа от крайни елементи, апроксимираща геометрията на изделията.

$$\frac{\partial C}{\partial \tau} = [D_{ef}] \nabla^2 C \quad (1)$$

където C е концентрацията на водата, kgm^{-3} ; D_{ef} - ефективен коефициент на дифузия, m^2s^{-1} ; τ - време, s [2].

$$\{\sigma\} = [D]\{\varepsilon\} \quad (2)$$

В горното уравнение $\{\sigma\}$ е вектор на напреженията; $\{\varepsilon\}$ - вектор на пълната деформация; $[D]$ - матрица на коравината, формирана от модула на еластичност E и коефициента на Поасон.

При структурно-дифузионен анализ пълната деформация е сума от еластична деформация $\{\varepsilon^{el}\}$ и деформация вследствие изсушаването (дифузионна) $\{\varepsilon^d\}$:

$$\{\varepsilon\} = \{\varepsilon^{el}\} + \{\varepsilon^d\} = [D]^{-1}\{\sigma\} + \{\beta\}\Delta C \quad (3)$$

където $\{\beta\}$ е вектор на коефициента на дифузионно разширение/свиване, m^3kg^{-1} ; ΔC - изменение на концентрацията спрямо референтна стойност C_{ref} .

$$\Delta C = C - C_{ref} \quad (4)$$

Модулът на еластичност E , коефициента на Поасон, коефициента на дифузионно разширение (свиване) β и D_{ef} се определят експериментално при вариране на влажността на материала чрез поетапно изсушаване [7].

Началните условия включват начална концентрация на водата в материала, съответстващ на формовъчна влажност и нулеви деформации. Началната геометрия на изделията се определя от формата им след формуване.

2.2. Гранични условия

Масопренасането от границите S на керамичното тяло към сушилния агент може да се изчисли чрез плътността на излъхвения масовия поток на водата, зависещ от термодинамичните и хидродинамични условия в сушилнята [2]:

$$D_{eff} \frac{\partial C}{\partial n} \Big|_S = \dot{q}_{ml} \quad (5)$$

Плътността на масовия поток за нулев и първи период на сушене (НПС и ППС) е:

$$\dot{q}_{ml} = \frac{h_{ml}}{R_w T} (p_s - p_w) \quad (6)$$

където \dot{q}_{ml} е плътност на масовия поток на изпарената вода (отнесен към единица повърхност), $\text{kgm}^{-2}\text{s}^{-1}$; h_{ml} - коефициент на масопренасане през ППС, ms^{-1} ; T - температура на сушилния агент, K ; R_w - специфична газова константа за водна пара: $R_w = 462 \text{ Jkg}^{-1}\text{K}^{-1}$; p_w и p_s са съответно парциалните налягания на ненаситените и наситените водни пари, Pa .

Коефициентът h_{ml} зависи от скоростта на флуида, относителната влажност и температурното поле в сушилнята и може да се определи чрез критерият на Нуселт при масопренасяне [4, 6]:

$$Nu_{ml} = \frac{h_{ml} \cdot l}{D_{d.m}} \quad (7)$$

където l = дължина на керамичното тяло по пътя на сушилния агент; $D_{d.g}$ = коефициент на дифузия на водната пара в сушилния агент, $m^2 \cdot s^{-1}$. При изобарен процес може да се изчисли чрез температурата му:

$$D_{d.m} = 22.63 \cdot 10^{-6} \left(\frac{t + 273}{273} \right)^{1.81} \quad (8)$$

Общия вид на уравнението за определяне на критерият на Нуселт е:

$$Nu_{ol} = 2 + A_1 \cdot Pr_m^{0.33} \cdot Re^{n_1} \cdot Gu^{m_1} \quad (9)$$

където A_1 , m_1 и n_1 са коефициенти, зависещи от критерия на Рейнолдс (Re). Те са известни за големи интервали на изменение на Re [4, 6] и могат да бъдат калибрирани на базата на реалните условията в сушилнята.

Критериите на Рейнолдс (Re), Прандтл (Pr) и Гухман (Gu), използван за определяне на сушилния потенциал се изчисляват както следва:

$$Re = \frac{wl}{\nu}; Pr_m = \frac{\nu}{D_{d.m}}; Gu = \frac{T - T_w}{T} \quad (10)$$

където w е средна скорост, [m/s]; ν - кинематичен вискозитет на сушилния агент, [m^2/s]; T_w - температура на мокрия термометър, [K].

Плътноста на масовия поток, изпаряван от керамичните изделия през втори период на сушене (ВПС) може да се определи чрез хипотезата за линейно намаляване на скоростта на сушене [4]:

$$\dot{q}_{mII} = \frac{\dot{q}_{mI}}{C_c - C_{eq}} (C - C_{eq}) = h_{mII} (C - C_{eq}) \quad (11)$$

където C_c е концентрация на водата при критична влажност, kgm^{-3} ; C_{eq} - концентрация на водата при равновесна влажност, kgm^{-3} ; h_{mII} - коефициент на масопренасяне през ВПС, ms^{-1} .

Граничните условия за механичния анализ включват нормални нулеви премествания на контактната повърхност между транспорта и изсушаваното тяло и на границата на симетрия (ако съществува такава). При изчисленията се взема под внимание и гравитацията.

2.3 Аналогия между топло- и масопреносните процеси в изсушаваните изделия

Съвременните софтуерни среди за числени симулации [1] позволяват механо-дифузионен анализ при ограничени възможности за дефиниране на граничните условия и коефициента на дифузия за решаването на уравнение (1). Алтернативен вариант за решаването на тази задача е използването на аналогията между уравненията, описващи топлопроводността и масопренасянето в твърда среда, и между термичните и „дифузионни“ деформации.

Ефективният коефициент на дифузия във формула (1) може да бъде изразен чрез:

$$D_{ef} = \frac{K_{art}}{\rho_d c} \quad (12)$$

където K_{art} е изкуствен коефициент на топлопроводност, $Wm^{-1}K^{-1}$; ρ - плътност на сухата маса, kgm^{-3} ; c - специфичен топлинен капацитет, $Jkg^{-1}K^{-1}$.

Концентрацията може да се отнесе към сухата маса на материала:

$$C = u\rho_d = \frac{W}{100} \rho_d \quad (13)$$

където u е влагосъдържание на керамичната маса, kg/kg; W - абсолютна влажност, %.
Тогава уравнение (1) се трансформира в:

$$\rho_d c \frac{\partial W}{\partial \tau} = [K_{art}] \nabla^2 W \quad (14)$$

и граничните условия за неговото решение са:

$$\left. \frac{K_{art}}{100c} \frac{\partial W}{\partial n} \right|_s = \dot{q}_m \quad \text{или} \quad \left. K_{art} \frac{\partial W}{\partial n} \right|_s = 100.c.\dot{q}_m \quad (15)$$

Ако W се замени с T в уравнения (14) и (15), те се преобразуват в уравнение на Фурие - Кирхоф за пренос на топлина чрез топлопроводност с гранични условия от втори род за неговото решение.

Деформацията при изсушаване може да се изрази чрез термичните деформации:

$$\varepsilon^d = \beta(C - C_{ref}) \rightarrow \varepsilon^{th} = \alpha(T - T_{ref}) \quad (16)$$

където α е моментен коефициент на топлинно разширение, K^{-1} . Приема се за равен на β :

$$\beta = \frac{\Delta l}{l(W_{in} - W_c)} \quad (17)$$

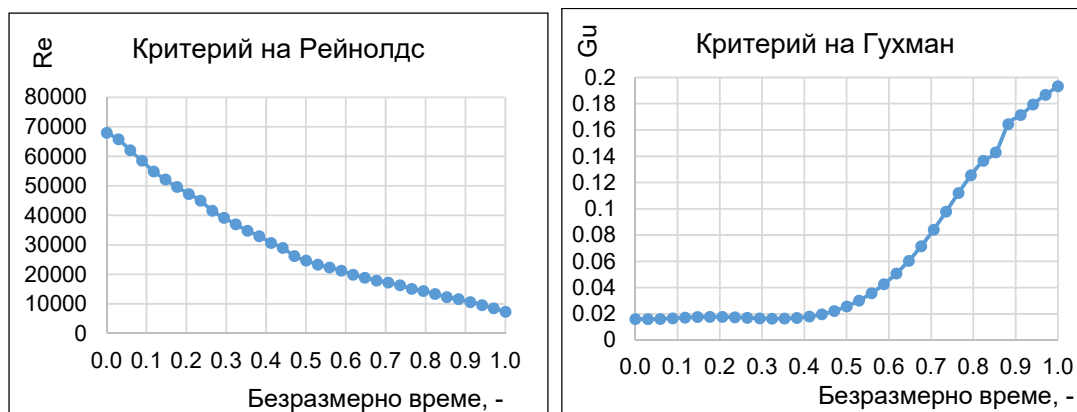
W_{in} е началното съдържание на влага, %.

3. Изследване на масопреносните и механични процеси в строително-керамични изделия при сушене в промишлени условия.

3.1. Външен масообмен в сушилнята

Предложените модели са тествани за изследване на масопреносните и механични процеси в строителни тухли в непрекъснато работеща промишлена сушилня (детайлни данни за сушилнята не могат да бъдат представени поради приети правила за конфиденциалност на информацията). Сушилният агент е смес от въздух и димни газове с преобладаващ дял на въздуха. Той се движи в противоток на транспортираните през тунела изделия. Информация за контролираните температурно поле, относителната влажност и скорост на сушилния агент са получени чрез натурни измервания, материални и топлинни баланси. На фиг. 1 е представено изменението на критериите на подобие спрямо изделията (с времето). От фигурата е видно, че очакваната продължителност на ППС е около 60% от целия процес – през този период се поддържа „мек“ режим на сушене, с нисък потенциал на сушене и съответно ниски стойности на критерия на Гухман.

Коефициентите в критерия на Нуселт са калибрирани ($A_1=0.49$; $n_1=0.45$ и $m_1=0.135$) с цел получаване на коефициент на масоопренасяне и плътност на масовия поток според (6), при които изпареното количество вода от изделието до достигане на критичната влажност при реалните условия и при численията са равни.



Фиг.1. Изменение на критериите на Гухман и Рейнолдс спрямо изсушаваните изделията

Общият израз за плътността на масовия поток, използвана като гранично условие за моделиране на масообмена между керамичното изделие и сушилният агент, е:

$$\dot{q}_m = \begin{cases} \dot{q}_{mI} = const. \text{ (средна стойност за НПС и ППС с отрицателен знак)} & \text{при } W \geq W_c \\ \dot{q}_{mII} = \frac{\dot{q}_{mI}}{W_c - W_{eq}} (W_{eq} - W) & \text{при } W < W_c \end{cases} \quad (18)$$

Задава се на всички граници, с изключение на границата на симетрията и контактните повърхности между керамичните изделия и транспорта.

3.2. Физико-механични характеристики на изсушавания материал.

Влажният керамичен материал е смес от глина и горими добавки. Формирани са образци със стандартизирани геометрии, които са изсушавани поетапно в лабораторна сушилня. Чрез серия от експерименти са определени критичната влажност, относителната деформация (свиване) при изсушаване, модулът на еластичност, коефициента на Поасон и ефективният коефициент на масова дифузия като функция на влажността. Якостите на натиск и огъване на материала също са определени при различни влажности. Те, след корекция с коефициент на сигурност, се използват като допустими горни граници за напреженията в изделията при съответната влажност, получени чрез числените анализи.

Ефективният коефициент на дифузия е определен по долните зависимости [6] при поетапно изсушаване на пластини с изолирани по-малки стени (с цел имитация на неограничена пластина).

Нулев и първи период на сушене:

$$D = \frac{R}{\Gamma} \cdot \frac{R_v \cdot \bar{N}_I (u_{in} - u_k)}{u_{in} - \bar{u}}, \quad \frac{m^2}{s} \quad (19)$$

Втори период на сушене:

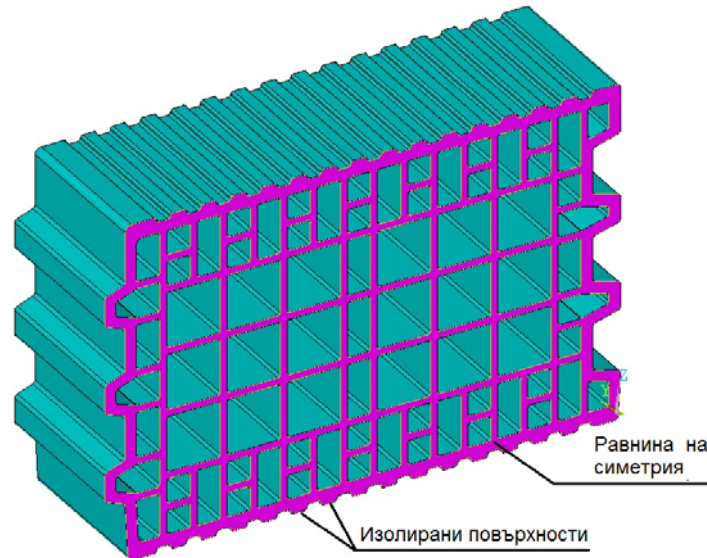
$$D = \frac{R \cdot R_v \cdot \bar{N}_I}{2 \cdot \Gamma \cdot u_{in} \cdot B \cdot \left(1.5 \cdot B \frac{u_{in}}{\bar{u}} + B \frac{u_{in}}{\bar{u}} \left(\frac{1 - 1.5 \cdot B}{1 - B} \right) \cdot \ln \left(\frac{\bar{u}}{B u_{in}} \right) - 1 \right)}, \quad \frac{m^2}{s} \quad (20)$$

$$B = \frac{u_k - u_e}{u_1} \quad (21)$$

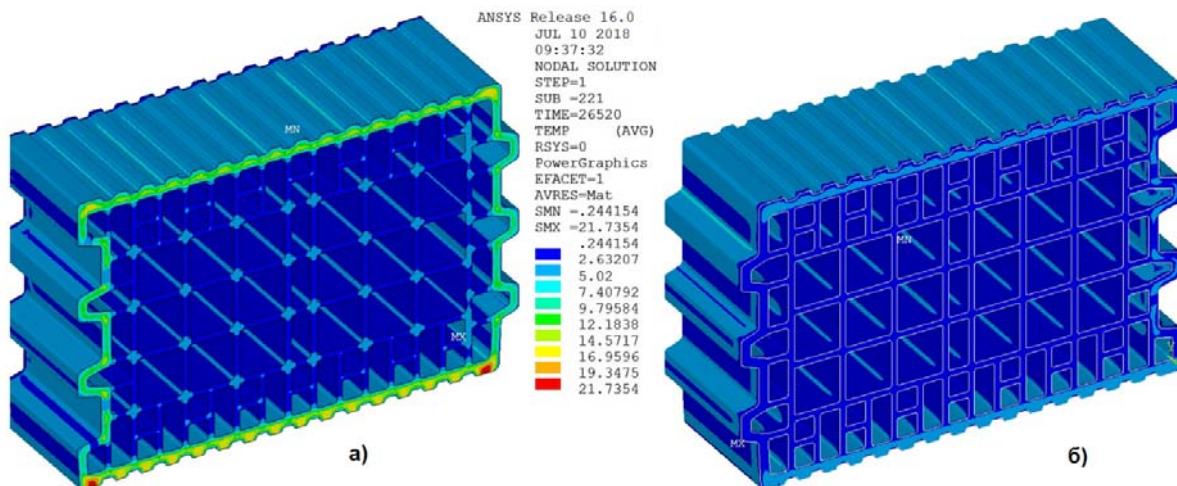
$$R_v = \frac{V}{F} = \frac{2R \cdot F}{2F} = R, \quad m \quad (22)$$

където u_{in} е начално, u_c - критично, \bar{u} - средно влагосъдържание, kg/kg; \bar{N}_l - средна скорост на изсушаване, $\text{kgkg}^{-1}\text{s}^{-1}$ за ППС. $\Gamma=3$ за неограничена пластина с дебелина $2R$.

Проведено е изследване на нестационарните влаго – механични процеси в едно от най – масово произвежданите изделия (фиг. 2). Геометричният модел е половината от изделието, разделено от единствено възможната равнина на симетрия. Той е дискритизиран на планирана мрежа от мултиплекс елементи Solid 226 (с 20 възела), подходящи за симулиране на разнообразни мултифизични процеси в средата на ANSYS Mechanical APDL.



Фиг. 2: Геометричен модел



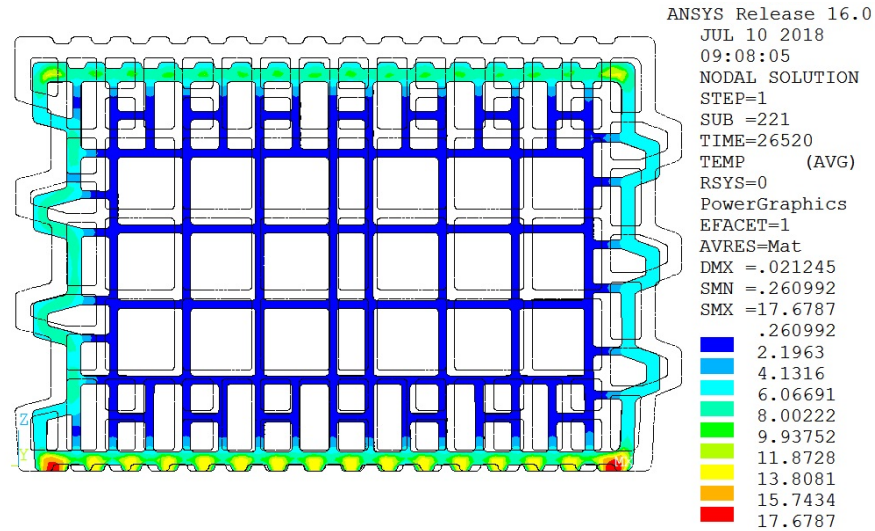
Фиг. 3: Абсолютна влажност в изделието в края на сушилният процес без моделиране на механичните процеси

а) равнина на симетрия; б) неизолирани повърхности

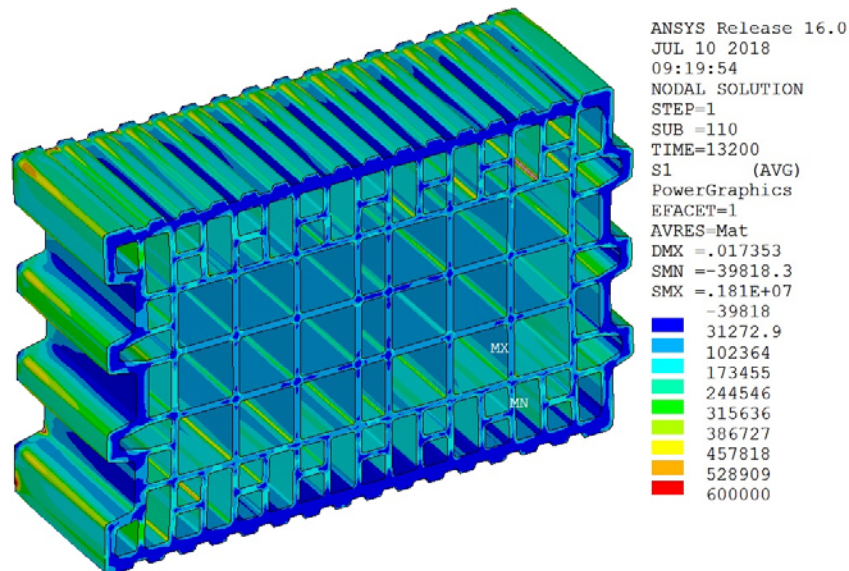
Числените изследвания са проведени при използване на аналогията между масо- и топлопренасянето. Първоначално е решен само моделът на масопреносните процеси с цел калибрирането му. Деформациите на изделието не са отчетени. На фигура 3 е представено

влажностното поле в изделието в края на процеса на изсушаване. Крайната средна абсолютна влажност на изделието се различава незначително от контролираната от предприятието.

При численото решаване на пълния модел на влаго-механичните процеси в материала е установено, че крайната изчислена средна влажност е по-висока от реалната (фиг. 4). Това се дължи на неотчитането на редукцията на масообменящата повърхност в модела. На фигурата с черни линии е показана и първоначалната геометрия на изделието.



Фиг. 4. Абсолютна влажност в изделието в края на сушилния процес



Фиг. 5. Поле на първо главно напрежение в изделието в средата на сушилния процес

На фигура 5 е представено полето на напреженията в предполагаемия край на първи период на процеса на сушене. По време на симулирания процес максималните стойности на първо главно напрежение не превишават якостта на огъване на материала, коригирана с коефициент на сигурност – следователно не се очакват дефекти в изделието. Но трябва да се има предвид, че симулираният процес протича с по-малка скорост от реалния.

Математичните модели могат да бъдат валидирани чрез сравнения между измерените и изчислени:

- средна крайна влажност в изделията;
- моментна стойност на относителните деформации на изделията. Те се измерват и записва периодично от предприятието по време на сушилният процес.
- крайни размери на керамичното тяло. Това сравнение показва разлика под 10% между изчислените от модела и измерените габаритни размери.

Заключение

- Съставен е и е тестван върху реален обект алгоритъм за числено изследване на влаго-механичните процеси в керамични изделия при сушене при промишлени условия. Установено е, че неотчитането на редуцията на масообменящите повърхнини в изделията по време на процеса води до неточности в изчисление на нестационарните влажностни и механични полета.
- След прецизиране алгоритъмът може да бъде използван за изследване на възможностите за повишаване на ефективността на сушилните инсталации чрез намаляване на продължителността на процеса или чрез промени в термодинамичните и хидродинамични полета в тях.

Изследванията са проведени с финансовата подкрепа на ОП НОИР, съфинансирана от ЕСФ на ЕС по проект BG05M2OP001-2.009-0015 “Подкрепа за развитие на капацитета на докторанти и млади учени в областта на техническите, природните и математическите науки.

Литература

1. ANSYS Release 16 - © SAS IP, Inc. (2016).
2. Crank J. The Mathematics of Diffusion, Oxford University Press, Second edition, (1975).
3. European Commission, Reference Document on Best Available Techniques in the Ceramic Manufacturing Industry, <http://eippcb.jrc.es>, (2007)
4. Lykov A.V. Theory of Drying [in Russian], Moscow (1968)
5. M. Heydari¹, K. Khalili, S. Y. Ahmadi-Brooghani, Simulation of stresses induced by heat and mass transfer in drying process of clay-like material, JCAMECH, Vol. 48, No. 2 (2017). 171-184.
6. Nevenkin S. Drying and drying techniques (in Bulgarian), Technika, Sofia. (1985).
7. S. de Miranda, L. Patruno, M. Ricci, R. Saponelli, F. Ubertini, Ceramic sanitary wares: Prediction of the deformed shape after the production process. Journal of materials processing technology, 215, (2015). 309-319.
8. Sander A., Skansi D., Bolf N., Heat and mass transfer models in convection drying of clay slabs. Ceramics International 29, 6 (2003). 641-653.
9. Teixeira de Brito M. K., Teixeira de Almeida D. B., Barbosa de Lima A.G. and Barbosa de Oliveira, V.A. Heat and mass transfer during drying of clay ceramic materials: a three-dimensional analytical study. DOI 10.4028 /www.scientific.net/ DF.10.93. (2017)

Маг. инж. Боян Младенов, докторант в Химикотехнологичен и Металургичен Университет, 0888 332119, boian@ds-project.info

Доц. д-р инж Нина Пенкова, Химикотехнологичен и Металургичен Университет, 0886 08 44 66, nina_ir@mail.bg

Проф. д-р инж Лилиана Зашкова, Химикотехнологичен и Металургичен Университет, 0895 589 934, zaschova@mail.bg

Моделиране и компютърно симулиране на разпространението на димни газове при пожар в обществена сграда

Севдалин Делиев, Веселин Илиев, Мариана Христова, Нина Пенкова

Представени са концепции за моделиране и компютърно симулиране на разпространението на дим при пожар в обществена сграда. Моделите позволяват предсказване на температурните, скоростни и концентрационни полета в триизмерната газова среда в сградата. Проведени са числени симулации на нестационарния процес на генериране на димни газове и разпространението им в сградата в случай на пожар в едно от помещенията.

Ключови думи: математично моделиране, димни газове, пожар, изчислителна хидродинамика

Modeling and numerical simulation of flue gases distribution at fire in a public building

Sevdalin Deliev, Veselin Iliev, Mariana Hristova, Nina Penkova

Conceptions for modeling of flue gases distribution in a public building at fire are presented. The models allow prediction of the three dimensional temperature, velocity and concentration fields in the gas space of the building. Numerical simulations of the transient generation and distribution of flue gases at a fire in a room are implemented.

Keywords: mathematical modeling, flue gases, fire, computational fluid dynamics

1. Въведение

Отделянето на дим и токсични газове е основната опасност при пожар. Тя възниква в резултат на токсичното и раздразнително действие на продуктите на горене в условията на намалената видимост в задимената среда. Концентрацията и видът на дима зависят от структурните особености и химическия състав на горимия материал. Токсичните газове са причина за около 85 % от смъртните случаи при пожар [1] - нагетите до висока температура дим предизвикват директни изгаряния, а в някои случаи и смърт [2]. Намаляването на видимостта затруднява евакуацията на хората от опасната зона, което увеличава риска от отравяне в резултат на въздействието на продуктите на горене. Ситуацията при пожар се усложнява и от високата скорост на разпространение на димните газове в пространството и проникването им в помещения, отдалечени от огнището на пожара.

Провеждането на физически експерименти при тези условия е трудно осъществимо, с което се обяснява и липсата на опитни данни в достъпните източници. Съвременните научни методи за прогнозиране на опасните фактори на пожара (ОФП), както и на поведението на строителните конструкции при пожар, се базират на математични модели на топлинната и газодинамичната картина на пожара [3].

Представените в настоящата работа изследвания целят предсказване на генерирането и разпространението на димни газове в случай на пожар в обществена сграда при различни варианти на инфилтрация на външен въздух.

2. Концепция за моделиране на топло- и хидродинамичните процеси в газовата среда при пожар в сгради.

Процесите на изгаряне на твърди горими предмети са хетерогенни - горенето протича предимно на повърхността им. Както при твърдите горива те могат да се разделят на няколко стадия:

- подгряване и изсушаване на горимия материал;
- пирогенно разлагане на материала с отделяне на летливите компоненти и образуване на коксов остатък;
- изгаряне на летливите горими газове;
- изгаряне на коксовия остатък.

При нагряване на горимия материал летливите газове съдържат H_2 , CO_2 , CO , CH_4 , C_nH_m . Те се смесват с въздуха и първи се възпламеняват. Колкото е по-голям процентът на летливи вещества, толкова по-лесно и с по-дълъг пламък изгарят. Твърдите материали, отделящи малък процент летливи вещества, се запалват по-трудно и изгарят с къс пламък. Отделената при този процес топлина спомага за повишаване на температурата и за по-нататъшното развитие на процеса на горене.

Основното горене на въглерода в горимия материал започва след пълното отделяне на летливите. Той гори значително по-продължително от тях, при което се отдава повече топлина. Процесът на горенето му може да се раздели на няколко фази: дифузия на кислорода към повърхността на въглеродната частичка; абсорбция на кислорода от въглената повърхност; изгаряне на въглерода и на продуктите на реакциите в газовата среда.

При пожар скоростта на протичане на гореописаните процеси се определя от химичния състав на горимите материали и от концентрацията на кислород в пространството. В случай на недостиг на кислород се образуват продукти на непълно горене, които могат да доизгорят в съседни помещения и извън сградата. Генерирането на димни газове в сградата при такива ситуации може да бъде моделирано чрез изгаряне на газообразно гориво, което в модела постъпва на горящите повърхности. Съставът на газообразното гориво може да включва метан, CO и CO_2 . Концентрациите на тези компоненти и дебита на газовата смес се определят на базата на изчисления на горивен процес, материален и топлинен баланс. Тези изчисления се провеждат с цел удовлетворяване на условията димните газове, получени при изгаряне на газообразното гориво да имат същия състав, температура и дебит като димните газове, получени при изгаряне на горимите твърди предмети в помещението. Тогава системата уравнения, описваща генерирането на димни газове при пожар (многокомпонентна еднафазна смес) и турбулентното им разпространение в сградата включва:

- уравнение за непрекъснатост;
- уравнения на движението с отчитане на гравитационните сили (Buoyancy model) за моделиране на свободното движение поради разлика в плътностите;
- енергийно уравнение;
- k - ϵ модел на турбулентност;
- модел на граничен слой;
- двустъпков модел на горивен процес на газообразното гориво;
- радиационен модел за отчитане на топлообмена чрез изплъчване между димните газове и заобикалящите ги твърди повърхности при изкуствено увеличена степен на чернота на газовата смес;
- радиационен модел за отчитане на топлообмена между взаимно виждащите се твърди повърхности през непрозрачна газова среда (Surface to Surface Radiation).

Този модел може да бъде решен по метод на крайните обеми за дискретизираното газово пространство на газовата среда. В случаи на пожар в единични помещения при условие, че се реагира своевременно за потушаването му, междуетажните плочи и вътрешните стени на сградата могат да бъдат изключени от геометричния модел, тъй като консумираната от тях топлина ще влияе незначително върху разпространението на димните газове.

Началните условия на процеса се задават посредством дефиниране на начални температури (преди пожара), нулеви скорости и манометрично налягане, нулеви

концентрации на горими газове, въглероден диоксид и водна пара за всеки възел от изчислителната мрежа.

Физичните условия се свеждат до дефиниране на плътност, специфичен топлинен капацитет, коефициент на топлопроводност, кинематичен вискозитет на компонентите на газовата смес като функция на температурата и коефициент на поглъщане на сместа.

Граничните условия за решаване на системата уравнения са систематизирани в долната таблица.

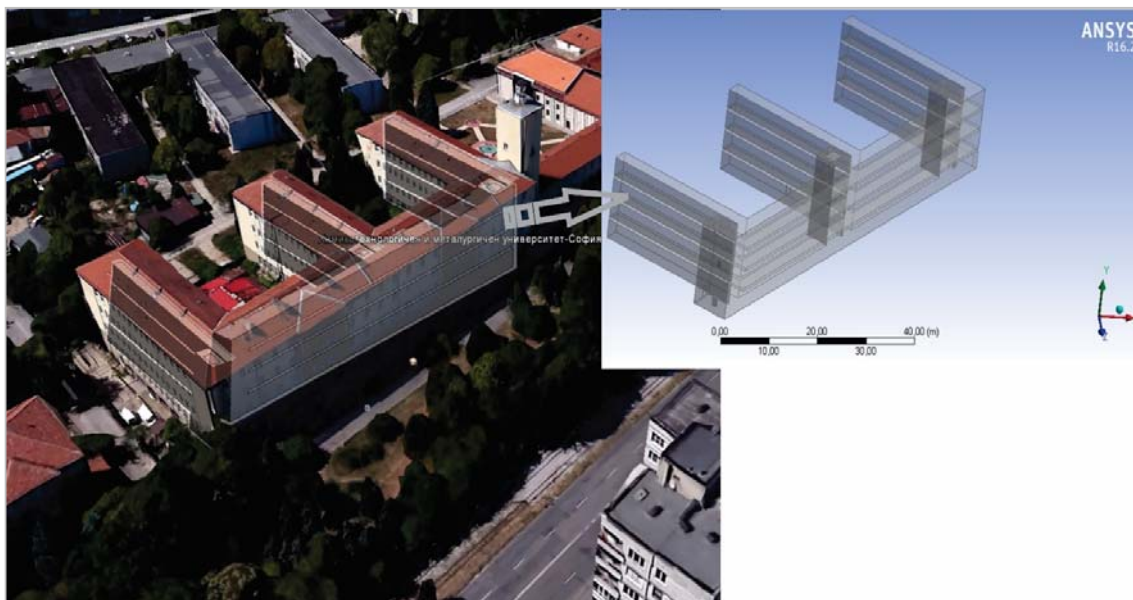
Таблица 1.

Гранични условия

Външни ограждаци повърхности на сградата (Walls)	Гранично условие от III род за моделиране на топлопреминаването през ограждащия елемент при предварително определени коефициенти на топлопреминаване и температура на околната среда.
Граници на горене (Inlets)	Нестационарни масов дебит на горимата газова смес и масови части на отделните ѝ компоненти.
Отворени врати и прозорци (Opening boundaries)	Нулево манометрично налягане

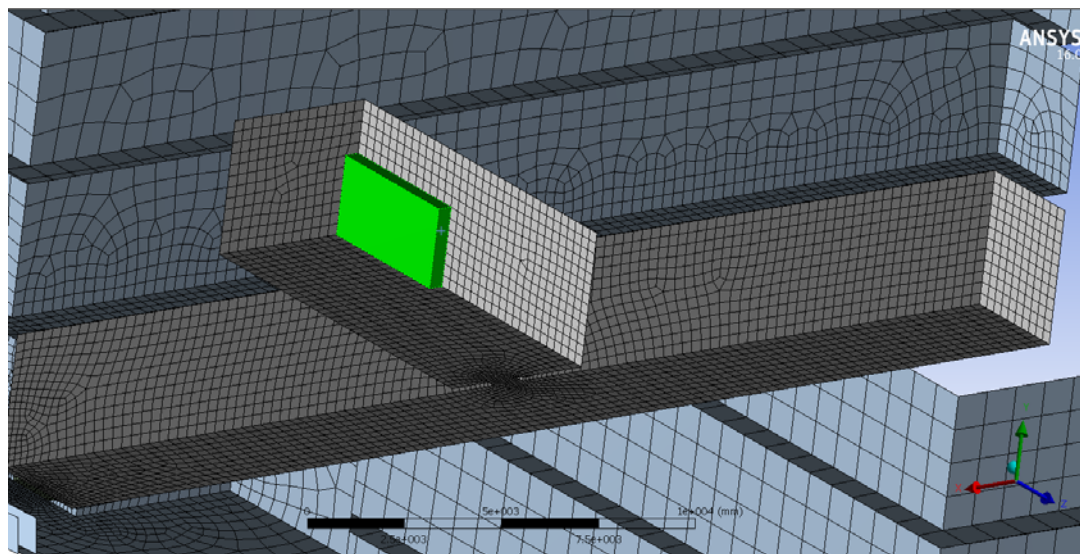
3. Числено изследване на разпространението на димни газове в обществена сграда.

Изследваният обект представлява 4 етажна сграда, състояща се от основен корпус и три секции, свързани с общи коридори. Етажите са свързани със стълбищни клетки в основния корпус. За нуждите на компютърната симулация е създаден 3D модел на въздушното пространство на сградата в средата на ANSYS Design Modeler (фиг. 1).



Фиг.1 Геометричен модел на сградата

В разглежданата област е генерирана мрежа от крайни обеми (елементи), включваща 72 000 възела и 71 000 елементи с преимуществено хексагонална форма, максимален размер 0.3 m и средно отношение на страните 2:3 (фиг. 2).



Фиг. 2 Изглед на част от мрежата от крайни елементи в близък план

За моделното изследване е избран най-опасния сценарий - възникване на пожар на първия етаж в сградата. В този случай димът може да се разпространи по коридорите и стълбищните клетки и на горните етажи.

Източник на пожара (респ. на дима) е библиотека от дървен материал, която е разположена в помещение, намиращо се на първия етаж на сградата (плътните повърхнини в зелено на фиг.2). Библиотеката е с маса 230 kg. Горящите повърхности на библиотеката са приети за източници на газова смес, състояща се от метан и въглероден диоксид.

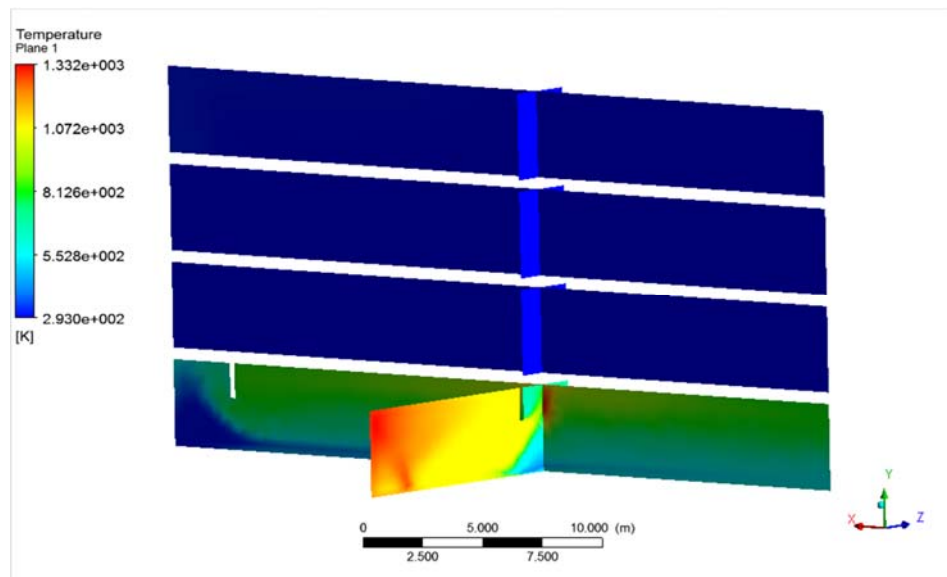
Прието е, че преди пожара изследваният обем е запълнен с въздух при 25°C и нулева скорост на движение. Теплообменът през външните стени на сградата е моделиран при коефициент на топлопреминаване им $U=0,35 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$, което отговаря на 50 cm тухлена зидария със съответната вътрешна, външна мазилка и външна топлинна изолация. За пода на първия етаж покрива са приети коефициенти на топлопреминаване $0,5 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$. Всички прозорци на сградата са приети за затворени с коефициенти на топлопреминаване $1.4 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$. Температурата на външната среда е приета за 25°C. Изходът на сградата е моделиран като отворена граница. Прието е, че вратата на помещението с пожара е отворена към коридора.

Симулиран е нестационарен горивен процес с продължителност 1500 s. Числените пресмятания са направени при стъпка във времето 1 [s].

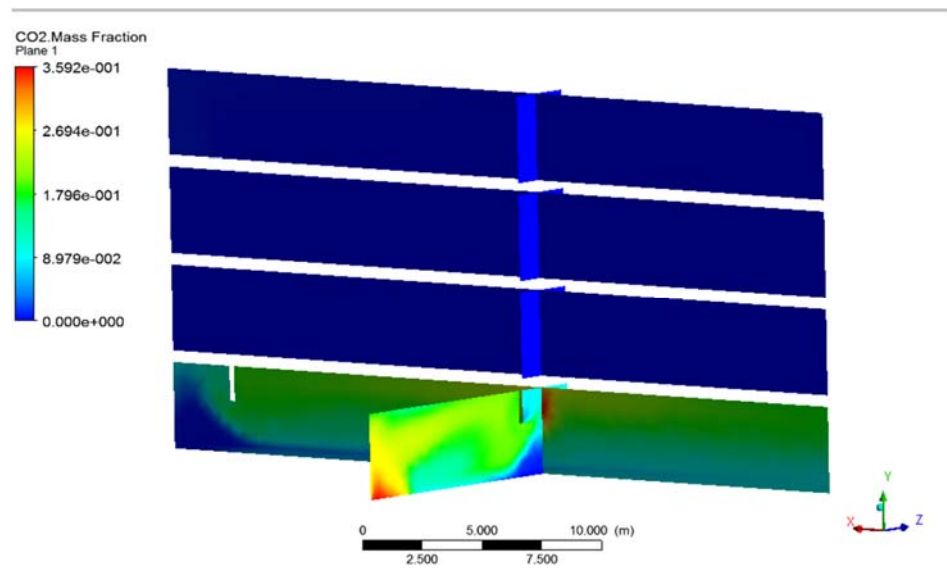
На фиг. 3, 4 и 5 са представени резултати относно изследваните полета в определен момент от началото на процеса.

Установено е, при затворени прозорци на помещението около минута от началото на пожара има вероятност той да се разпространи в коридора поради липса на достатъчно кислород в помещението.

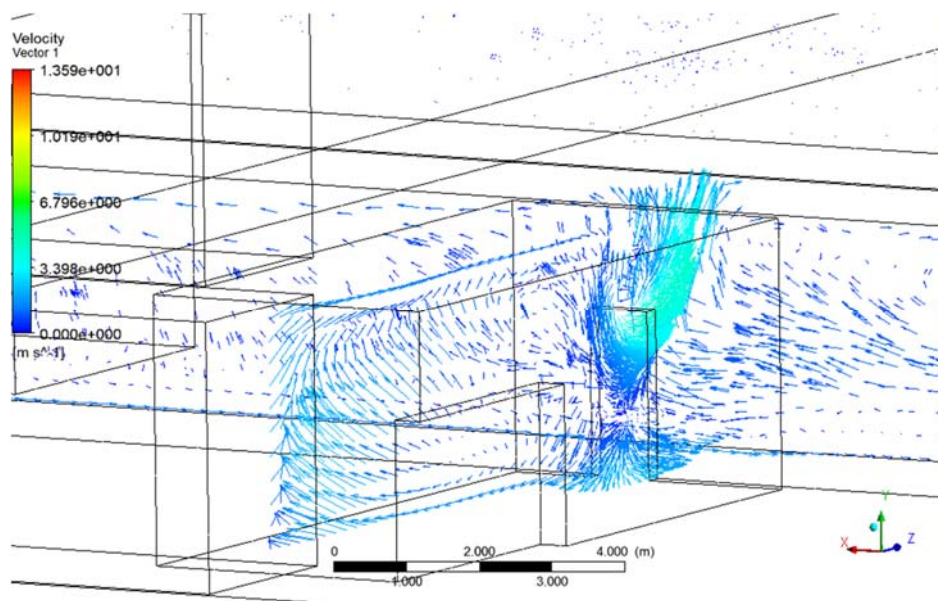
Приетият подход за моделиране на генерирането и разпространението на димни газове в сгради работи, но граничните условия на горящите повърхности следва да бъдат прецизирани. За целта ще бъдат проведени натурни изследвания на процеса на изгаряне на дървени мебели в помещение, което е сложна задача, изискваща специални условия и мерки за предотвратяване на разпространението на пожара извън границите на експеримента.



Фиг. 3. Температурно поле в разреза на сградата в 120 s от началото на процеса



Фиг. 4. Концентрация на въглеродния диоксид в разреза на сградата в 120 s от началото на процеса.



Фиг. 5. Векторно скоростно поле в разреза на сградата в 120 s от началото на процеса.

4. Заключение

- Резултатите от представеното изследване показват, че изчислителната механика на флуидите (CFD) може да се използва успешно за симулиране на разпространението на дим в обществена сграда. Ясното дефиниране на параметрите на изследвания обект (геометрия, вид и количество на източника на пожар, начални и гранични условия) е необходимо условие за успешното извършване на изследването.
- Въпреки, че резултатите изглеждат правдоподобни, не трябва да се приемат с пълно доверие без валидиране на решението, което може да стане чрез сравнение с опитни данни или други числени решения на задачата.

Изследванията са проведени с финансовата подкрепа на ОП НОИР, съфинансирана от ЕСФ на ЕС по проект BG05M2OP001-2.009-0015 “Подкрепа за развитие на капацитета на докторанти и млади учени в областта на техническите, природните и математическите науки.

Литература

1. Alarie, Y., Toxicity of fire smoke. Crit. Rev. Toxicol., 32, 259–289, 2002
2. Huo, R., Hu Y., Li Y.Z., Introduction to Building Fire Safety Engineering; China Science and Technology University Press: Hefei, China, 90–91, 2009
3. Rasbash, D., Ramachandran, G., Kandola, B., Watts, J., Law, M. Evaluation of Fire Safety. — N.Y.: J. Wiley & Sons, 2004
4. Nelson P. Bryner, George W. Mulholland, Atmospheric Environment, Vol. 25A, 11, 2553-2562, 1991
5. Къртов Р., Методика за оразмеряване на ВЦОДТ, Бюлетин ФПБЗН, 7-16, 2015
6. Fire and Smoke Propagation in the National Museum of Modern Art in Athens. Simtec CFD & FEA Consulting, <http://www.simtec.gr/cfd-fea-ipiresies/>
7. Eurocode 1: Actions on structures - Part 1-2: General actions - Actions on structures exposed to fire, EN 1991-1-2, 2002
8. ANSYS CFX-Solver Theory Guide, Release 14.0, ANSYS Inc, 2011

Маг. инж. Севдалин Делиев, докторант в Химикотехнологичен и Металургичен Университет, 0899 973049, sevdi_m@abv.bg

Доц. д-р инж Веселин Илиев, Химикотехнологичен и Металургичен Университет, 0887642779, veso@uctm.edu

Доц. д-р инж Мариана Христова, Химикотехнологичен и Металургичен Университет, 0889656686, mariana_hristova@abv.bg

Доц. д-р инж Нина Пенкова, Химикотехнологичен и Металургичен Университет, 0886 08 44 66, nina_ir@mail.bg

Оптимизация на разходите през жизнения цикъл на външни оградящи стени на жилищни сгради

Надежда Досева, Даниела Чакърова

В настоящата статия е извършена технико-икономическа оптимизация с цел определяне на коефициента на топлопреминаване на външните оградящи стени, част от съществуваща жилищна сграда. Оптимизационната процедура е проведена за климатичните и икономически условия в България, с отчитане на действащите нормативни регламенти. За определяне на минимума на разходите през жизнения цикъл на сградата е използван генетичен алгоритъм.

Ключови думи: генетичен алгоритъм, оптимизация, оптимален коефициент на топлопреминаване, разходи през жизнения цикъл.

Life cycle costs optimization of the external walls of a residential building

Nadezhda Doseva, Daniela Chakyrova

This paper considers the questions of techno-economic optimization in order to determine the thermal transmittance coefficient of the external walls of an existing residential house. The optimization procedure is conducted for the climatic and economic conditions in Bulgaria and taking into account the existing legal framework. The minimum of the building life cycle costs is determined by using genetic algorithm.

Keywords: genetic algorithm, life cycle costs, optimization, optimal thermal transmittance coefficient

1. Въведение

Сградният фонд може да се определи като един от значителните консуматори на енергия в световен мащаб. Според данни, представени в [7], за периода 1971-2004 год., генерираните емисии CO₂ (включително и тези, следствие на използването на електрическа енергия) от жилищния сектор бележат растеж с 1.7% на година, като основния източник на емисии са жилищните сгради, намиращи се в западна и източна Европа, Казказ и централна Азия. Прогнозите са до 2030 год. тенденцията в тези региони да се запази, но при същевременно изпреварване в общото количество емисии CO₂, генерирани от жилищните сгради, намиращи се в страните от Северна и Южна Америка, източната и южна част на Азия и североизточна Африка [7].

В тази връзка, въпросът, свързан с рационалното използване на енергия в жилищни сгради е не само от национална, но и от световна значимост. Поради всеизвестния факт, че съществува тясна връзка между потреблението на енергия в сградата и топлотехническите характеристики на нейната обвивка, необходимо е да се търсят технико-икономически оптимални решения както при обновяването на съществуващия сграден фонд, така и в случая на нови сгради.

За да отговори на предизвикателствата в сградния сектор, през 2002 год. Европейският съюз публикува Директива за енергийните характеристики на сградите (Директива 2002/91/ЕО), която впоследствие бива развита до Директива 2010/31/ ЕС. Преработената директива поставя фокуса върху подобряване на енергийната ефективност посредством въвеждане на минимални изисквания за сгради и сградни компоненти и поставя като

политическа цел изграждането на сгради с близко до нулевото потребление на енергия (СБНПЕ) [4]. В допълнение към политиката, касаеща СБНПЕ, през 2012 год. е въведена и методична рамка за постигане на оптимални разходи през жизнения цикъл на сгради [5].

Заедно с европейската правна рамка, някои автори също разглеждат задачите, свързани с оптимизацията на разходите през жизнения цикъл както на нови, така и на съществуващи сградни конструкции. Весчио и колектив [1] представят изследване, разглеждащо различните технико-икономически оптимални решения за строителните конструкции и варианти за изпълнение на инженерните инсталации в СБНПЕ, намираща се в Италия. Војс и колектив [2] дефинират технико-икономическата оптимална дебелина на различни топлоизолационни материали чрез метода на Хук и Джийвс. Разгледаната в публикацията сграда е ситуирана на територията на Сърбия. В [6] е проведена оптимизация на разходите през жизнения цикъл на ограждащите елементи, част от СБНПЕ, намираща се в Кипър. В допълнение, Dombauci и колектив [3] определят оптималната дебелина на изолацията за жилищна сграда, отчитайки климатичните данни за четири различни региона в Турция. Функцията на целта в [3] изразява търсене на максимум на екергийните спестявания в сградата. Важно е да се отбележи, че получените резултати от цитираните автори трудно биха могли да бъдат приложени към сградите в България, тъй като икономическият оптимум пряко зависи от локализацията на обекта на изследване.

Целта на настоящото изследване е да се определят оптималните стойности на коефициента на топлопреминаване през ограждащите, вертикални, плътни елементи на жилищните сгради. В тази връзка, се търси минимума на разходите през жизнения цикъл, с които се характеризират мерките, свързани с топлоизолирането на външни стени на жилищни сгради в България.

2. Методика на изследването

2.1. Оптимизационна задача. Управляващи параметри и функция на целта

В настоящата публикация е изследвано влиянието на група параметри, имащи отношение към топлопреноса през сградната обвивка, с оглед постигане на минимални нива на консумацията на енергия в двуфамилна жилищна сграда на годишна база.

В качеството на управляващи параметри на математическия модел на обекта е избран коефициентът на топлопреминаване на външните стени на сградата, x_i [m], като за него се търсят следните оптимални стойности: x_1 – коефициент на топлопреминаване на северните външни стени на сградата; x_2 – за външни стени с южна ориентация; x_3 – за външни стени с източна ориентация; x_4 – за външни стени със западна ориентация.

В настоящия модел, с оглед изменение на коефициента на топлопреминаване, x_i , и търсене на оптималната му стойност, $U_{opt,i}$, е прието да се изменя дебелината на положената по стените топлоизолация, y_i . Нейната стойност принадлежи на дефинирано допустимо пространство, Γ_x :

$$0 \leq y_i \text{ [m]} \leq 0.2, i = 1, 2 \dots, 4 \quad \text{или } y \in \Gamma_x \quad (1)$$

В качеството на топлоизолационен материал е заложен екструдирен полистирен, поради широката му приложимост при топлоизолирането на сгради в България.

Освен управляващите параметри, в групата на входните параметри са включени:

- Вектор на конструктивните параметри: $d = (A_k, A_f, V, A_{sol}) \in \Gamma_d$, където: A_k - площ на k -тия елемент от сградата (стени, покрив, под, остъклени елементи и т.н.);

A_f – обща площ на отопляваните / охлаждадени пространства в сградата;

V - обем на отопляваните / охлаждадени пространства в сградата;

A_{sol} - ефективна площ на прозрачните и непрозрачни ограждащи елементи.

- Вектор на постоянните параметри: $x^c = (U_k, R_{t,w}, \Phi_r, F_{sh,ob}, Q_{int}) \in \Gamma_c$, където: U_k – коефициент на топлопреминаване на k -тия елемент от сградата (покрив, под, остъклени елементи);

$R_{t,w}$ – съпротивление на топлопроводност на неизолираните външни стени;

Φ_r – топлинен поток в резултат на излъчването от елемента k към небосвода;
 $F_{sh,ob}$ – фактор на засенчване на приемащата слънчева енергия повърхност от външни причини.

В настоящата статия, жилищната сграда се разглежда като съществуващ обект. Следователно, d са постоянни и се отнасят към x^c ($\Gamma_d \subset \Gamma_c$).

В общ вид, оптимизационната задача се дефинира по следния начин: търси се минимум на общите парични разходи на сградата и сградните елементи за определен период от време, наречен жизнен цикъл, τ , $C_g(\tau)$, изразени чрез следната функция на целта:

$$f(x) = C_g(\tau)(x_1, x_2, \dots, x_4) \quad (2)$$

в пространство, определено от $x \in \Gamma_x$.

2.2. Математически модел на обекта

В структурата на разработения математически модел на жилищната сграда са включени уравнения, въз основа на които процедурата по моделиране на жилищната сграда би могла да бъде разделена на два характерни етапа: моделиране на енергийните потребности на сградата (на годишна база) и оценка на паричните разходи на сградата и сградните елементи за определен период от време τ .

Моделиране на енергийните потребности на жилищната сграда

Тази част от математическия модел на обекта е базирана на зависимостите, описващи годишната потребна енергия в сгради, Q , и регламентирани в действащите към момента в страната нормативни актове [11].

Парични разходи на сградата и сградните елементи за определен период от време

Моделирането на паричните разходи на сградата и сградните елементи за определен период от време е извършено в съответствие с Директива №244/2012 [5].

Съгласно [5], паричните разходи са дефинирани в математическия модел като такива, реализирани за дадена мярка или група от мерки, j , за повишаване на енергийната ефективност в сградата от финансова гледна точка:

$$C_g(\tau) = C_I + \sum_j \left[\sum_{i=1}^{\tau} (C_{a,i}(j) \cdot R_d(i)) - V_{f,\tau}(j) \right], \quad (3)$$

където: τ - изчислителен период, който в настоящото изследване се отъждествява с икономическия живот на сградата. Съгласно [5], за жилищни сгради е използвана стойност $\tau = 30$ год.;

$V_{f,\tau}(j)$ - остатъчна стойност на мярката или групата мерки j в края на икономическия живот, лв. В настоящото изследване е прието, че $V_{f,\tau}(j) = 0$ в края на икономическия живот на сградата;

$R_d(i)$ - дисконтов фактор за i -тата година, базиран на реалния лихвен процент, r .
 Определян е както следва [5]:

$$R_d(i) = \left(\frac{1}{1 + r/100} \right)^i, \quad (4)$$

където: r е реалния лихвен процент.

Поради необходимостта от определяне на оптимални стойности на дебелината на топлоизолацията по външните стени на сградата, анализът на разходите за жизнения цикъл на сградата е извършен със сконтов процент $r = 6\%$, при което нетната сегашна стойност на проекта би била минимална [5].

C_I - първоначални инвестиционни разходи за мярката или групата мерки j , лв;

$C_{a,i}(j)$ - разходи за поддръжка и експлоатация през i -тата година на мярката или групата мерки j , лв.

Първоначалните инвестиционни разходи, C_i , са разглеждани като съвкупност от разходите за материали, труд, оборудване и хонорари за проектиране, извършени при топлоизолиране на външните стени на сградата. Освен това, в икономическия модел на

сградата, в качеството на зависима променлива са заложили и първоначалните инвестиционни разходи за сградната инсталация, поддържаща параметрите на микроклимата през зимен и летен режим на експлоатация, $C_{I, HEAT}$. Следователно, първоначалните инвестиционни разходи са:

$$C_I = C_{I,ins} + C_{I,HEAT} + C_{I,P}, \quad [лв], \quad (5)$$

където: $C_{I,ins}$, [лв] - парични разходи за закупуване и монтаж на топлоизолацията.

Определяни са както следва:

$$C_{I,ins} = \sum_{n=1}^i C_{ins} \cdot y_i \cdot A_i + C_{mount} \cdot \sum_{n=1}^i A_i + a_1, \quad [лв], \quad (6)$$

Участващите в уравнение (6) величини са: C_{ins} - разходи за закупуване на изолационния материал (в лв/м³); y_i - дебелина на изолацията, положена по фасадата на сградата с небесна ориентация i (m); C_{mount} - разходи за монтаж на изолацията (в лв/м²); A_i - площ на външните стени с небесна ориентация i (m²); a_1 - парични разходи за закупуване и монтаж на допълнителни материали (дюбели, укрепваща мрежа, мазилка и т.н.) (лв).

$C_{I,HEAT}$, [лв] - парични разходи за закупуване и монтаж на инсталацията за отопление и охлаждане на сградата, разглеждани като съвкупност от разходите за закупуване и монтаж на източника на топлина, $C_{I,HP}$, отоплителните тела, $C_{I,C}$, тръбната мрежа, $C_{I,pipe}$, и допълнително и спомагателно оборудване и арматура, $C_{I,ax}$. Прието е инсталацията да бъде централна, с топлоизточник - термопомпен агрегат, работещ в режим на отопление и охлаждане и отоплителни тела – вентилаторни конвектори. Разходите за закупуване и монтаж на източника на топлина, $C_{I,HP}$, и отоплителните тела, $C_{I,C}$, в математическия модел на сградата също са разглеждани като зависими променливи. Определяни са като функция за отоплителния, Φ_{HL} , и пълния охладителен товар, $\Phi_{i,CL}$, на отопляваните и охлаждани пространства и сградата като цяло, дефинирани посредством нормативни методики [12].

$C_{I,P}$, [лв] - парични разходи за заплащане на хонорари за проектиране.

В математическия модел на сградата, разходите за поддръжка през i -тата година са разглеждани като сума от разходите за ремонт, профилактика и консумативи на системата за отопление и охлаждане и за топлоизолацията на външните стени. Съгласно действащите цени на пазара, тези разходи могат да се дефинират като 1% от C_I .

Разходите за експлоатация са отъждествявани с паричните разходи за отопление и охлаждане, $C_{H/C}$, извършени през i -тата година от икономическия живот на сградата. Дефинирани са като произведение на годишната потребна енергия на сградата, Q , [kWh/год.] и действащата към 01.07.2018 год. цена на електрическата енергия, $c_{el} = 0.21596 \text{ лв/kWh}$ [9]:

$$C_{H/C} = c_{el} \cdot Q, \quad [лв], \quad (7)$$

2.3. Оптимизационна техника

В настоящата публикация, в качеството на оптимизационна техника е избрана тази на генетичния алгоритъм (ГА). Генетичните алгоритми имитират еволюцията на живите индивиди и спадат към групата на метаевристичните методи за оптимизация, които, от своя страна, са част от класа на стохастичните методи на търсене. ГА надграждат традиционните техники за оптимизация, базирани на методите на случайното търсене, като характерна тяхна черта е, че не боравят с едно единствено решение, а с множество от допустими решения на поставената задача – кодирани вектори на независимите променливи.

Численото решение на оптимизационната задача е извършено след задаване на стойности за конфигурируемите параметри на ГА, които са представени в таблица 1.

Таблица 1

Исходни параметри на генетичния алгоритъм, използван за решение на оптимизационната задача

Параметър на ГА	Стойност/ Метод на определяне
Големина на популацията, N_p	500
Максимален брой поколения, i_{max}	200
Метод за избор на родители	Колело на рулетката
Брой елитарни индивиди	2
Вероятност за кръстосване, p_c	80%
Брой точки за кръстосване	две
Метод за мутация	Адаптивна мутация

Наложените критерии за прекратяване на изпълнението на ГА са следните:

- Максимален брой поколения, i_{max} ;
- Критерий за точност на локализация на екстремума: $h_{min} = 1 \cdot 10^{-6}$;
- Ограничение за последователни поколения без изменение на $F_{avg}(x_i)$ – алгоритмът спира, ако няма подобрене в средната стойност на целевата функция за поредица от последователни поколения. В случая, зададена е големина на последователните поколения $i_{stall} = 150$ с оглед предотвратяване на преждевременно прекратяване на изпълнението на ГА.

3. Описание на разглежданата жилищна сграда

Разглежданата жилищна сграда е двуфамилна с общ брой обитатели осем. Прието е, че се намира в жилищен квартал, т.е. разположението на сградата е защитено. Отопляемият и охлаждаем обем на сградата е $V = 510m^3$, а площта – $A_f = 179.2m^2$. Остъклените елементи, с обща площ $A_w = 36.15m^2$, са разположени по северната и южна фасади на сградата. Част от пода на сградата ($15m^2$) е разположен над неотопляем сутерен, а останалата част от подовата плоча ($74.6m^2$) е разположена над земя. Покривът на сградата е топъл с площ $A_{roof} = 90m^2$. Плътните вертикални ограждащи елементи на сградата са с площ $206.156m^2$.

Коефициентът на топлопреминаване, U_k , за пода над земя, на под над неотопляем сутерен, на покрива, както и топлотехническите и оптични характеристики на остъклените елементи и съпротивлението на топлопроводност на неизолираните външни стени, $R_{t,w}$, са разглеждани като постоянни параметри в математическия модел на сградата с конструкция така, както е представено в таблица 2.

Таблица 2

Конструкция на сградните ограждащи елементи

Външни стени	Покрив	Под над земя	Под над неотопляем сутерен	Остъклени елементи
2cm варо-пясъчна мазилка (външна); u_i cm топлоизолация от екструдиран полистирен; 25cm тухлена зидария; 2cm варо-пясъчна мазилка (вътрешна).	2.5cm керамични керемиди; 0.4cm битумна мушама; 12cm минерална вата; 0.3cm пароизолация; 3cm дървена обшивка;	14cm чакъл; 12cm стоманобетон; 4cm екструдиран полистирен; 2.0cm циментова замазка; 0.7cm теракот.	12cm стоманобетон; 3cm екструдиран полистирен; 2.0cm циментова замазка; 0.7cm теракот.	Рамка: PVC с $U_f = 2 W/(m^2K)$; Стъклопакет с $U_g = 1.4 W/(m^2K)$: троен с размери 4/9/4/9/4mm и въздушен пълнеж; Нискоемисионно покритие на две от стъклата.

Външни стени	Покрив	Под над земя	Под над неотопляем сутерен	Остъклени елементи
	12cm дървени ребра (бук).			
$R_{t,w} = 0.7275$ m^2K/W	$U_f = 0.24$ $W/(m^2K)$	$U_{gr} = 0.35$ $W/(m^2K)$	$U_f = 0.39$ $W/(m^2K)$	$U_w = 1.62$ $W/(m^2K)$

Топлинните печалби (явна топлина) от вътрешни източници на топлина, Q_{int} , е постоянен параметър в математическия модел на сградата, като средната по време стойност на топлинния поток от вътрешния източник се равнява на $\Phi_{int} = 0.349W$.

За целите на оптимизационната процедура, климатичните данни като средна месечна температура на външния въздух, среден интензитет на пълната слънчева радиация, начало и край на отоплителния сезон и други са определяни съгласно данните в [11] за четири различни климатични зони: климатична зона № 1 (гр. Варна), климатична зона № 5 (гр. Созопол), климатична зона № 6 (гр. Нова Загора) и климатична зона № 7 (гр. София).

4. Резултати и дискусия

Стойностите за оптималния коефициент на топлопреминаване на външните стени, получени след прилагане на методиката от настоящата статия, са представени в таблица 3 и 4. Резултатите касаят разгледаната жилищна сграда и са подредени в зависимост от локализацията на обекта и небесната ориентация на сградния елемент.

Таблица 3

Оптимален коефициент на топлопреминаване на външните стени

Климатична зона	$U_{opt, i}, [W/m^2K]$			
	север	юг	изток	запад
№1 (гр. Варна)	0.2285	0.2381	0.2467	0.2450
№ 5 (гр. Созопол)	0.2332	0.2432	0.2522	0.2504
№ 6 (гр. Нова Загора)	0.2373	0.2491	0.2564	0.2527
№ 7 (гр. София)	0.2128	0.2211	0.2285	0.2255

Анализът на резултатите в табл. 3 и 4 показва, че за всички от разгледаните климатични зони, $U_{opt, i}$ слабо се влияе от небесната ориентация на външните стени. Ясно изразено е изменението в стойностите на $U_{opt, i}$ с промяна на климатичната зона – оптималната стойност на коефициента на топлопреминаване за външни стени се понижава при прехода в посока от източна (климатична зона №1 и №5) към западна България (климатична зона №7). Незначително е понижението в $U_{opt, i}$ при промяна локализацията на сградата в посока от юг на север в областите с черноморски климат (климатични зони № 5 и №1).

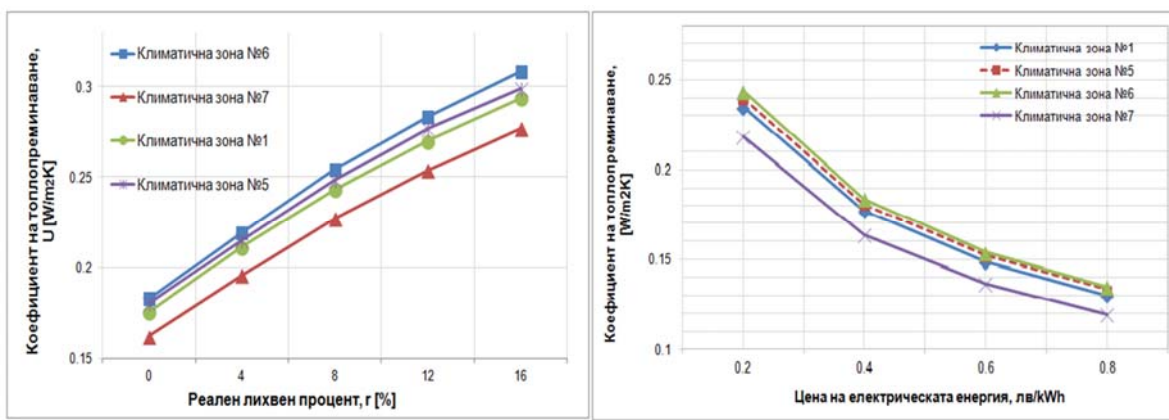
Таблица 4

Дебелина на изолацията от екструдирен полистирен и разходи през жизнения цикъл на мярката

Климатична зона	Дебелина на изолацията [m]				$C_g(\tau)$, [лв]
	север	юг	изток	запад	
№1 (гр. Варна)	0.125	0.119	0.114	0.115	124906.60
№ 5 (гр. Созопол)	0.122	0.116	0.111	0.112	124250.62
№ 6 (гр. Нова Загора)	0.123	0.116	0.112	0.114	124427.96
№ 7 (гр. София)	0.136	0.13	0.125	0.127	128015.93

Важно е да се отбележи, че представените в табл. 3 и 4 стойности са в добра сходимост с тези, с които се характеризират външните стени на подобна по геометрични и топлотехнически характеристики жилищна сграда, намираща се в Saittas (Кипър), за които е определена оптимална стойност $U_{opt} = 0.28 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$ [6]. Подобен резултат е получен в [3], където дебелината на изолация от полистирен, при която се наблюдават оптимални стойности за U на външните стени, част от жилищна сграда в Карс (Турция) възлиза на 0.107m.

Сравнителният анализ с резултати, получени в предходни изследвания на авторите [10], показва конвергенция – за оптималната дебелина на изолация от полистирен е определена стойност от 0.108m. Числената разлика се дължи на спецификите на модела в [10]: оптимизацията е проведена с данни за климатична зона №9, в качеството на горива за периодите на отопление и охлаждане са разглеждани природния газ и електрическата енергия, а финансово-икономическите параметри на модела – със стойности, характерни за 2017 год.



Фиг. 1 Зависимост на оптималния коефициент на топлопреминаване за северни външни стени от реалния лихвен процент (в ляво) и цената на електрическата енергия (в дясно)

Анализ на чувствителността на една от независимите променливи на оптимизационната процедура (U_{opt} за северните стени) спрямо някои от финансово-икономическите параметри на модела (фиг.1) показва, че, ако в даден бъдещ период от време се наблюдава тенденция за повишаване нивата на инфлация, b , и се достигне характерна за 2008год. стойност ($b=12.3\%$, т.е. $r=8.65\%$), то U_{opt} би се повишила до $0.232 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$ - за климатична зона №7 и приблизително $0.25 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$ за останалите от разгледаните региони на страната. Освен това, ако се заложи ръст в цената на електрическата енергия от 2% на година, на петнадесетата

година от икономическия живот на обекта на анализ, c_{el} би възлизала на 0.285лв/kWh, а в края на разглеждания период – 0.3835лв/kWh. Както фигура 1 представя, това би означавало, че U_{opt} за северните стени от сградата, намираща се в климатична зона №7 би се понижил до стойности 0.189W/(m²K) и 0.169W/(m²K), съответно.

5. Заключение

Начин за решаване на проблема, свързан с оптималните, от разходна гледна точка, енергийни характеристики на съществуващи сгради и, в частност, коефициента на топлопреминаване, е търсене на оптимална дебелина на топлоизолацията за конкретна конструкция на ограждащия елемент, водеща до минимум на разходите през жизнения цикъл на сградата. Освен това, влиянието на топлотехническите характеристики на сградните ограждащи елементи върху разходите през жизнения цикъл на сградата е комплексно. Необходимо е математическият модел да бъде доразвит, като в качеството на независими променливи бъдат включени и коефициентите на топлопреминаване за пода, покрива и остъклените елементи, освен на външните стени.

В настоящото изследване се достигна до извода, че задачата, свързана с оптималните стойности на коефициента на топлопреминаване на ограждащите елементи, най-пълно и точно може да бъде решена чрез разглеждане на нестационарния топло- и масообмен през обвивката на сградата и системите за поддържане на микроклимата в нея; с отчитане на акумулационната способност на плътните елементи през зимния и летния период на експлоатация.

Литература

1. Vecchio C., Dabbene P., Fabrizio E., Monetti V., Filippi M. Cost optimality assessment of a single family house: Building and technical systems solutions for the nZEB target, *Energy Build.* 2015, 90, pp.173-187.
2. Bojić M., Miletić M., Bojić L. Optimization of thermal insulation to achieve energy savings in low energy house (refurbishment), *Energy Convers. Manag.* 2014, 84, pp. 681-690.
3. Dombayci, Ö., Atalay, Ö., Acar, S., Ulu, E., Ozturk, H. Thermoeconomic method for determination of optimum insulation thickness of external walls for the houses: Case study for Turkey. *Sustainable Energy Technologies and Assessments*, 2017, 22, pp. 1-8.
4. European Parliament, Commission delegated regulation (EU) 2010/31/EU of the European Parliament and of the council on the energy performance of buildings, 2010
5. European Parliament. Commission delegated regulation (EU) № 244/2012 of 16 January 2012 supplementing Directive 2010/31/EU of the European Parliament and of the Council on the energy performance of buildings by establishing a comparative methodology framework for calculating cost-optimal levels of minimum energy performance requirements for buildings and building elements. *Official Journal of the European Union*, 21.03.2012.
6. Loukaidou, K., Michopoulos, A., Zachariadis, Th. Nearly-Zero Energy Buildings: Cost-Optimal Analysis of Building Envelope Characteristics. *Procedia Environmental Sciences*. 2017, 38, pp.20 – 27.
7. United Nations Environment Programme (UNEP), *Building and Climate Change*, 2009.
8. Агенция за устойчиво енергийно развитие, Наръчник по управление на енергийната ефективност в предприятията, ISBN 978-954-92129-4-5 (*Sustainable Energy Development Agency, Guide to Energy Efficiency Management in the Enterprises*).
9. Енерго Про. Действащи цени на електроенергията, www.energo-pro.bg (*Energo Pro. Actual prices of electrical energy*).
10. Досева, Н., Чакърова, Д. Оптимална дебелина на изолацията на външни ограждащи елементи на жилищна сграда за условията на България. XXII Научна конференция с международно участие, ЕМФ 2017, стр. 223-229 (*Doseva, N., Chakyrova, D. Optimizing thermal*

insulation thickness of the residential buildings external walls for Bulgarian's climate and market conditions).

11. Министерство на регионалното развитие и благоустройство. Наредба №7 от 15.12.2004 за енергийна ефективност на сгради. Изм. и доп. бр.93 на „Държавен вестник“, 21.11.2017 (*Ministry of Regional Development and Public Works. Regulation №7 for energy efficiency in buildings*).

12. Министерство на регионалното развитие и благоустройството, Министерство на енергетиката. Наредба № 15 от 28 юли 2005 г. за технически правила и нормативи за проектиране, изграждане и експлоатация на обектите и съоръженията за производство, пренос и разпределение на топлинна енергия. Изм. и доп. бр.6 на „Държавен вестник“, 22.01.2016г (*Ministry of Regional Development and Public Works. Regulation №15 for technical rules and norms for the design, construction and operation of the units and equipment for the generation, transmission and distribution of heat*).

ас. д-р инж. Надежда Досева, ТУ–Варна, катедра „Топлотехника“, тел. 052 383445, e-mail: nadezhda.doseva@abv.bg

доц. д-р инж. Даниела Чакърва, ТУ–Варна, катедра „Топлотехника“, тел. 052 383445, e-mail: chakyrova_d@abv.bg

СЕКЦИЯ

**ГИДРОАЭРОДИНАМИКА
ГИДРО- И ПНЕВМОТЕХНИКА**

Формиране и третиране на кисели руднични води

Мартин Пушкарров

В работата са представени начините за формиране на руднични води. Подробно са описани и дадени начините за очистване на такъв тип води. Показани са и схеми на пречистване на базата на химическите методи.

Ключови думи: методи за очистване, руднични води, околна среда

Formation and treatment of acidic mining water

Martin Pushkarov

The work presents the ways of formation of mining water. There are detailed descriptions and ways of cleaning such types of water. Schemes of purification based on chemical methods are also shown.

Keywords: methods of purification, waste water, environment

ВЪВЕДЕНИЕ

Киселите руднични води се считат за най-големия екологичен проблем, асоцииран с миннодобивната дейност. Това явление е свързано с окислението на пирит и на други сулфидни минерали, в резултат на което в околната среда се отделят кисели води, съдържащи сярна киселина, разтворени тежки метали и суспендирани железни утайки (табл. 1). Главните източници на кисели руднични води са откритите и подземни рудници, насипищата от скална маса и бедни руди, промишлени отпадъци, складиранияте сулфидни концентрати, както и богатите на пирит въглищни и уранови рудници. Освен желязо и други тежки метали, киселите руднични води от урановите рудници съдържат радиоактивни елементи като уран и радий. Токсични елементи като арсен и антимон са други съществени компоненти на киселите руднични води, разтворени от минерални суровини, съдържащи тези елементи.

Смесването на киселите руднични води с природните речни и езерни води причинява сериозно влошаване на качествата на последните. Такива замърсени води са неподходящи за повечето водни организми, за човешка консумация и за промишлени нужди. Почвите по пътя на водата също се замърсяват и стават неизползваеми за селскостопански нужди.

Таблица с данни за КРВ от различни източници.

Индекс	КРВ от уранов рудник	КРВ от меден рудник	КРВ от въглищен рудник
рН	2,71 - 4,10	2,8 - 4,5	1,45 - 2,03
Сульфати, mg/l	361 - 1520	824 - 1540	3250 - 8141
Желязо, mg/l	91 - 1070	145 - 325	1142 - 3074
Манган, mg/l	1,9 - 44	0,80 - 8,20	32 - 95
Мед, mg/l	1,04 - 12,5	2,84 - 17,0	0,07 - 0,19
Цинк, mg/l	1,90 - 24,4	4,10 - 12,5	0,14 - 0,41
Кадмий, mg/l	0,02 - 0,10	0,15 - 1,20	0,02 - 0,08
Олово, mg/l	0,15 - 0,7	0,08 - 0,41	0,05 - 0,15

Арсен, mg/l	0,01 - 0,32	0,37 - 2,80	0,01 - 0,14
Уран, mg/l	0,44 - 2,80	-	-
Радий, mg/l	0,08 - 0,45	-	-
Разтворен С орг., mg/l	0,7 - 2,8	0,7 - 3,2	3,2 - 10,4
Общо разтворени тв. съставки, mg/l	659 - 2750	710 - 2480	5571 - 14072
Неразтворени тв. частици, mg/l	23 - 125	32 - 212	81 - 194
Разтворен кислород, mg/l	1,05 - 4,8	1,2 - 4,1	1,4 - 4,8

Формиране на киселите руднични води

В основни линии формирането на киселите руднични (минни) води е в пряка връзка от геологията, хидрологията и минната технология за съответния рудник. По принцип киселите минни води се образуват под въздействието на серия от комплексни геохимични и микробиални процеси, които протичат при контакта на рудничните води с пирита и въглища от рудното тяло. Трудно може да се проследи и определи точния физикохимичен механизъм за тяхното формиране, което за всеки един рудник е строго специфично, но обикновено в повечето случаи тези води са силно кисели и с високо съдържание на метални катйони. Последните са предимно в разтворено състояние (обикновено под формата на сулфати) и отстраняването им от водите става при повишаване на нивата на активна реакция рН до определени стойности, при които те се съютяват под формата на неразтворим във вода метални хидроокиси.

Известни са четири основни реакции, които се определят от химическите взаимодействия на пирита. Най-общата реакция може да се опише по следния начин:



Първата реакция на изветряване на пирита включва окислението му с кислород, при което сярата се окислява до сулфати, като се получават и феро-йони:



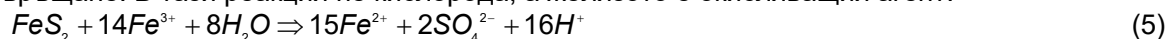
Втората реакция включва конверсия на феро-йоните до фери-йони. При тази конверсия се консумира един мол киселина. Някои бактерии, и най-вече тези от вида *Tiobacillus Ferrioxidans*, повишават скоростта на окисление до тривалентно желязо. Тази реакция е в пряка зависимост от активна реакция на рН средата, като следва да се отбележи, че протича бавно в кисела среда (рН 2-3) без присъствието на бактерии и е няколко порядъка по-бърза при рН 5, в условия на нарастване на тези бактерии. На практика тази реакция се счита за скоростно определяща общия процес на получаването на киселина, а именно:



Третата реакция, която може да прочете е тази свързана с хидролизата на желязото. Хидролизата е реакция, която образно казано разцепва водната молекула в резултат на което като вторичен продукт се генерират три мола киселинност. Много метали могат да бъдат подлагани на хидролиза. Формирането на фери - хидроокис (под формата на твърдо вещество) е в пряка зависимост от активна реакция рН. Неразтворено вещество се получава при рН над 3.5, а при рН под 3 практически не се образува фери-хидроокис.



Четвъртата реакция е окислението на неокисления пирит до фери-желязо. Тривалентното желязо се формира в етапи 1 и 2. Това е цикълът и автокаталитичната част на общата реакция, която се извършва бързо и непрекъснато, докато фери йоните и пирита търпят превръщане. В тази реакция не кислорода, а желязото е окисляващия агент.



По принцип киселините руднични води са характерни за всички рудници или мини, които се разработват за добив на въглища, желязна руда, цветни метали и други. Степента на киселинност, съдържанието на желязо, манган и някои от основните цветни метали в тях са в пряка зависимост, както от наличието на същите в самото рудачно тяло, така също и от време-температурните условия на самото местонахождение на рудника, геохимичните особености на ландшафта и движението на подземните води. Това по своята същност определя и голямото разнообразие на различни методи, разработени за пречистването на киселите руднични води и свързано предимно с особеностите на всяка една от тях.

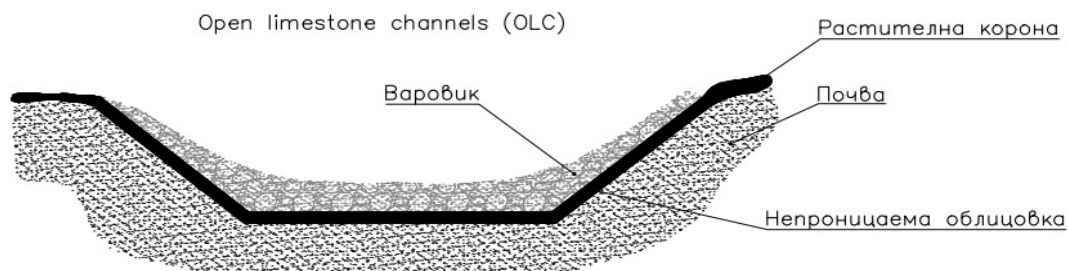
Пречистване на киселите руднични води

Един от важните въпроси при търсенето на технически и технологични решения за пречистване на рудничните води от рудниците в България характеризирани се с висока киселинност и високо съдържание на желязо, тежки метали и сулфати е методът за третирането им. По принцип, в зависимост от желаната степен на пречистване и възможностите за инвестиране и експлоатация, за отпадни води с подобна характеристика се прилагат химични, физико-химични или био - химични методи за пречистване.

Химични методи

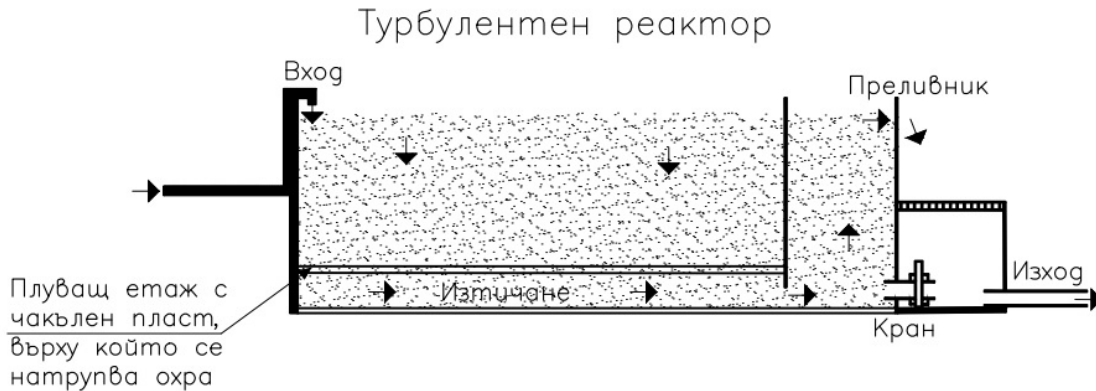
Най-широко използваните са химичните методи свързани с утаяването на сулфатите до малко-разтворими съединения. Този вид води се обработват чрез дозиране на варно мляко, целящо повишаване рН и утаяване на сулфатите до калциев сулфит, а разтворимите метални соли до неразтворими метални хидроокиси. Съществуват данни, че варовата десулфатизация е ефективна за концентрация на сулфати в рудничните води над 2000mg/dm^3 . При концентрации по-ниски от 1500mg/dm^3 се получава незадоволителен остатъчен фон в пречистваната вода по съдържание на сулфати в диапазона $300\text{-}400\text{mg/dm}^3$. Добрият прием на варовата десулфатизация в практиката при обработване на минните води се дължи на достъпната цена на използваните реагенти за тяхната неутрализация. В практиката на пречистване на води по химически път са познати няколко основни варианти на този класически метод.

Открити варовикови канали (Open limestone channels) са може би най-простото технологично решение за пасивно третиране на води съдържащи метални сулфати. Тези канали са конструирани по два начина: при първия начин киселите води се събират директно във варовиков басейн, където протича самата десулфатизация. Вторият включва въвеждане на варовикови фрагменти директно в замърсения поток. Разтварянето на варовика води до повишаване на акалността на водата и респективно повишаване на активната и реакция по рН. Формирането на $\text{Fe}(\text{OH})_3$ по време на неутрализацията редуцира генерирането на акалността, така че, за дълговременно третиране на водите са необходими големи количества варовик, високи обемни скорости и турбулентност на потока. Пречистваните по този начин води създават добри възможности за намаляване даже и предотвратяване на повърхностно блокиране на варовика и увеличаване на контактната му повърхност и неговата ефективност (Фиг.1)



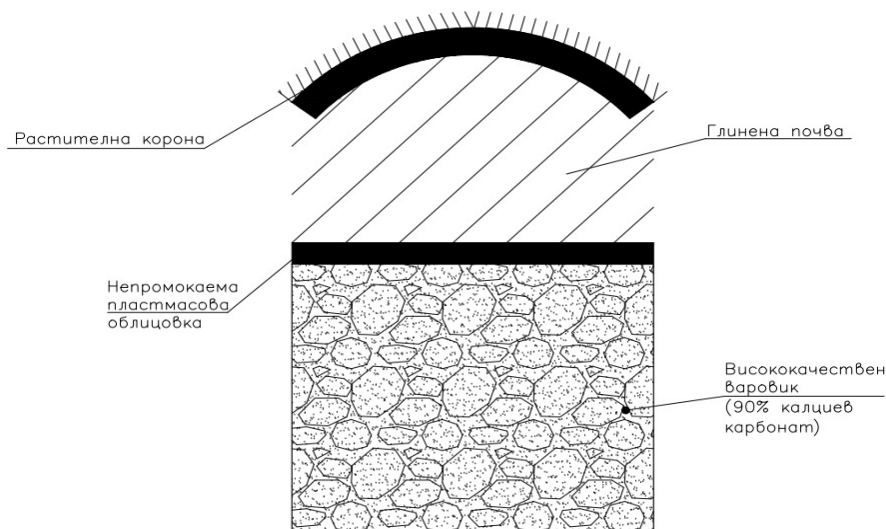
Фиг.1 Схема на открити варовикови канали

В използваните в някои случаи турбулентни реактори, съдържащи натрошен варовик, киселите води се подават чрез тръбопровод, като водата се насочва във възходящ поток спрямо слоя варовик, преди напускане на реактора. Хидравличната сила на потока обуславя турбулентно смесване и допълнително абразивно раздробяване на варовика, предпазващо от блокиране на контактните повърхности. При този вид третиране киселите руднични води е необходимо често пълнене на реакторите с чист варовик за осигуряване на непрекъснат цикъл на обработка - десулфатизация. (Фиг.2)



Фиг.2 Схема на турбулентен реактор

Безкислородна варовикова дренажна система (Anoxic Limestone Drains) представлява подземен слой от варовик конструиран така, че да приема подпочвени киселини руднични води, като се предотврати контакта им с атмосферата. Предотвратявайки достъпа на кислород към киселините руднични води води до предотвратяване на окислението на металите и блокирането на контактната повърхност на варовика. Единствената роля на безкислородния варовиков дренаж е да осигури алкалност и следователно промяната на нетната киселинност до нетната алкалност на водата. Задържането на въглеродния двуокис в дренажните води може да подобри разтварянето на варовика и генерирането на алкалност. Тези системи могат да се използват успешно като предпочитващ етап за повишаване на алкалността (влажни зони или био-реактори за интензивна десулфатизация). (Фиг.3).



Фиг.3 Схема на безкислородна варовикова дренажна система

При обработването на води в сравнително големи мащаби реакторите с вертикално движение на водата се счита за една перспективна възможност за преодоляване на ограниченията по отношение на генериращата се алкалност при безкислородна варовикова дренажна система. Те включват клетка с долен дренаж от варовикова основа, върху която е разположен органичен субстрат (компост). Водата преминава вертикално през компоста и варовика, и се отделя чрез система от тръби под варовиковия слой. В реакторите с вертикално движение водата алкалността се повишава чрез разтварянето на варовика и чрез редуцията на сулфатите по биологичен път. Води с висока киселинност могат да бъдат третирани чрез серия реактори с вертикално движение на водата.

Процесите с използване на пиролузит включват използването на плитък слой от варовикови парчета, през които преминават киселите руднични води. Предварително към слоя варовик се въвежда био-култура, която окислява с висока скорост тежките метали тежките метали съдържащите се във водата. Микроорганизмите нарастват върху повърхността на варовика и предизвикват неговото разграждане, което води до повишаване на рН на водата.

Една от най-често използваните в миналото и в момента технологична реагентна схема за третиране на кисели руднични води е тази на директна неутрализация на водите с варно мляко за провеждане на процеса на десулфатация последвано от третирането им с полиелектролити-флокуланти за ускоряване на седиментационните процеси и избистряне на пречистените води при отделяне на утайките. В тази схема са включени : събиране и подаване на рудничните води към ПСРВ; активно смесване на водите с $\text{Ca}(\text{OH})_2$ под формата на варно мляко като неутрализиращ реагент за постигане на максимално възможна степен на хидролиза и съутаяване на наличните метални катйони като метални хидроокиси при алкализация на входящия поток до активна реакция на рН-10.5-11; активно смесване на алкализирания входящ поток с работен разтвор на ниско анионен флокулант за окрупняване на формиралите се хидроокисни утайки при последващо утаяване и съгъстяване на същите в утаители; отделяне на пречистената вода и утаените в утаителните утайки; неутрализация на корекция на пречистените води до стойности на активна реакция рН 6.0-8.5 при активно смесване с концентрирана сярна киселина.

По отношение на съдържанието на следените в пречистените води примеси, а именно – мед, желязо и манган, прилаганата понастоящем технологична схема е доказала своята ефективност. При поддържаните нива на активна реакция на рН около 10.5 отчетените стойности за същите в пречистените води на изход ПСРВ клонят към нула и във всеки случай са под нормите на заустване. Същото може да се каже и за наличните в рудничните води катйони на други тежки цветни метали.

По принцип неутрализацията на кисели руднични води с ниво на активна реакция рН от около 3.5. до необходимите нива за съутаяване на намиращите се в тях метални катйони под формата на метални хидроокиси от около 10.5 определено е труден процес. Това е така защото, в условията на неутрализация с варно мляко в този сравнително широк диапазон на стойности на активна реакция рН съществува реална възможност за формирането на определени количества метални соли от вида $\text{Me}_x(\text{OH})_y(\text{SO}_4)_z$, които на практика също така са неразтворими като метални хидроокиси и попадат заедно с тях във формиралата се утайка. Като междинни съединения тези кисели соли са нестабилни и с времето се разлагат до метални хидроокиси и сярна киселина, която от своя страна преминава във водната фаза на флокулите и при определени условия се освобождават и при определени условия към пречистените води.

Във връзка с това за намаляване на сулфати в пречистените води, следва да бъдат оптимизирани начина на подаване на варното мляко времетраенето на процеса на варуване, нивото на активна реакция рН необходимо за постигане на максимално плътното съутаяване на метални примеси, вида на използвания флокулант за формиране на кондиционирана утаители и не на последно място, правилното залагане на същата в използваните утаители и бързото отстраняване от тях. Целта от оптимизация на този процес, който в повечето случаи се провеждат поетапно, е да се увеличи до максимално възможната степен нивото на

използване на варното мляко при постигане на технологичен режим гарантиращ минимално възможно съдържание на сулфати в пречистените води след хоризонталните утаители води. Следва също така да се определи влиянието сярната киселина като реагент на корекция на рН на пречистените води и възможности за целевата и подмяна със солна киселина.

Необходимо е да се има в предвид също така, че рудничните води третирани на ПСРВ има сравнително високи количества разтворени соли на тежки цветни метали, които могат да бъдат отстранени от тях ефективно и икономично само чрез повишаване на активната реакция рН на водите около нива от 10.5, поради което оптимизирането на реагентната схема е от изключителна важност.

Физико-химични методи

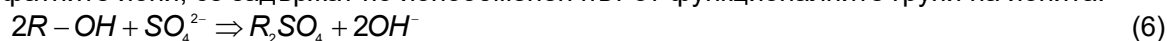
Съвременните физико-химични методи имат ограничено приложение за третиране на кисели руднични води, характеризиращи се с високо съдържание на неразтворени вещества и висок солеви фон, тъй като се получават съответно високо концентрирани регенерационни разтвори, електро - диализен концентрат и ритентейт. Освен това, при всички мембранни методи експлоатационните разходи свързани с голяма честота на подменяне на мембраните предизвикана от бързата им колматация са изключително високи. Технологиите базиращи се на процесите нанофилтрация и обратна осмоза се прилагат обикновено за относително малки по обем водни количества и изисква сложно пред-очистване на водите. Сравнителните данни за цената на капиталните и експлоатационни разходи на технологията на база на нанофилтрацията и обратна осмоза спрямо йонния обмен показва, че за мембранните методи са типични значително по-високите инвестиции и експлоатационни разходи.

Електро-коагулация също не е подходящ метод за пречистване на води с високо съдържание солево съдържание и ниско рН (висока киселинност), тъй като е свързана със значителни експлоатационни разходи. Едновременно с това трябва да се отбележи, че физико-химичните методи и в частност обратна осмоза имат своята сфера на приложение при допречистване на води съдържащи сулфати.

Друга често използвана възможност за допречистване на води от сулфати е използването на класически йонен обмен с частична деминерализация. Предварителна оценка базираща се на практически опит показват, че този подход е твърде скъп по отношение на експлоатационните разходи, независимо от типа на използваните йонити (конвенционален или специфични).

Технологичните основи на класически йонен обмен включват: сорбция на нежеланите катийони и аниони, съответно върху катиони и анионити и тяхната регенерация с минерална киселина и NaOH. Тази технологична възможност е свързана с частична деминерализация на водите и може да бъде оценена от технико-икономическата гледна точка за всеки един конкретен случай.

През последните няколко години се счита, че особено перспективно направление в областта на отстраняването на сулфати от слабо засолени води с прилагането на т.нар. „икономически йонен обмен“ (Low cost ion exchange process). Този подход се състои в йонообемното задържане на сулфатите чрез анионообмен, а на тежките метали(катионите) , чрез катионен обмен, а на тежките метали(катионите), чрез катионообмен. За разлика обаче от класическия йонообмен, регенерацията на анионните се извършва с варно мляко. Тази технология включва обработване на предочистени води след варово отстраняване на сулфатите. Отпадъчните води преминават през серия от контакторни заредени със силно основен анионит в ОН форма (R-OH). Основните аниони съдържащи се в отпадъчните води, сулфатните йони, се задържат по йонообменен път от функционалните групи на йонита:



За разлика от конвенционалния йонообмен, при който е типично използването на NaOH за регенерация на анионитите, при предлагания процес се използва реагент с ниска цена Ca(OH)₂.

Реакцията на регенерацията е следната:



При дозиране на варно мляко съществува опасност от „загипсоване“ на йонита. Това може да се избегне чрез дозиране на варното мляко при ниски концентрации и началния етап на регенерацията. Основно предимство на предлагания метод е значителното редуциране на цената за обработването на водите в сравнение с останалите класически технологии като обратима осмоза, конвенционален йонен обмен или биологична редукция на сулфатите. Това създава възможност за повторното използване на водата (оборотна водоснабдяване). Технологията базираща се на „икономичен йонен обмен“ за отстраняване на сулфати се прилага основно при обработване на потоци от варово пречистване на отпадъчни води. Технологията е предназначена за сравнително слабо замърсени сулфати води-под 1000мг/дм³.

Биологично отстраняване на сулфатите

През последните години се отделя значително внимание на биологичното отстраняване на металните сулфати от рудничните води. Сулфатите могат да бъдат отстранявани като сулфиди (S²⁻) или елементарна сяра, при наличието на подходящи органични съединения и източник на енергия, напр. етилов алкохол. По време на биологичната трансформация се продуцират сулфиди, които се разтварят в третираните потоци. При наличие на тежки метали, сулфидите се свързват с тях и се образуват съответните хидроокиси. Металните сулфиди имат ниско производство на разтворимост и могат да бъдат отстранявани чрез извеждане на формираните утайки. Съществува информация, че сулфатите могат да бъдат намалени по биологичен път в едностепенен биореактор под 200мг/дм³.

През последните години пасивното третиране се използва широко в промишлени мащаби в САЩ. Концепцията зад пасивното третиране е процесите да се извършват в контролирана среда без добавяне на реагенти, които в една или друга степен биха преминавали чрез пречиствените води във водоприемниците. Концепцията на този метод предоставя някои предимства пред конвенционалните методи за обработване на води определени основно на ниската консумация на енергия.

При избора на метод за пречистване на рудничните води възможността за прилагане на биохимичното им пречистване е ограничена поради необходимостта от осигуряване на много големи площи, в които да се извършват съвместни процеси на био -трансформацията и утаяване (съутаяване) на тежките метали. Освен това, необходимостта от извършването на биологичните процеси при активни реакции на рН около неутралната, налага предварителна неутрализация на водите. Това води до значително усложняване на технологичната схема поради нуждата от изграждане на крупно неутрализирано звено и до значително увеличаване на експлоатационните разходи по пречистването обременени от пред-неутрализация.

Заклучение:

В работата подробно са представени видовете замърсители, които се намират в киселите руднични води. Дадени са начините за тяхното формиране. Описани са и основните методи за очистиране на този тип рудни води-химически, физичеки и биологичен метод. На базата на това е избран метод , по който ще бъдат изследвани експериментално в лабораторни условия начина на очистиране на кисели руднични води, а именно чрез турбулентен реактор.

Литература

1. Модул II „Генериране, предотвратяване и третиране на руднични води“; Минно-геоложки Университет; Стоян Грудев, Ирена Спасова, Марина Николова; гр. София 2005г
2. Тодор Ангелов, И. Григорова, Ив. Нишков, Преглед на техниките за третиране на кисели руднични дренажни води, Сборник на Научна конференция с международно участие „Науката в условията на глобализацията“, Кърджали 2014, стр. 617-621

3. Frank Spellman, Hydraulic Fracturing Wastewater: Treatment, Reuse, and Disposal 1st Edition, ISBN-13:978-1138197923
4. <https://www.moew.government.bg/bg/vodi/>

маг. инж. Мартин Пушкаров, ТУ - София, Катедра „Хидроаеродинамика и Хидравлични машини“, martotoo@abv.bg;

Числено моделиране на евакуация на замърсена струя посредством бордови смукател

Иван Денев

Изравняването на българските и европейските нормативни и регулаторни уредби през последните години доведе до повишаване изискванията на регулаторните органи по отношение на качеството на изхвърляния въздух, следствие от различни технологични процеси. Предвид това, че работата на голяма част от съществуващото, значително амортизирано и енергоемко производствено оборудване е съпроводено с отделянето на вредни вещества в работната зона се търсят методи и средства за тяхното ефективно улавяне и отвеждане извън работното помещение и гарантирането на чист въздух за работниците в тях.

В настоящата работа е направена числена симулация на процес на отвеждане на турбулентна струя посредством често използван в инженерната практика бордови смукател. Поради различни конструктивни особености на оборудването това е най-удачният вариант за монтаж на смукателна система за различни видове галванизационни и термични вани, отделящи значителни количества вредности.

Ключови думи: турбулентни струи, числено моделиране, бордови смукател, вредности

Numerical modeling on evacuation of pollutant jet with on-board suction

Ivan Denev

The alignment of the Bulgarian and European regulatory and regulatory arrangements in recent years has led to an increase in the requirements of regulators regarding the quality of the exhaust air resulting from different technological processes. Considering that the work of a large part of the existing, significantly depreciated and energy-intensive production equipment is accompanied by the release of harmful substances in the working area, methods and means are sought for their efficient capture and removal outside the working premises and guaranteeing clean air for the workers in them.

In the present work, a numerical simulation of a turbulent jet process is made by using on-board exhaust suction in the engineering practice. Because of the different design features of the equipment, this is the most appropriate option for installing a suction system for different types of galvanizing and thermal baths, which emit significant amounts of pollutants.

Key words: turbulent jet, CFD modeling, on-board suction, pollutants

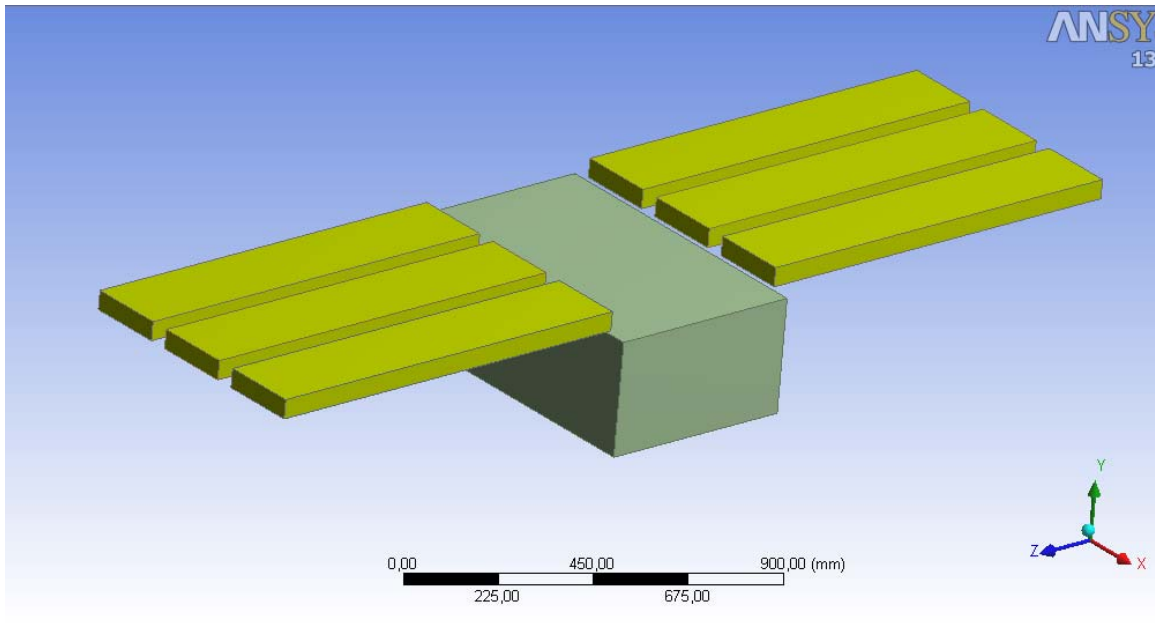
Въведение

Много често в инженерната практика от чисто конструктивна гледна точка е невъзможно изпълнението на смукателна вентилация, разположена съосно с повърхността на отделяне на вредностите. Такива например са случаи при различни вани за закаляване на детайли, където пространството над източника на замърсяване се използва от кранове за подаване и отвеждане на детайлите. При този случай е необходимо проектирането на смукателните устройства, разположени под ъгъл спрямо първоизточника на замърсяване (бордови смукател).

Наличието на подобен тип инсталации е предпоставка за разглеждането и на вариант за засмукване на вредности с помощта на смукател, разположен под ъгъл спрямо източника на замърсяване, като в настоящата работа са реализирани числени симулации на няколко варианта на бордови смукатели.

Изграждане на геометричен модел

Построен е геометричен модел на термична вана, отделяща вредности и странично разположени смукатели (бордови смукатели) като в следствие са реализирани числени симулации на отвеждане на вредности с двустранно разположени бордови смукатели, едностранно разположени и един вариант с неработеща местна смукателна вентилация, т.е. наличие на общообменна такава.



Фиг. 1 - Модел на вана, отделяща вредности и бордови смукатели за тяхното евакуиране

След построяване на модела и дефиниране на граничните условия за задачата се пристъпва към числената симулация. Преди това се задават уравненията за движение [3] които ще се решават с цел да се получи разпределението на исканите от нас величини. За целта е избран стандартен k-ε модел на турбулентност [2], базиран на транспортните уравнения за турбулентната кинетична енергия „k“ и скоростта на дисипация „ε“.

Те се дефинират със следните транспортни уравнения:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k + G_b - \rho \epsilon - Y_M + S_k \tag{1}$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \epsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \epsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \right) \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} \right] + G_{1\epsilon} \frac{\epsilon}{k} (G_k + C_{3\epsilon} G_b) - G_{2\epsilon} \rho \frac{\epsilon^2}{k} + S_\epsilon \tag{2}$$

където:

G_k – генерация на турбулентна кинетична енергия в резултат на наличието на скоростен градиент.

G_b - генерация на турбулентна кинетична енергия в резултат на подемната сила.

Y_M – показва степента на увеличение на турбулентната кинетична енергия с цел компенсиране на затихването на скоростта на дисипация. Този коефициент отразява ефекта на свиваемост на флуида при високи числа на Мах.

Симулацията на процесите е проведена във Fluent модула на софтуерния продукт Ansys [1]. Решението е постигнато след приблизително 380 итерации, съгласно предварително зададените критерии.

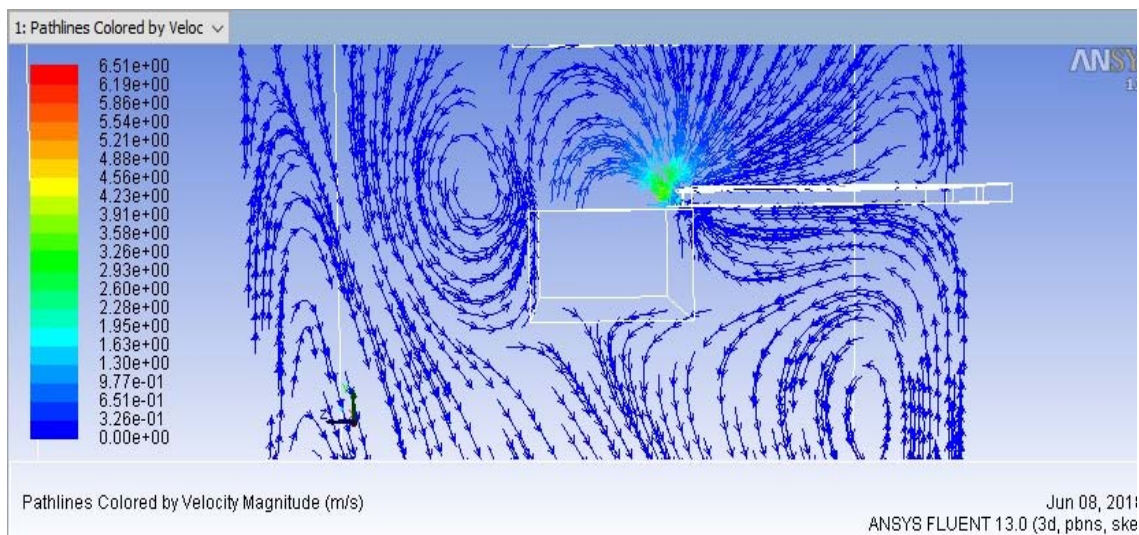
Резултати от численото решение

Получени са резултати за три варианта – с двустранно разположени бордови смукатели, с едностранно разположени бордови смукатели и неработеща местна смукателна вентилация. За трите варианта е използвано еднакво количество на подаваната (замърсена) струя от ваната и еднакъв дебит на засмукване. Съответно $Q_0 = 0,2 \text{ m}^3/\text{h}$ и $Q_c = 0,4 \text{ m}^3/\text{h}$.

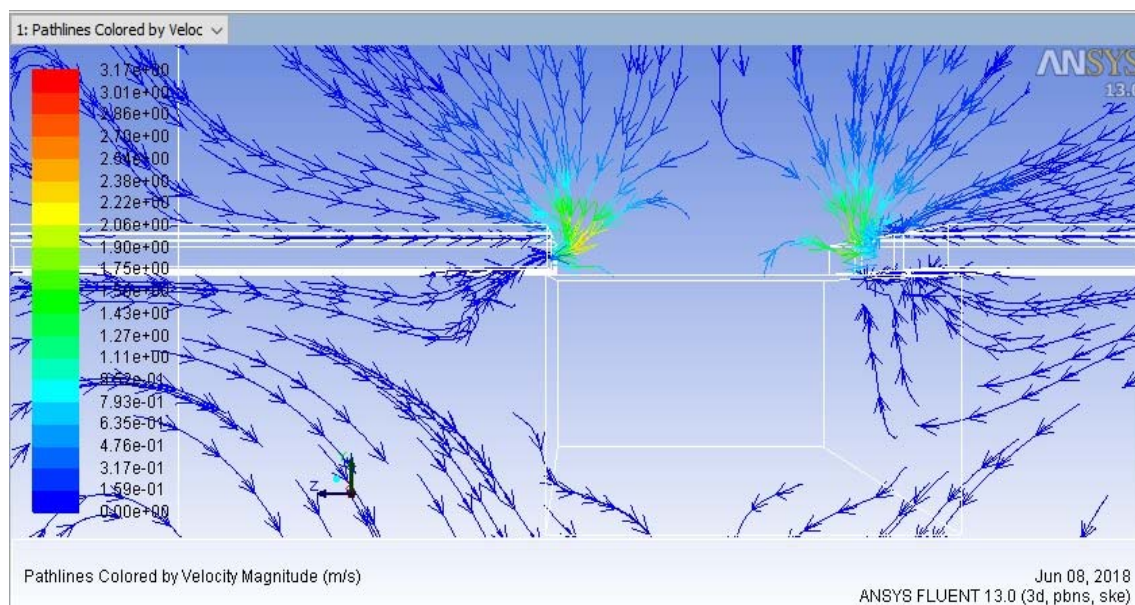
При решението са използвани стандартните константи в модула Fluent:

$$C_\mu=0.09 \quad C_{\epsilon 1}=1.44 \quad C_{\epsilon 2}=1.92 \quad \sigma_k=1 \quad \sigma_\epsilon=1.3$$

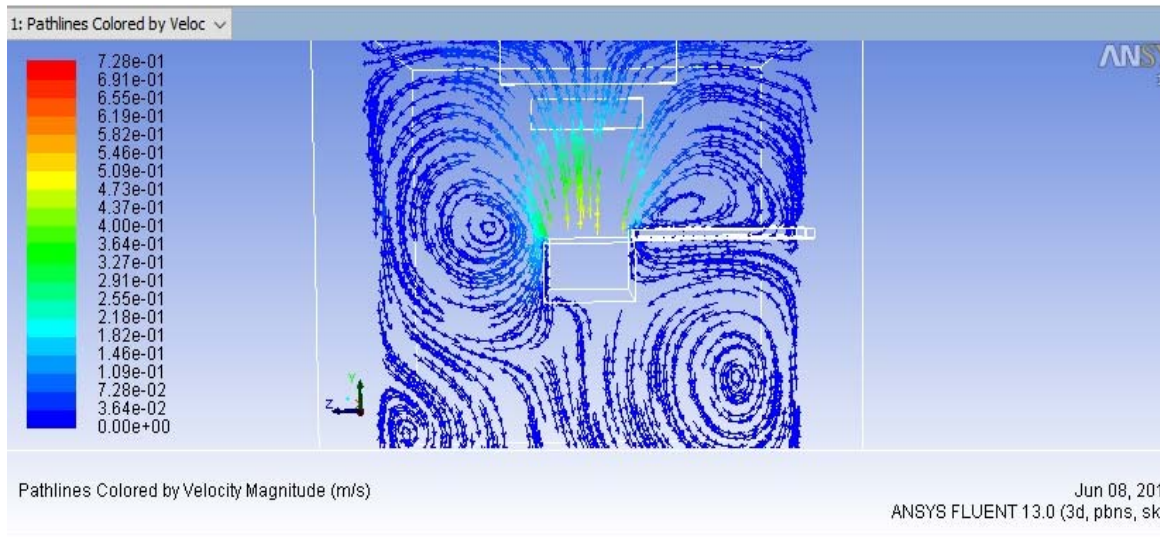
Резултатите за скоростните линии на трите разгледани варианта са дадени на фиг. 2, фиг. 3 и фиг. 4.



Фиг. 2 - Скоростни линии при евакуиране на замърсена струя от вана с едностранно разположени бордови смукатели



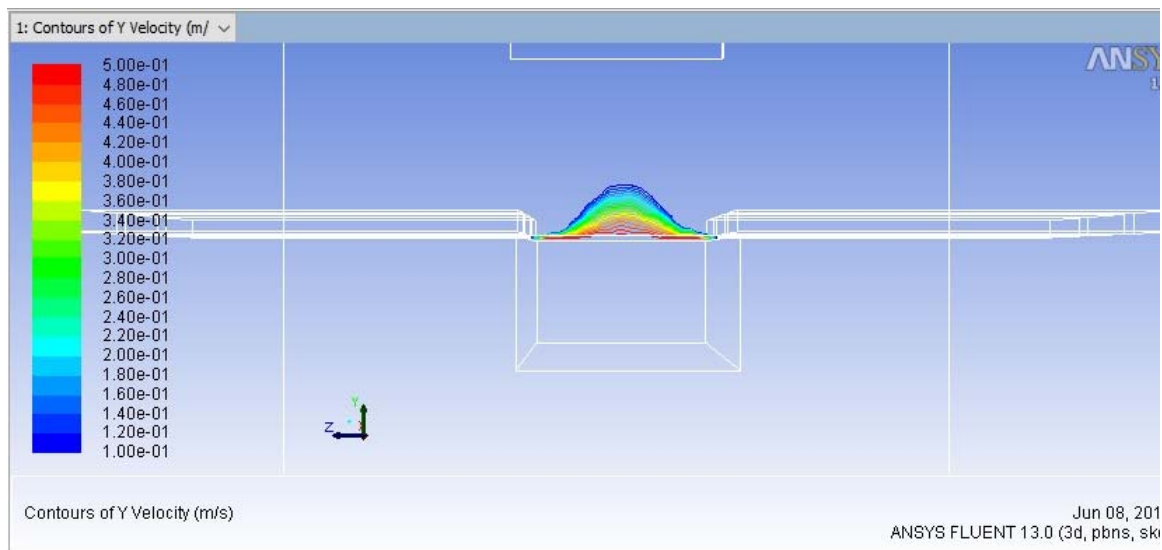
Фиг. 3 - Скоростни линии при евакуиране на замърсена струя от вана с двустранно разположени бордови смукатели



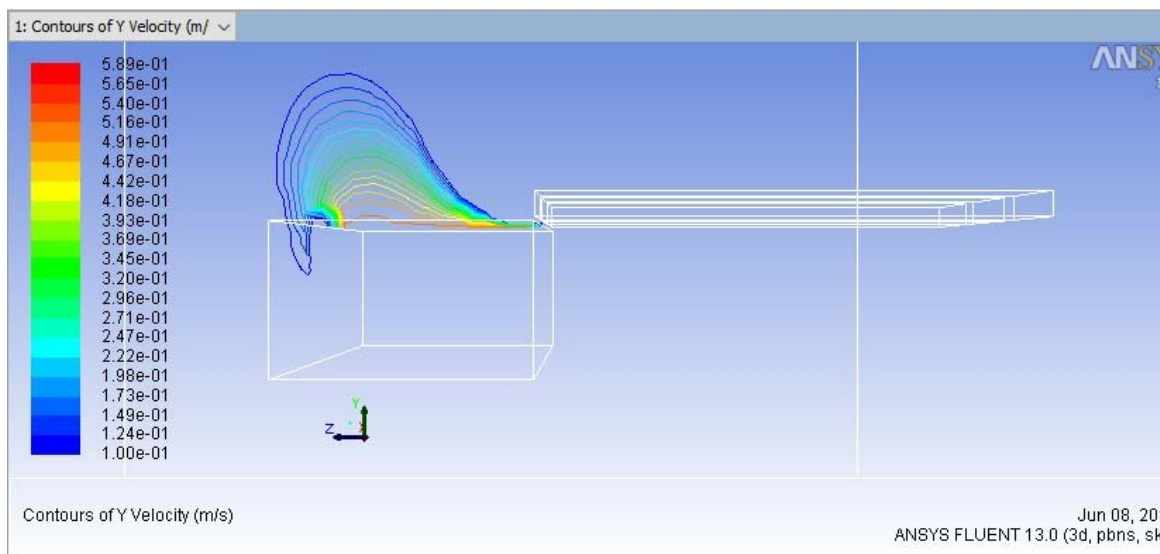
Фиг. 4 - Скоростни линии при евакуиране на замърсена струя от вана с неработеща мес смукателна вентилация

От предложените варианти за евакуиране на вредности от повърхността на дадена вана се вижда много по-доброто отвеждане, което се получава при двустранно разположени бордови смукатели. Цялостната картина показва и местата, на които се получават циркуляционни зони.

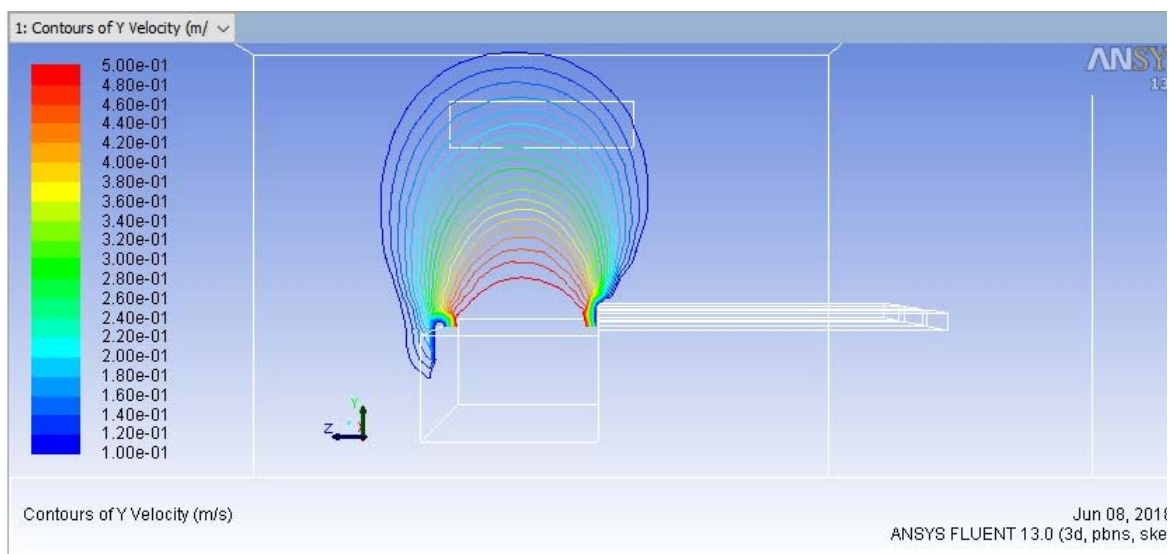
Разгледани са и контурите на скоростната компонента по вертикала за трите предложени варианта на евакуиране на замърсената струя. Те са показани на фиг. 5 – фиг. 7.



Фиг. 5 - Контури на скоростната компонента по вертикала при вариант с двустранно разположени бордови смукатели



Фиг. 6 - Контури на скоростната компонента по вертикала при вариант с едностранно разположени бордови смукатели



Фиг. 7 - Контури на скоростната компонента по вертикала при вариант с неработеща местна смукателна вентилация

След направени сечения по височина на разпространение на струята е установено, че при използване на двустранно разположени бордови смукатели замърсената струя се издига до 0,28m, в случай на едностранно разположени смукатели достига височина от 0,51m, а при неработеща местна вентилация издигането на замърсената струя е до тавана на помещението. Като извод може да се каже, че при еднакви условия за предпочитане е двустранно разположение на бордовите смукатели за по-пълно улавяне на замърсената струя и съответно с по-ниски експлоатационни разходи.

Заклучение

В работата е направено числено решение на евакуирането на вредности с помощта на бордови смукатели. Построен е геометричен модел на поставената задача. Дадени са

началните и гранични условия, като за решаване на така формулираната задача е приложен стандартен k-ε модел на турбулентност. Направено е сравнение между едностранно разположени бордови смукатели, двустранно разположени такива, както и вариант с неработеща местна смукателна вентилация.

Литература:

1. Ansys Fluent 12.0 User's guide, 2009
2. Wilcox D. Turbulence modeling for CFD, 2006
3. Антонов И.С., Приложна механика на флуидите, София 2009 г

маг. инж. Иван Днев, реовен докторант, Технически университет – София, катедра „ХАД и ХМ“, e-mail: ivan_dnev.eng@abv.bg

Изграждане и тестване на експериментален модул за контрол на фини прахови частици

Цветелина Петрова, Илияна Найденова, Огнян Сандов, Росица Величкова, Искра Симова

Резюме

Настоящата статия представя извършената работа по изграждането на експериментален модул за контрол на емисии от фини прахови частици. Представени са отделните фази по изграждането на модула, заедно с резултати от предварителни тестови измервания, проведени при различни условия. Тестовите експерименти са насочени към измерване на ФПЧ₁₀ и ФПЧ_{2,5} в атмосферния въздух без и при наличие на горивен процес в експерименталната лаборатория на Колежа по енергетика и електроника към Технически университет – София.

Ключови думи: *фини прахови частици, контрол на емисии*

Constructing and testing of experimental module for particulate matter emission control

Tsvetelina Petrova, Iliyana Naydenova, Ognyan Sandov, Rositsa Velichkova, Iskra Simova

Abstract

This paper aims to present the work performed for constructing an experimental module for emission control of particulate matter. The different phases that were accomplished during the module's construction are presented herein, together with the preliminary results of the test measurements, carried out at different conditions. The test experiments were focused on the PM₁₀ and PM_{2.5} measuring in indoor air in case of absence and in case of occurrence of combustion process in the experimental laboratory at the College of Energy and Electronics, Technical University of Sofia.

Keywords: *particulate matter, emission control*

Introduction

The current status of the environment pollution and the population health care requires increased control about the compliance of both the outdoor air quality and the indoor air quality with the relevant standards. Due to the huge variety of the pollution sources and their origin a special attention is paid to the levels of particulate matter (PM) in atmospheric air, especially these with diameters 10 µm and 2,5 µm (PM₁₀ и PM_{2,5}). They have adverse effect on the respiratory and cardiovascular system. When PMs are present in the atmospheric air, they enter into the respiratory system, deposit into the lungs, and damage their tissues, thus increasing asthma attacks and allergies [1, 2]. In some regions in Bulgaria the levels of PM₁₀ и PM_{2,5} often exceed prescribed limit values, especially in the winter period. According the National State of the Environment Report in Bulgaria, the main PMs source is the domestic heating. The sector emits 52% of the PM₁₀ and 80% of the PM_{2,5} in the atmospheric air [3].

Bulgaria, as a member of the European Union has transposed the European legislation that aims limiting and decreasing of levels of PM₁₀ and PM_{2,5} [4, 5]. According to [4] an average daily norm for PM₁₀ is 50 µg/m³ (this norm should not be exceeded more than 35 times within one calendar year). At the same time, the average annual norm for PM₁₀ is 40 µg/m³, and for PM_{2,5} is 25 µg/m³.

The particulate matter emission control is performed by different methods used for its quantitative determination in an unit air volume. The methods for PM measuring can be divided into two main types:

- a) Optical methods;
- b) Filter-based methods.

Quantitative determination of the PMs can be done by its direct measurement (a) or indirectly/ by weight - using retaining PMs filters (b) [6].

Tecora [7], offers apparatus, based on the second approach for PM measuring, which are widely used in every day practice. This type of device is Multistage Impactor which collects PMs of different size with the use of a flat quartz filter. The offered filters are suitable for collecting fractions of particles with different size: above/up to 10 μm ; below 2.5 μm , between 2.5 and 10 μm , between 4 and 10 μm , below 4 μm . Other producers, like Dekati [8] for example, offer particle size distribution measurement. The installation is equipped with 13-staged cascade with filters for collecting particles with size between 30 nm and 10 μm .

The apparatus based on the optical principle (optical light-scattering), Palas [9] for example, allow direct determination of PMs with size 0.2 and 100 μm . The device provides the opportunity for choosing between four measurement ranges depending on the size of the particles. GRIMM Aerosol [10] developed installation, which works on the optical principle. It measures the PMs and gives information about their size distribution over 30 ranges.

This paper presents the work done on constructing an experimental module for measuring the concentration of PM_{10} and $\text{PM}_{2.5}$ [$\mu\text{g}/\text{m}^3$] in atmospheric air and in indoor air. The experimental set up for controlling PMs is based on the optical method [11]. Currently, the device can be used for PM pollution control measurements in outdoor and indoor air preferably for educational purposes. The obtained results should serve to identify the operational parameters that have to be met in future development of the module in order to meet the requirements for accuracy, uncertainty and reproducibility of the measurement according to the relevant legislative frame.

Building of the experimental module about emission control of PM_{10} and $\text{PM}_{2.5}$

The process of construction of the PM control module was accomplished through the steps shown on the Figure 1. Based on the literature review and the limitations of the available funding, a self-assembling kit was chosen. This device is dedicated for measuring of the PM_{10} and $\text{PM}_{2.5}$, i.e. the particles which emissions are monitored by the European and the national legislation.

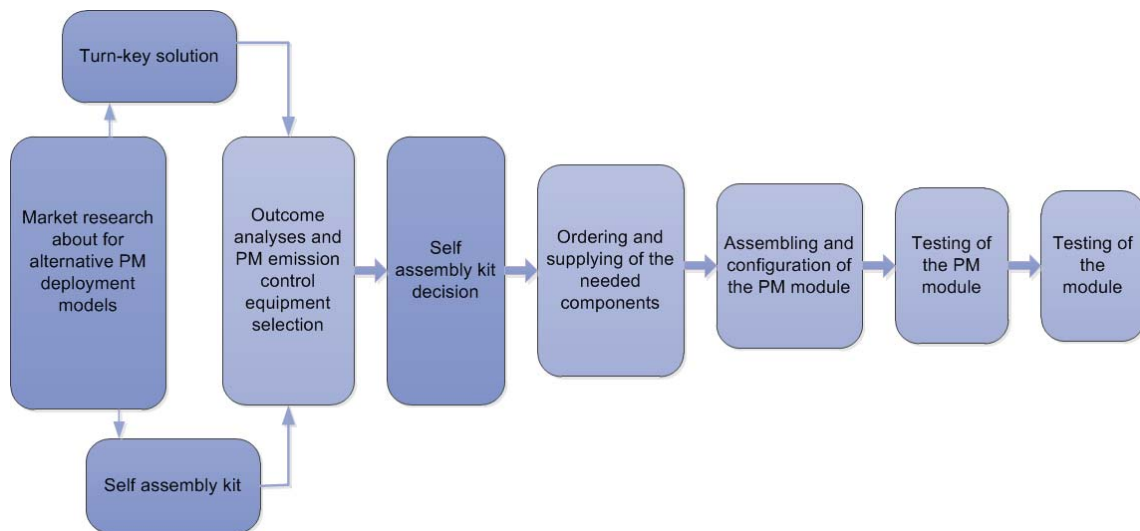


Figure 1. The stages of module construction

The main components of the module are: dust sensor for PM_{2.5} and PM₁₀, sensor for temperature and humidity, CPU/WLAN microcontroller, AC adapter and protective hull. The PMs sensor measures the quantity of PMs in $\mu\text{g}/\text{m}^3$. The purpose of the microcontroller is to connect the measuring devices with a web browser. In this way, a remote access was provided to the measurement data via computer and/or smartphone.

The chosen PM laser sensor SDS011 [12] has the following main characteristics: corresponding time 1s, measuring range 0,0-999,9 $\mu\text{g}/\text{m}^3$, working temperatures – up to 50 °C, humidity range of work environment up to 70%. According to a study, carried out in Germany [11], the data obtained from such type of sensors is considered authentic and reliable enough from scientific application. A research work of K. Genikomsakis at al. [13], proved the high precision of the data that are obtained with sensors SDS011. In the Netherlands, an independent study was conducted by Wesseling at al. [14] with the same type of sensors. In this work, the data received from 150 sensors SDS011 are compared with the data from officially proven monitoring stations for PM measuring and control. The result of this study showed that the data from the different type of measuring systems are comparable with slight correlation. Such sensors are also used for PMs control in Belgium [15, 16].

Received test results

The test measurements are done at laboratory conditions. The sensor is intended mainly for PM measuring in atmospheric air and its measuring range is limited. Therefore, the operating range of the constructed module determined the amount of fuel burnt out in each experiment in order to achieve the appropriate conditions and reliable results.

The constructed experimental module is shown on Figure 2, while Figure 3 visualizes the results of the experimentally measured parameters.

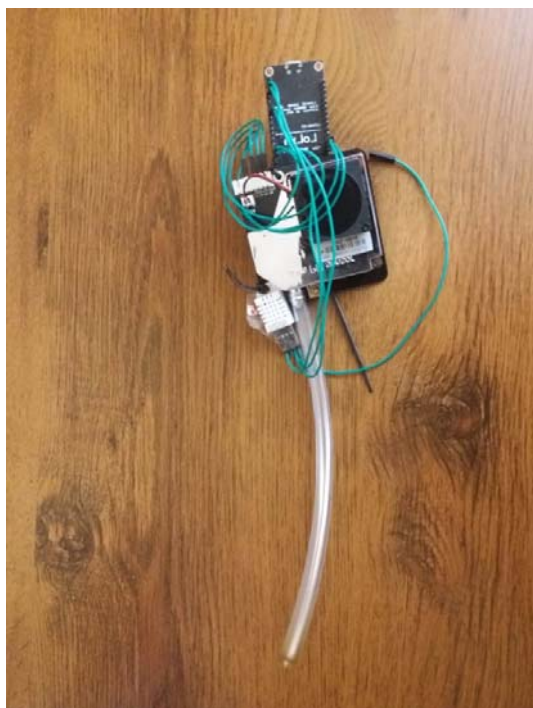


Figure 2. The experimental module for PMs measuring



Figure 3. The visualization of the measurements

First of all, the module was tested and tuned to reach its working capacity. After that, a set of test experiments were conducted at laboratory conditions, namely at the Laboratory of Combustion

Technique and Technologies (LCTT), situated at the College of Energy and Electronics (CEE) of the Technical University of Sofia (TU-Sofia). The tests were carried out during the summer period at the following conditions:

- a) The concentration of PM_{10} and $PM_{2.5}$ ($\mu\text{g}/\text{m}^3$) was experimentally measured in indoor air during rainy day at temperature of 22°C , relative humidity of 65% and atmospheric pressure of 94 400 Pa;
- b) The concentration of PM_{10} and $PM_{2.5}$ ($\mu\text{g}/\text{m}^3$) was experimentally measured in indoor air during sunny day at temperature of 25°C , humidity of 50% and atmospheric pressure of 94 100 Pa;

These test experiments were carried out in the indoor air of the LCTT in the absence of combustion process. The results disclosed in graphical mode on Figures 4 and 5, show the expected lower $PM_{2.5}$ (Figure 4) and PM_{10} concentration (Figure 5), obtained in the rainy day compared with the data at the sunny day.

- c) The concentration of PM_{10} and $PM_{2.5}$ ($\mu\text{g}/\text{m}^3$) was experimentally measured in the indoor air while at the LCTT two types of biomass derived fuels were burned out: sunflower husk pellets and cherry stones. The test measurements were conducted at temperature of 25°C , humidity of 57% and pressure of 94 100 Pa. The biomass low temperature combustion was conducted in furnace Dentamatic 6000 at well controlled temperature of 550°C ($\pm 10^\circ\text{C}$), atmospheric pressure and residence time of 53 min. The amount of biomass used for each test run was 10 grams. The mean particle size of the fuel was below 1mm.

All type of test experiments described above were conducted in the middle of the LCTT laboratory, not in the flue gases.

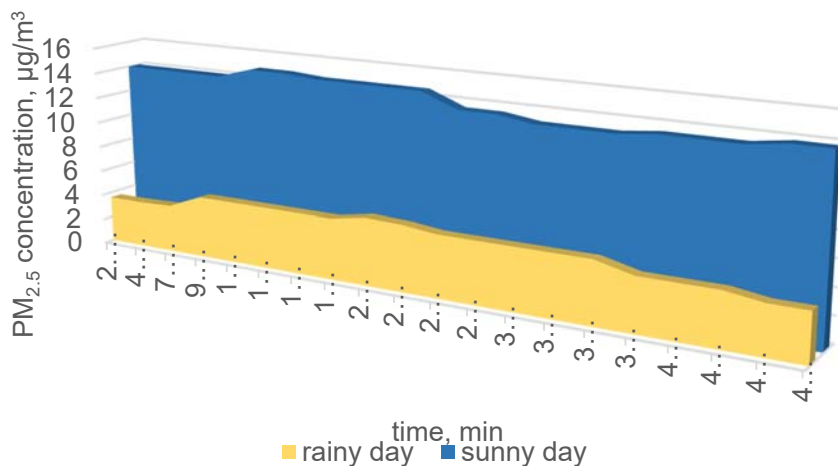


Figure 4. Time history of the experimentally measured $PM_{2.5}$ concentration in indoor air during rainy and sunny days

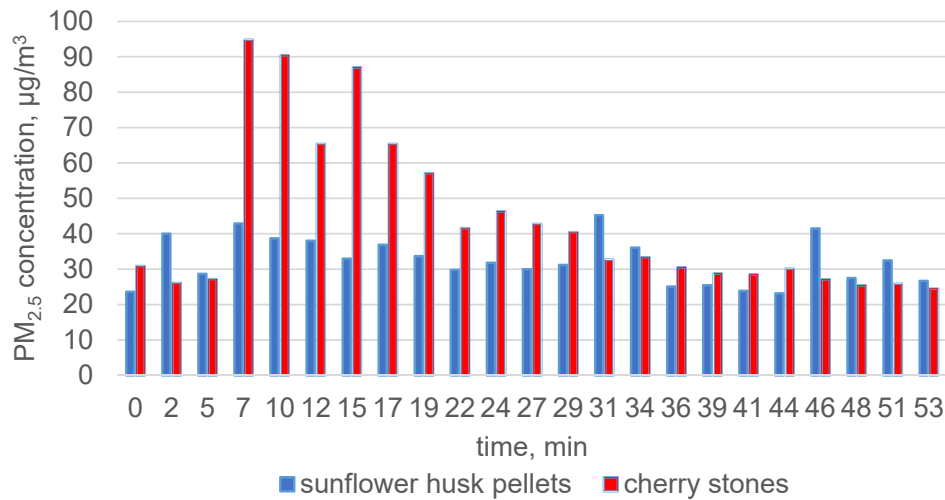


Figure 7. Experimentally measured PM_{2.5} concentrations during the combustion of sunflower husk pellets and cherry stones

The PM₁₀ time-history in the same experiment follows similar behavior. As in the previous graph, during the char combustion (second half of the test periods), the levels of the PM₁₀ emissions are similar for the both type of biomasses.

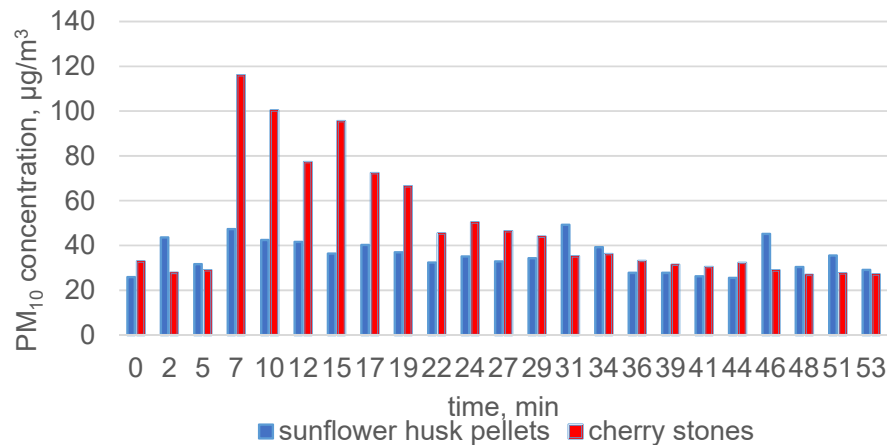


Figure 8. Experimentally measured PM₁₀ concentration during the combustion of sunflower husk pellets and cherry stones

Conclusions

In the frame of the current project, an experimental module was constructed and tested for measuring the concentrations of PM₁₀ and PM_{2.5} in indoor air. The major advantages and disadvantages of the experimental module can be briefly summarized as follows:

Advantages:

- The experimental module allows measuring particulate matter with mean diameter of 2.5 µm and 10 µm. Thus, the Laboratory of Combustion Technique and Technologies at the College of Energy and Electronics, TU-Sofia was provided a new experimental set up offering the opportunity for conducting different experiments with educational and research purposes.
- The constructed module obeys small size which makes it suitable for performing experiments at laboratory and field conditions;

- The operating and data acquisition procedures are user-friendly which is important when using it for educational purposes.

Disadvantages:

- The module allows PM measuring in limited concentration range;
- The implemented measuring method is based on optical sensors, which might be a problem in module's calibration and results' accuracy, especially after long-term operation.

Future work

In order to achieve analytical accuracy of the experimentally measured results, the module should be further tested and calibrated which would make it suitable for scientific application. Therefore, further development of the applicability aspects of the experimental module envisages its calibration and the performance of series of test experiments in wide range of operating conditions.

In addition, the data acquisition and data storage needs to be improved, which would provide the option for managing wide range of experimental data and its analyses.

Based on the conducted experiments and the analyses of the obtained results, the following activities are planned:

- extend of the investigated conditions – the PMs measurements will be done at different temperatures and different types of biomass. This will give more information about quantity of PMs (formation);
- the processes of collection and treatment of the data have to be improve – via sending the data onto server and its further collection in suitable form for processing;

References

1. <http://eea.government.bg/bg/output/daily/pollutants2012/pm.html>
2. J. Thongplang, Particulate Matters: why monitor PM10 and PM2.5?, 7 August 2017, <https://www.aeroqual.com/particulate-matters-why-monitor-pm10-and-pm2-5>
3. The National State of the Environment Report in the Republic of Bulgaria, Emissions of harmful substances and quality of the atmospheric air, <http://eea.government.bg/en/output/soe-report/index.html>
4. Regulation №12 of MOEW and MH to към LCAA (DV, №58/2010г.): http://eea.government.bg/bg/legislation/air/Naredba_12_Normi_KAV.pdf
5. Programme for decreasing of PM10 levels and reaching и the established norms for their content in the atmospheric air in the municipality of Vidin within period 2015-2020 and action plan for 2015-2020, 2015, http://vidin.bg/wp-content/uploads/2016/06/Vidin_KAV_12.04.2016.pdf
6. <https://www.ecology-and-infrastructure.bg/bg/izmervane-koncentraciyata-na-prah-vav-vazduha/2/310/>
7. <http://www.tecora.com/en/emission/1176-mssi.html>
8. <https://www.dekati.com/products/Fine%20Particle%20Measurement/DLPI>
9. <https://www.palas.de/en/>
10. <http://www.grimm-aerosol.com/index.php>
11. <https://airbg.info/>
12. Nova Fitness Co.,Ltd, 09.10.2015, <http://aqicn.org/sensor/sds011/>
13. Genikomsakis K. N., N. Galatoulas, P. Dallas, L. M. C. Ibarra, D. Margaritis, C. Ioakimidis, Development and On-Field Testing of Low-Cost Portable System for Monitoring PM2.5 Concentrations, 1. 04. 2018, Sensors, ISSN 1424-8220, <http://www.mdpi.com/journal/sensors>
14. Wesseling J., D. Drukker, P. Zandveld, L. Gast, S. Ratingen, Air Quality measurement during New Year's Eve 2017/2018, National Institute for Public Health and the Environment, The Netherlands, 03.02.2018, https://www.samenmetenaanluchtkwaliteit.nl/sites/default/files/2018-02/Fireworks_2017_2018_TTN030218_220dpi.pptx.pdf
15. <https://influencair.be/map-brussels/>
16. <http://leuvenair.be/en/map/>

Acknowledgement

The presented results of this research were mainly funded through the Internal Competition of Technical University of Sofia - 2018 for the scientific project "Perspective leaders", Contract №181ПР0014-10.

The author Iliyana Naydenova was supported by COST Action CM 1404, Chemistry of Smart Energy Carriers and Technologies (SMARTCATS), 06/03/2015-05/03/2019 and Contract ДКОСТ01/13 (16.08.2016-15.08.2018) for national co-funding, provided by the National Science Fund, Ministry of Education and Science of Bulgaria.

The authors express their gratitude to Zahari Filipov Ketipov for his technical support.

Assist. Prof. Tsvetelina Petrova, PhD, College of Energy and Electronics at Technical University of Sofia, department of „Energy and Mechanical Engineering”, tel. 02/965 2051, e-mail: tzvetelina.petrova@tu-sofia.bg;

Assoc. Prof. Iliyana Naydenova, PhD, College of Energy and Electronics at Technical University of Sofia, department of „Energy and Mechanical Engineering”, tel. 02/965 3643, e-mail: inaydenova@tu-sofia.bg

PhD student Ognyan Sandov, MSc, College of Energy and Electronics at Technical University of Sofia, department of „Energy and Mechanical Engineering”, tel. 02/965 3643, e-mail: o.sandov@tu-sofia.bg

Assoc. Prof. Rositsa Velichkova, PhD, Technical University of Sofia, department of “Hydroaerodynamics and hydraulic machines”, tel. +359895586069, e-mail: rvelichkova@tu-sofia.bg

Assist. Prof. Iskra Simova, MSc, Technical University of Sofia, department of “Hydroaerodynamics and hydraulic machines”, tel. 02/ 965 3305, e-mail: isimova@tu-sofia.bg

Пресмятане разпространението на вредности във вътрешна среда с подход за пасивен скалар

Георги Пичуров, Детелин Марков

Резюме Публикацията представя числени резултати от разпространението на ФПЧ2.5 (фини прахови частици с диаметър над 2.5 μm) около реалистичен модел на топлинен манекен в помещение с естествена вентилация. Риска от вдишване на изследваните вредности е оценен чрез интегриране на конвективния поток през стените на виртуална паралелепипеден обем, ограждащ тялото на манекена. В работата са представени някои подробности относно създаването на виртуален обем и неговата дискретизация в програмния пакет Gambit.

Ключови думи: Пасивен скалар, Изчислителна механика на флуидите

Pollutant distribution calculations indoors with the passive scalar approach

George Pichurov, Detelin Markov

Abstract: The paper presents pollutants (PM2.5) distribution calculations around a realistic thermal mannequin in a naturally ventilated room. The risk of inhaling the investigated pollutants has been quantified by integration of pollutants flux over the surfaces of a virtual box, surrounding the mannequin. The paper also focuses on the peculiarities of creating and meshing a virtual geometry in Gambit mesh generator

Keywords: Passive scalar, CFD

1 INTRODUCTION

To quantify the indoor pollutant inhalation risk of a human subject a virtual box approach was used, where the risk target is surrounded by a virtual box and the pollutants mass flux flowing into the box is evaluated. Although it is possible to construct the box in the post-processing level to quantify the influx, it is more robust when the box is created at the pre-processing level, i.e. during geometry creation. The study can be conducted under steady state conditions or in a pulse mode, where the pollutant is injected in a pulse for few seconds. This paper presents the steady-state approach.

For predicting the mean effect of turbulence the realizable version of the k- ϵ model with enhanced wall treatment was used. The enhanced wall treatment takes care of the wall effects by switching to low-Reynolds number model when the dimensionless wall distance y^+ becomes lower than 5. For modeling of the thermal effects on the flow the Boussinesq approach was used. The fluid is treated as incompressible, but temperature impact on the gas density taken into account in the Z-momentum equation which incorporates a source term proportional to a temperature difference and the gas thermal expansion coefficient. The Boussinesq approach is acceptable when temperature difference between inlet and outlet are much lower in magnitude compared to the absolute temperature. In the simulated case this difference was less than 1.5°C and therefore lower than 1% of absolute temperature.

As fluid is incompressible (with respect to pressure) the SIMPLE pressure-velocity coupling was employed. Momentum variables were discretized with a second-order upwind scheme and scalar variables with a first-order. The first-order is more conservative and suppresses solution oscillations beyond the physical limits of the variable.

For modeling pollutant distribution in the room the passive-scalar model is used, which neglects the impact of the pollutant on the flow field. This model is suitable for low pollutant concentrations, as is the case here. It is important to disable the diffusion of pollutant through the inlet if one is to validate the mass balance via outlet values. Pollutant distribution in the investigated space was calculated after the flow field (velocity and pressure) has been converged.

2 GEOMETRY AND BOUNDARY CONDITIONS

A 3D view of the simulated room is presented on Figure 1. Fresh air enters through a fully open window (on the left wall) and exits through a slot below the closed door (on the right wall).

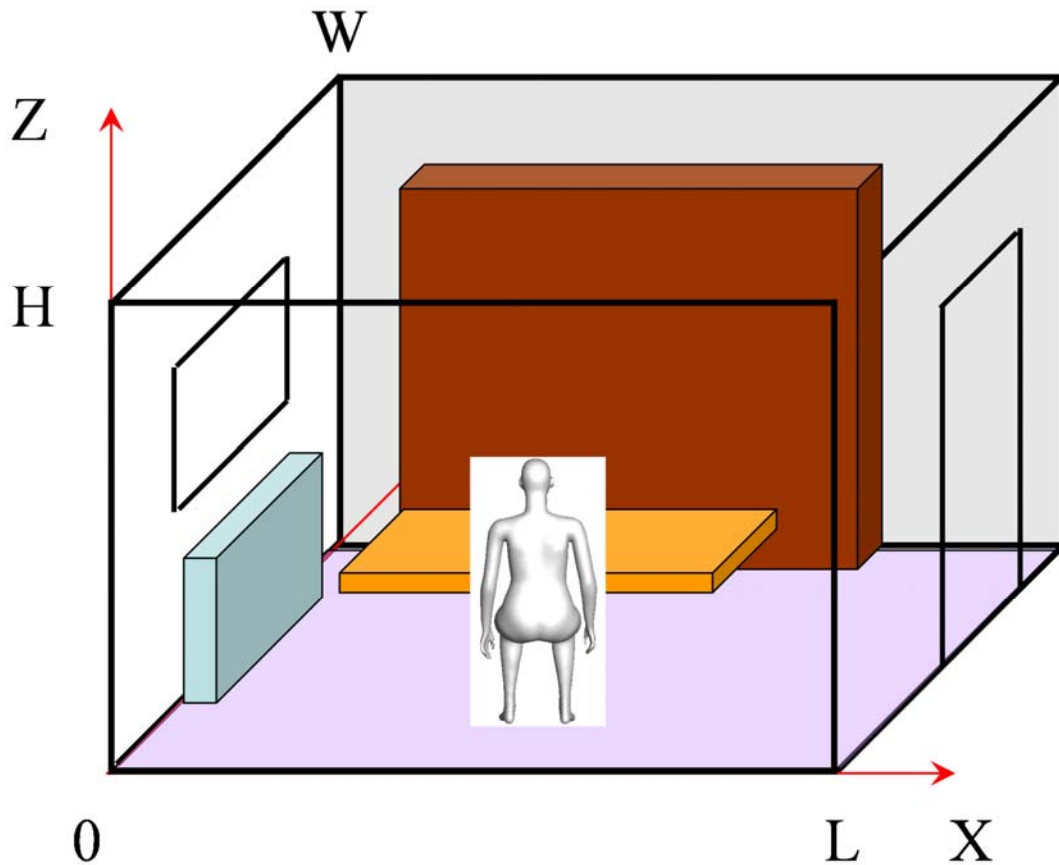


Figure 1 Simulated geometry of room with a thermal mannequin.

There is a heater just below the window and a table behind which the mannequin reclines in a sitting position. The mannequin model is created through a topographic scanning of a real mannequin body 0 and has been successfully imported into a numerical simulation for example in 0. The mannequin has been scanned into in a stereolithographic format and then converted by the authors to three-dimensional primitives in an ACIS format before being imported into the Gambit 0 mesh generator. The mannequin together with the location of the virtual box around the head of the occupant (head box) and its dimensions are shown on Figure 2. The second virtual box is constructed around the body of the occupant (body dox). Within Gambit the virtual boxes were constructed in a tedious and laborious way due to the necessity to slice the mannequin body.

Outdoor air passes through the window with a velocity of 0.01m/s equivalent to a flow rate of 0.0112m³/s. The domain had two outlets: one slot below the door and the occupant’s nostrils. The

door slot was extruded 1m further out of the domain to ensure fully developed flow. The door slot outlet pressure was fixed to zero, while the occupant's nostrils were assigned target mass flow rate of $0.12e-3$ kg/s. In this way the flow was split between the occupant and the door in a ratio of 1:100. Hence mass and scalar flow rates in the vicinity of person are two orders of magnitude lower than at the exhaust. Because of this, a small error in mass balance of say 0.5% may lead to somewhat big discrepancy in the scalar balance over the boxes around the body, especially when dealing with the body box.

The boundary conditions used for pollutant was zero value on inlets and zero diffusive flux (i.e. zero gradient) on outlets. In addition the inlet diffusion was also disabled. The diffusion coefficient of the pollutant was hard-linked to the turbulent momentum diffusion by a turbulent Prandtl number of 0.9. Five diffuse pollutant sources were simultaneously simulated. Three of the pollutant sources were located over the desk and two were located over the shelf. Source locations were assigned via a user-defined function (UDF), which scanned the numerical grid to find the cell closest to the pre-defined source location. Those cells were assigned pollutant source with a strength of $1.E-09$ kg/s.

The thermal boundary conditions for body surface was $70W/m^2$, the total output from heater was $320W$, which was split between front and top surfaces of the heater. The inflow air temperature through the window was $296K$. All walls (incl. floor and ceiling) were adiabatic except for the external wall, which had heat loss of $100 W/m^2$.

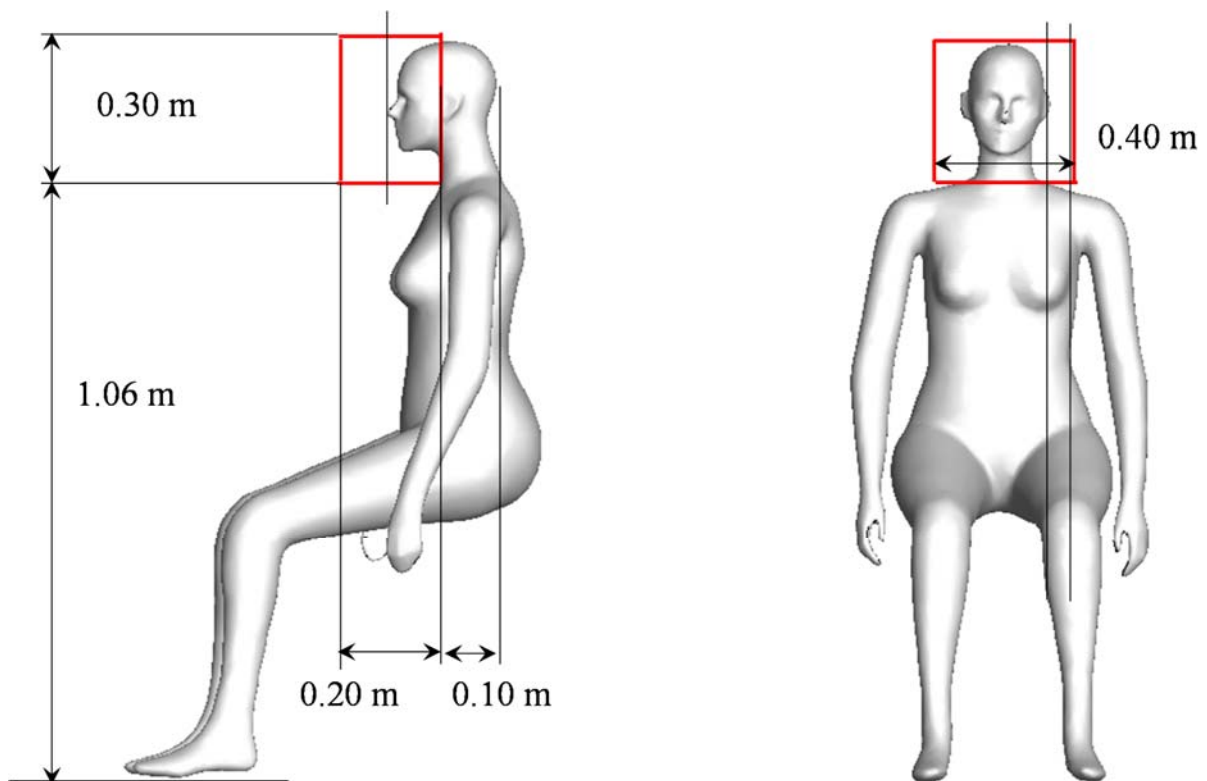


Figure 2 Digitalized mannequin and the virtual box dimensions

3 RESULTS AND DISCUSSION

The flow field was dominated by the flow from heated surfaces and not so much from the low-momentum flow through the window. Figure 3 shows the velocity vectors in a plane coinciding with the occupant's vertical plane of symmetry. Similar is the convective plume around the heater. Figure 4 shows the distribution of the pollutant in the same plane shown on Figure 3 which is emitted by the

source located on the desk just in front of the mannequin. In the absence of strong flows near the pollutant source the pollutant is spread by turbulent diffusion.

Figure 5 shows the pollutant distribution over the virtual box surfaces surrounding the mannequin head. The integral mass balance over the box surface is a measure of inhalation risk and has been calculated for each of the five pollutant sources. The figure presents the distribution of the pollutant emitted from the source located on the desk to the right of the occupat's. Figure 6 presents the distribution of the pollutant emitted from the source located on the desk just in front of the occupant over the surfaces of the virtual body box. The larger dimensions of the box introduce bigger uncertainty in results due to the inability to accurately calculate the integral fluxes from a numerical mesh and mainly due to the software inability to include the diffusive flux in the calculations.

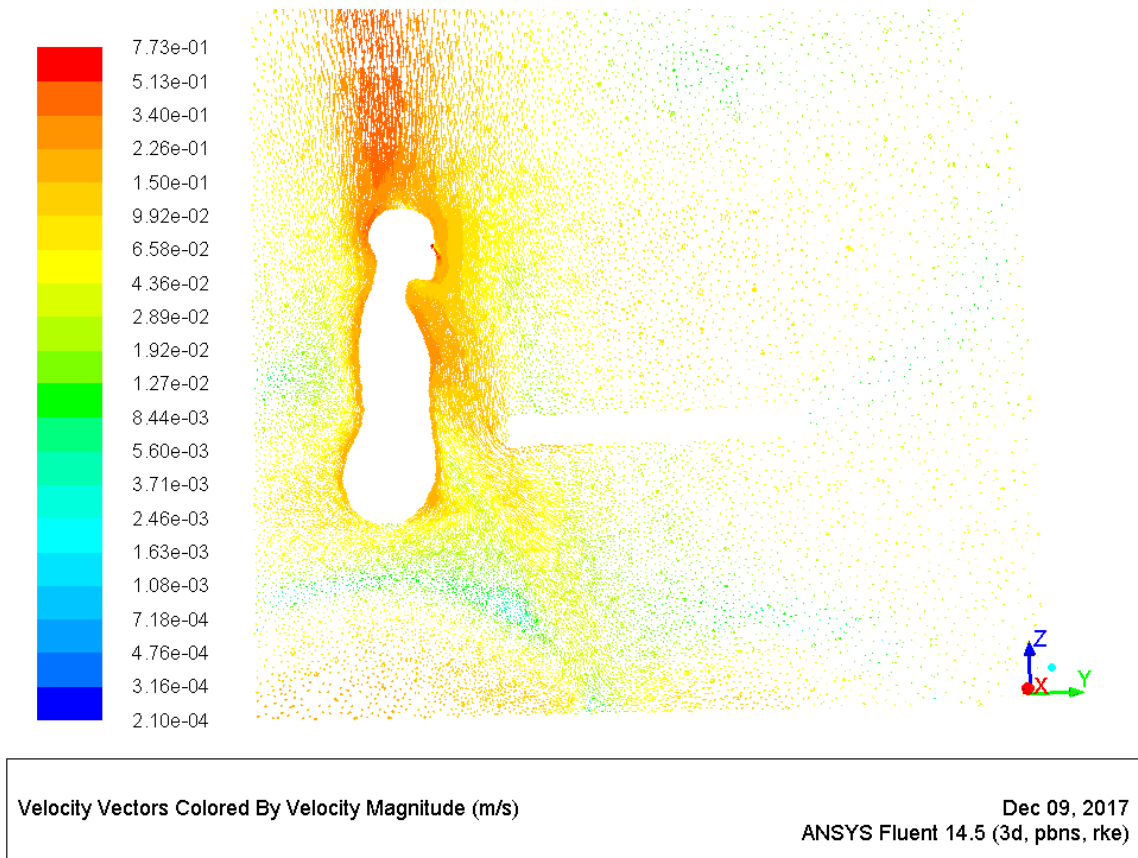


Figure 3 Velocity vectors in a mid-plane through the mannequin

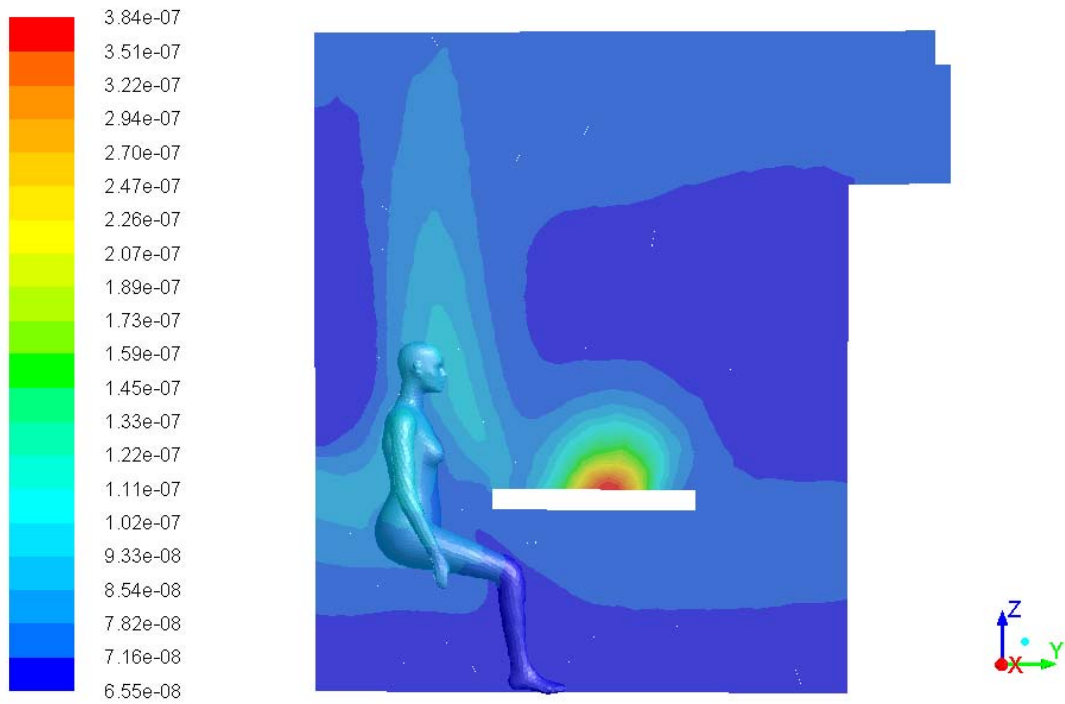


Figure 4 Pollutant mass fraction distribution [kg/kg] in the vertical plane of symmetry of the mannequin

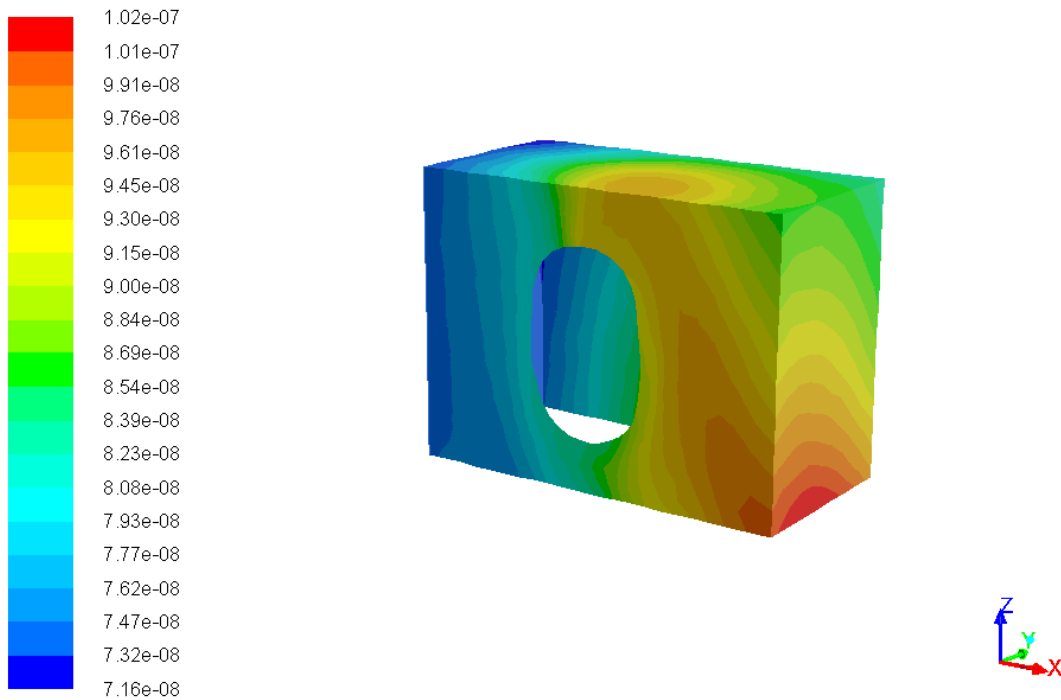


Figure 5 Pollutant mass fraction [kg/kg] distribution over the virtual head-box

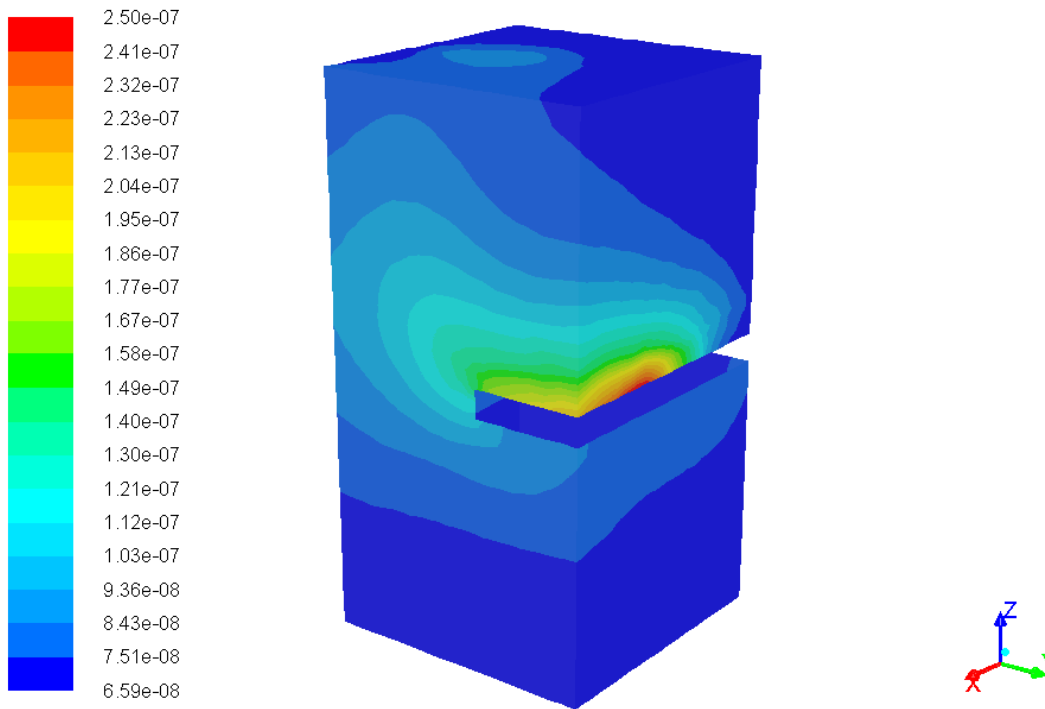


Figure 6 Pollutant mass fraction [kg/kg] distribution over the surface of the virtual body box [kg/kg]

Table 1 presents summary of some integral characteristics calculated for the five contaminants, with dimensionless quantities obtained by dividing the corresponding flow rate by the source strength (1.10^{-9} kg/s). It should be noted that flow rate calculus is based on an integral involving the velocity along an area, i.e. it represents the convective flux of variable through the area, not accounting the diffusive one. Although the door outlet was extruded to provide for zero diffusive flux, any internal surface of the domain, along which integral balance is calculated, will possible be subject to a diffusive flux, which is not accounted for.

Table 1 Pollutant flow rates [kg/s] through the investigated surfaces

	UDS0	UDS1	UDS2	UDS3	UDS4
Headbox surfaces	4.52E-11	3.10E-11	3.97E-11	1.66E-11	1.54E-11
dimensionless headbox	4.52E-02	3.10E-02	3.97E-02	1.66E-02	1.54E-02
Bodybox surfaces	1.75E-10	9.67E-11	5.08E-11	9.30E-11	8.64E-11
dimensionless bodybox	1.75E-01	9.67E-02	5.08E-02	9.30E-02	8.64E-02
Nostrils	1.29E-11	1.24E-11	1.36E-11	1.11E-11	1.03E-11
dimensionless nostrils	1.29E-02	1.24E-02	1.36E-02	1.11E-02	1.03E-02
pollutant mass fraction at nostrils	9.20E-08	8.84E-08	9.73E-08	7.92E-08	7.37E-08

4 CONCLUSION

A virtual box method has been used to evaluate the risk of occupants exposure to pollutant emitted from five diffuse sources using CFD. The results are sensitive due to the relatively small ratio of contaminant inhaled by the occupant compared to the contaminant exhausted from the room. Nevertheless, the method delivers quantitative in addition to qualitative data, that can be used to construct an index of the dimensionless inhalation risk.

LITERATURE

1. Nielsen P. V., Murakami S., Kato S., Topp C., et al., Benchmark Tests for a Computer Simulated Person, ISSN 1395-7953 R0307, Department of Building, Technology and Structural Engineering, Aalborg University, 2003, <http://cfd-benchmarks.com/>
2. Pichurov G., P. Stankov, Integration of thermophysiological body model in CFD, Cent. Eur. J. Eng., 3(3), 2013, 513-521, DOI: 10.2478/s13531-012-0071-8
3. Gambit user and modelling guide, https://www.sharcnet.ca/Software/Gambit/html/users_guide/ug01.htm

доц. д-р инж. Георги Тодоров Пичуров, ТУ-София, +359 89 5586181, george@tu-sofia.bg
доц. д-р инж. Детелин Ганчев Марков, ТУ-София, +359 89 5587105, detmar@tu-sofia.bg

Проверовъчно топлинно пресмятане на маслоохладителите в лагери на хидроагрегати

Георги Пичуров, Детелин Марков, Емануил Георгиев

Резюме: Представено е проверовъчно топлинно пресмятане на охладителната способност на маслоохладителите на лагерите на хидроагрегати във функционираща ВЕЦ. Изчисленията са извършени за съществуващите топлообменници в обема на маслото и за предлаганите нови такива. Използвани са входни данни от измервания на място, както и литературни данни за топлофизичните параметри на маслото и водата. Целта на изследването е да се докаже, че новите топлообменници са с не по-малка охлаждаща способност от съществуващите.

Ключови думи: Маслени охладители, хидроагрегати

Verification of the capacity of the lubrication oil coolers of hydraulic turbines bearings

George Pitchurov, Detelin Markov, Emanuil Georgiev

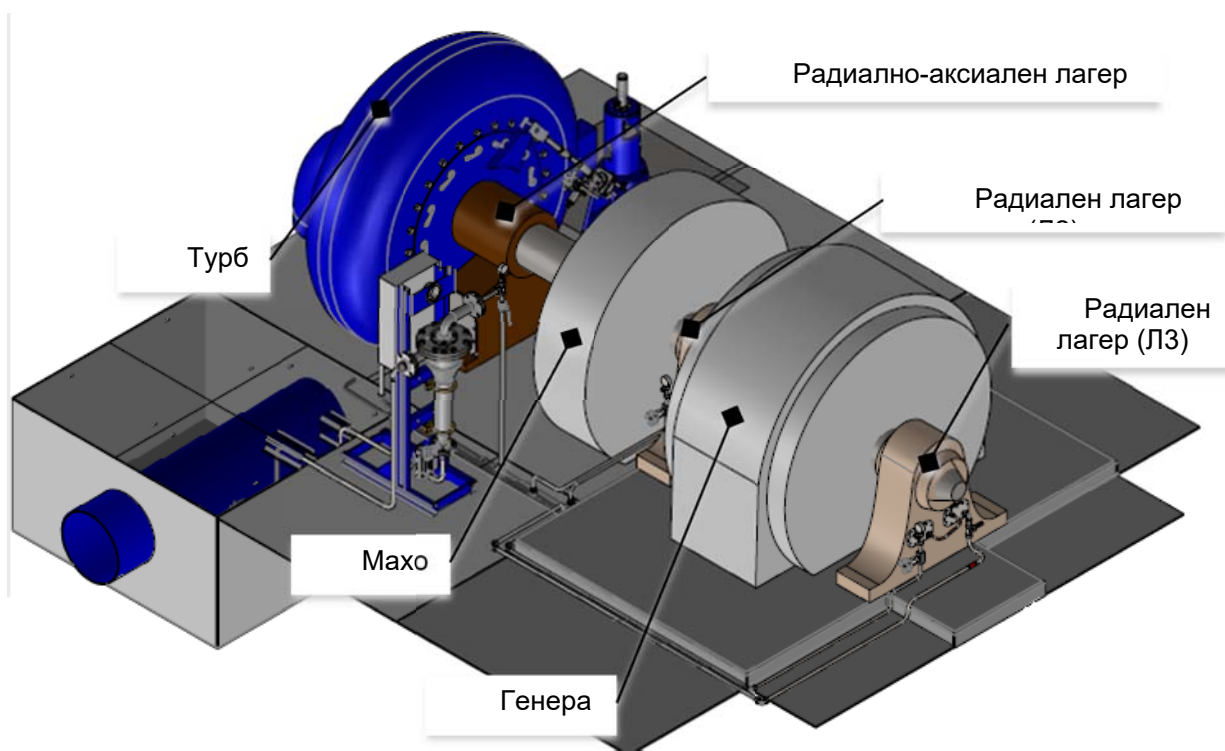
Abstract: The capacity to cool the lubrication oil of hydraulic turbines bearings by submerged water heat exchangers has been verified. Calculations are done for the existing heat exchangers and for the new one. Input data from on-site measurements was used, as well as data for the physical constants. The goal of the study was to prove that the new heat exchangers' efficiency is not less than that of the existing heat exchange

Keywords: Lubricant oil coolers, hydro devices

ВЪВЕДЕНИЕ

Целта на настоящата задача е да бъде пресметната топлообменната способност на новите маслоохладители на хидроагрегатите във функционираща ВЕЦ и да бъде сравнена с топлообменната способност на съществуващите.

Всеки хидроагрегат е съоръжен с водна турбина тип „Францис“ с хоризонтален вал, маховик и генератор, който лагерува към опорите с помощта на три плъзгащи лагера, един радиално-аксиален (Л1) и два радиални (Л2 и Л3), както е показано на фиг. 1. Мазането на лагерите се извършва с турбинно масло ТП 46. Охлаждането на маслото в лагерите се осъществява чрез водомаслени тръбни охладители разположени в картерите на всеки един лагер. Водата преминава през тръбите, а маслото ги облива отвън. Техническите схеми на водоснабдявания на трите агрегата са еднакви, като разликата е само в: размерите на филтрите, диаметрите на тръбите, фитингите и арматурата и размерите и мощността на водомаслените охладители. За всеки хидроагрегат двата радиални лагера, респ. техните маслоохладители, са идентични. Движението на маслото в радиално-аксиалните лагери се осъществява от външна маслена помпа. Охлаждащата вода за всеки хидроагрегат се осигурява от напорния тръбопровод на централата, като дебитът между охладителите на съответния агрегат се разпределя с помощта на иглени кранове.



Фигура 1 Схема на хидроагрегат

ВХОДНИ ДАННИ И ТОПЛОФИЗИЧНИ КОНСТАНТИ

Отделеното количество топлина в лагерите на хидроагрегатите зависи от диаметъра и оборотите на вала, хлабината в лагера, натоварването на лагера и вискозитета на маслото. Част от тази топлина се разсейва от корпуса на лагера във въздуха в машинна зала, а друга част се отнема от маслото, което създава масления клин в лагера. Поради липса на точни данни за параметрите, от които зависи генерирането на топлина в лагера, и разсейването ѝ в околната среда, на 4.4.2017 е проведен експеримент, при който е определена топлината, която се отвежда от маслото чрез водата преминаваща през маслоохладителите. Данните от експеримента са представени в Таблица 1.

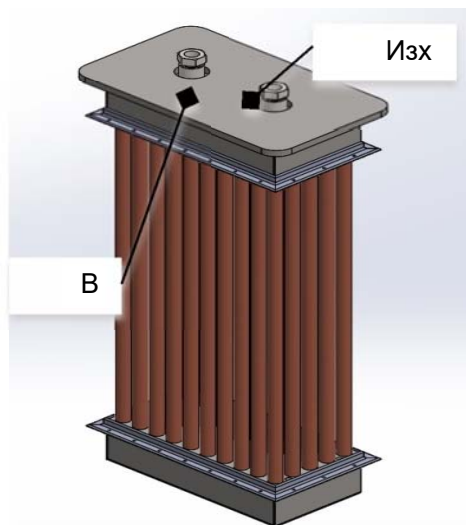
Таблица 1
Отвеждана топлина от маслото

Параметър	Определяне	Разм.	ХГ-1				ХГ-2				ХГ-3			
			Общ	Л1	Л2	Л3	Общ	Л1	Л2	Л3	Общ	Л1	Л2	Л3
Дебит	приет	l/min	145	75	35	35	96	50	23	23	96	50	23	23
Налягане на водата	измерено	bar	14				14				14			
Температура														
Лагер	измерена	°C		42	50	50		43	54	54		43	54	54
Масло (в картера)	измерена	°C			46	46		38	49	49		38	49	49
Вода - вход	измерена	°C		6	6	6		6	6	6		6	6	6
Вода - изход	измерена	°C		11	9	9		13	9	9		13	9	9
Дебит	изчислен	kg/s	2.418	1.251	0.584	0.584	1.601	0.834	0.384	0.384	1.601	0.834	0.384	0.384
Отвеждана топлина	изчислена	kW		24.643	6.602	6.602		23.420	4.339	4.339		23.420	4.339	4.339
Вода														
плътност - вход	отчетен	kg/m ³		1000.58	1000.58	1000.58		1000.58	1000.58	1000.58		1000.58	1000.58	1000.58
енталпия - вход	отчетен	kJ/kg		26.609	26.609	26.609		26.609	26.609	26.609		26.609	26.609	26.609
енталпия - изход	отчетен	kJ/kg		46.312	37.921	37.921		54.697	37.921	37.921		54.697	37.921	37.921

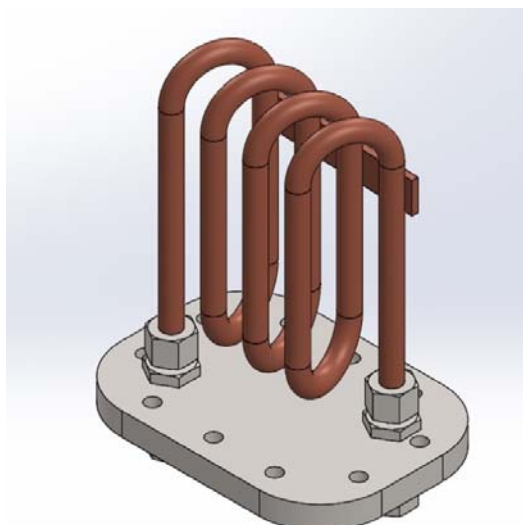
Забележка: Тъй като дебита на охлаждащата вода през маслоохладителя на всеки лагер е приет, по данни на оператора, най-вероятно количеството на отвежданата топлина с водата е завишено.

Всеки лагер разполага със собствен маслоохладител, който за радиално-аксиалния лагер представлява тръбен сноп (**Фигура 2**), а за радиалните лагери – две последователно свързани серпентини (**Фигура 3**). В старата конфигурация тръбният сноп е изработен от стоманени тръби, а серпентинните охладители са изработени от мед. В новата конфигурация материалът на всички тръби, както тръбният сноп, така и серпентините, е мед. Геометричните характеристики на двата нови типа охладителя за трите хидроагрегата са представени в **Таблица 2**. Тръбният сноп е потопен около 5-6 см под нивото на маслото в картера. Снопът е двуходов, като водата преминава през половината редове тръби и постъпва в общ колектор, откъдето се връща през останалите редове. Маслоохладителите на радиалните лагери съдържат два броя серпентинни охладители, монтирани последователно един на друг и потопени на 1-2 см под нивото на маслото в картера.

Топлотехническите характеристики на материала на тръбите са представени в Таблица 3.



Фигура 2 Топлообменник тръбен сноп за маслоохладителя на комбиниран лагер на ХГ-2 и ХГ-3



Фигура 3 Топлообменник серпентина за маслоохладителя на радиален лагер за ХГ-2 и ХГ-3

Таблица 2

Геометрични характеристики на новите маслоохладители

Тръбен сноп				
	Брой тръби	Диаметър	Дължина тръби	Отстояние между осите на тръбите
	Редове x тръби в реда	mm	mm	mm
ХГ-1	6x10	22x1	800	32 x 37
ХГ-2 и ХГ-3	5x10	22x1	750	33.5 x 34
Серпентина				
	Витки	Диаметър	Обща дължина	
	брой	mm	mm	
ХГ-1	5	12x1	2645	
ХГ-2 и ХГ-3	4	12x1	1760	

Таблица 3

Топлотехнически характеристики на материала на старите и новите топлообменници

		Стомана	Мед
Плътност	kg/m ³	7850	8920
Коефициент на топлопроводност	W/(m.K)	52	386
Специфичен топлинен капацитет	J/(kg.K)	502	390
Температуропроводно число	m ² /s	1.3196x10 ⁻⁵	1.1096x10 ⁻⁴

Дебитите и температурите на водата в охладителите на различните агрегати са представени в **Таблица 4**. Работното налягане на водата е 14 bar, а температурата в напорния тръбопровод преди да постъпи в охладителите е 6 °C.

Таблица 4

Параметри на охлаждащата вода

	Дебит [l/min]		Изходяща температура [°C]	
	Лагер 1	Лагер 2 и 3	Лагер 1	Лагер 2 и 3
ХГ1	75	35	11	9
ХГ2 и ХГ3			13	9

3 ПРОВЕРОВЪЧНИ ТОПЛИННИ ПРЕСМЯТАНИЯ

За проверовъчните топлинни пресмятания и анализ на разликите между съществуващите и предлаганите нови, обект на настоящия проект, маслоохладители са използвани уравнението за топлинен баланс на топлообменник, уравнението на топлопреминаването и изрази за определяне на топлинните съпротивления.

Уравнение на топлинния баланс (в температури):

$$\dot{Q} = \dot{m}_w c_{p,w} (t_{w,2} - t_{w,1}) = \dot{m}_o c_{p,o} (t_{o,1} - t_{o,2}) \quad (1)$$

За топлината отвеждана от водата е по удобно да се работи в енталпии, които се определят от таблици на базата на данни за температурата и налягането на водата.

$$\dot{Q} = \dot{m}_w (h_{w,2} - h_{w,1}) = \dot{m}_o c_{p,o} (t_{o,1} - t_{o,2}) \quad (2)$$

Основно уравнение на топлопреминаването за целия топлообменник:

$$\dot{Q} = U \cdot A \cdot \overline{\Delta T} = \frac{\Delta T}{R_{\Sigma}} \quad (3)$$

Сумарното топлинно съпротивление R_{Σ} за случая е дефинирано

$$\frac{\dot{Q}}{\Delta T} = UA = \frac{1}{\sum_{i=1}^3 R_i} = \frac{1}{R_w + R_{\lambda} + R_o} \quad (4)$$

Топлинното съпротивление при конвекция от страната на водата се пресмята чрез:

$$R_w = \frac{1}{\pi L n d_{in} \alpha_w} \quad (5)$$

Топлинно съпротивление при конвекция от страната на маслото се пресмята чрез

$$R_o = \frac{1}{\pi L n d_{out} \alpha_o} \quad (6)$$

Топлинно съпротивление при топлопроводност в материала на тръбата се пресмята чрез

$$R_\lambda = \frac{\ln\left(\frac{d_{out}}{d_{in}}\right)}{2\pi L n \lambda_p} \quad (7)$$

Символите използвани в уравнения 1 – 7 са представени в Таблица 5.

Таблица 5

Параметри участващи в уравненията за топлотехническите пресмятания

Символ	Размерност	Параметър
\dot{Q}	kW	Отведено количество топлина с водата
\dot{m}_w, \dot{m}_o	kg/s	масов дебит на водата и на маслото
$c_{p,w}, c_{p,o}$	kJ/(kg.K)	Специфичен топлинен капацитет при постоянно налягане на водата и на маслото
$t_{w,1}, t_{w,2}$	°C	Температура на водата на входа и на изхода на маслоохладителя
$h_{w,1}, h_{w,2}$	kJ/kg	Енталпия на водата на входа и на изхода на маслоохладителя
$t_{o,1}, t_{o,2}$	°C	Температура на маслото на входа и на изхода на маслоохладителя
U	W/(m ² .K)	Коефициент на топлопреминаване
A	m ²	Топлообменна повърхност на маслоохладителя
$\overline{\Delta T}$	°C	Средна разлика между температурата на маслото и на водата по топлообменната повърхност на маслоохладителя
R_Σ	K/W	Сумарно топлинно съпротивление при преминаване на топлината от маслото към водата
R_w	K/W	Топлинно съпротивление при конвекция от страната на водата
R_o	K/W	Топлинно съпротивление при конвекция от страната на маслото
R_λ	K/W	Топлинно съпротивление при топлопроводност в тръбата
n		Брой успоредни тръби през които преминава водата в обема на маслото
L	m	Дължина на тръбата през която преминава водата в обема на маслото
λ_p	W/(m.K)	Коефициент на топлопроводност на стената на тръбата
d_{in}, d_{out}	m	Вътрешен и външен диаметър на тръбата
α_w, α_o	W/(m ² .K)	Коефициент на топлоотдаване от тръбата към водата и от маслото към тръбата

4 АНАЛИЗ НА РАЗЛИЧИЯТА МЕЖДУ СЪЩЕСТВУВАЩИТЕ И НОВИТЕ МАСЛООХЛАДИТЕЛИ

4.1 Маслоохладители на радиалните лагери (Лагер 2 и Лагер 3)

Различията между съществуващите и новите маслоохладители се заключават в следното:

- **ХГ-1-Лагер 2 и ХГ-1-Лагер 3:** общата дължина на тръбата в съществуващия маслоохладител е 5.16 m, а в новия 5.29 m. Това води до увеличаване на топлообменната повърхност (A) на маслоохладителя и до намаляване на топлинните

съпротивления R_w , R_o , R_λ и R_Σ при запазване на стойностите на коефициентите на топлоотдаване α_w и α_o .

- **ХГ-2-Лагер 2, ХГ-2-Лагер 3, ХГ-3-Лагер 2 и ХГ-3-Лагер 3:** общата дължина на тръбата в съществуващия маслоохладител е 3.48 m, а в новия 3.52 m. Това води до увеличаване на топлообменната повърхност (A) на маслоохладителя и до намаляване на топлинните съпротивления R_w , R_o , R_λ и R_Σ при запазване на стойностите на коефициентите на топлоотдаване α_w и α_o .

Заклучение:

От изразите 3 – 7 при описаните по-горе различия следва:

Охладителната способност на новите маслоохладители на лагери 2 и 3 на ХГ-1, ХГ-2 и ХГ-3 е не по-лоша от тази на съществуващите маслоохладители.

4.2 Маслоохладител на комбинирания лагер на ХГ-1

Различията между съществуващия и новия маслоохладител са както следва.

- Променен материал на тръбите от стомана на мед
- Променен диаметър на тръбите от 25x1 на 22x1
- Променен брой на тръбите от 60 (10 реда x 6 тръби) на 70 (10 реда x 7 тръби)

Тези промени водят до следните изменения в характеристиките на махлоохладителите.

- **Топлинно съпротивление при топлопроводност в тръбата (R_λ)** – съгласно израза 7 при използване на данните за броя, геометрията и материала на тръбите (Таблица 3) се получава, че топлинното съпротивление при топлопроводност на тръбите на съществуващия маслоохладител (5.317×10^{-6} K/W) е 7.576 пъти по-голямо от това на новия маслоохладител (7.018×10^{-7} K/W).
- **Топлинно съпротивление при конвекция от страна на водата (R_w)** – съгласно израза 5 при използване на данните за броя и геометрията на тръбите, както и данните за обемния дебит на водата (Таблица 1) и проектните параметри на водата на входа на маслоохладителя ($P_{abs} = 16$ bar, $t = 6$ °C, $\rho = 1000.674$ kg/m³, $\mu = 0.00146916$ Pa.s, $\lambda = 0.57516$ W/(m.K), $Pr = 10.71924$) течението на водата е турбулентно ($Re = 94264$ за съществуващия маслоохладител и $Re = 92917$ за новия), а коефициента на топлоотдаване (α_w) за съществуващия топлообменник (14169 W/(m².K)) е по-малък от този за новия топлообменник (16108 W/(m².K)), което води до намаляване с 12 % на топлинното съпротивление при конвекция от страна на водата при новия маслоохладител (6.208×10^{-5} K/W) спрямо съществуващия (7.058×10^{-5} K/W).
- **Топлообменна повърхност (A)** – външната топлообменна повърхност на съществуващия маслоохладител (3.7699 m²) е по-малка от външната топлообменна повърхност на новия маслоохладител (3.8704 m²).

Заклучение: На базата на изразите 3 и 4 при отчитане на посочените по-горе промени може да бъде заключено, че охладителната способност на новия маслоохладител ще бъде не по-лоша от тази на съществуващия.

4.3 Маслоохладител на комбинираните лагери на ХГ-2 и ХГ-3

Различията между съществуващите и новите маслоохладители са както следва.

- Променен материал на тръбите от стомана на мед
- Променен диаметър на тръбите от 25x1 на 22x1
- Променен брой на тръбите от 50 (10 реда x 5 тръби) на 60 (10 реда x 6 тръби)

Тези промени водят до следните изменения в характеристиките на махлоохладителите.

- **Топлинно съпротивление при топлопроводност в тръбата (R_λ)** – съгласно израза 7 при използване на данните за броя, геометрията и материала на тръбите (Таблица 3) се получава, че топлинното съпротивление при топлопроводност на тръбите на съществуващия маслоохладител (6.380×10^{-6} K/W) е 7.79 пъти по-голямо от това на новия маслоохладител (8.187×10^{-7} K/W).

- **Топлинно съпротивление при конвекция от страна на водата (R_w)** – съгласно израза 5 при използване на данните за броя и геометрията на тръбите, както и данните за обемния дебит на водата (Таблица 1) и проектните параметри на водата на входа на маслоохладителя ($P_{abs}= 16 \text{ bar}$, $t = 6 \text{ }^\circ\text{C}$, $\rho=1000.674 \text{ kg/m}^3$, $\mu = 0.00146916 \text{ Pa}\cdot\text{s}$, $\lambda=0.57516 \text{ W/(m}\cdot\text{K)}$, $Pr=10.71924$) течението на водата е турбулентно ($Re = 75411$ за съществуващия маслоохладител и $Re = 72269$ за новия), а коефициента на топлоотдаване (α_w) за съществуващия топлообменник ($11852 \text{ W/(m}^2\cdot\text{K)}$) е по-малък от този за новия топлообменник ($13173 \text{ W/(m}^2\cdot\text{K)}$), което води до намаляване с 10 % на топлинното съпротивление при конвекция от страна на водата при новия маслоохладител ($7.591 \times 10^{-5} \text{ K/W}$) спрямо съществуващия ($8.437 \times 10^{-5} \text{ K/W}$).
- **Топлообменна повърхност (A)** – външната топлообменна повърхност на съществуващия маслоохладител (3.1416 m^2) е по-малка от външната топлообменна повърхност на новия маслоохладител (3.3175 m^2).

Заключение: На базата на изразите 3 и 4 при отчитане на посочените по-горе промени може да бъде заключено, че охладителната способност на новия маслоохладител ще бъде не по-лоша от тази на съществуващия.

5 ИЗВОДИ

Анализът на топлотехническите характеристики на новите маслоохладители показва, че те имат по-добра охлаждаща способност от съществуващите, което може да се прояви по някой от следните начини:

- При същите параметри на охлаждащата вода (дебит, налягане и температура на входа на маслоохладителя) както при експеримента представен в Таблица 1
 - измерената температурата на маслото в картера ще бъде малко по-ниска от измерената по време на експеримента представен в Таблица 1;
 - разпределението на температурата на маслото в картера ще бъде по-равномерно, т.е разликата между максималната и минималната температура на маслото в картера ще бъде по-ниска от тази която се реализира със съществуващите маслоохладители;
- Температурата на маслото в картера, която съответства на измерената по време на експеримента представен в Таблица 1, ще бъде постигана с по-нисък дебит на охлаждащата вода, при параметри на водата (налягане и температура), които съответстват на представените в Таблица 1.

ЛИТЕРАТУРА

1. Коефициент на топлопроводност на стомана и мед:
http://www.engineeringtoolbox.com/thermal-conductivity-metals-d_858.html
2. Специфичен топлинен капацитет на стомана и мед
http://www.engineeringtoolbox.com/specific-heat-metals-d_152.html
http://www.engineersedge.com/materials/specific_heat_capacity_of_metals_13259.htm
3. Параметри на маслото (ТП 46 и по-принцип)
<http://www.expert-oil.com/site.xp/050051052124049048055048.html>
<http://www2.eng.cam.ac.uk/~mpfs/papers/articles/WTC2005/pdfs/t-3/WTC2005-64316.pdf>
4. Параметри на водата
<http://www.iapws.org/relguide/IF97-Rev.html>
http://www.peacesoftware.de/einigewerte/calc_dampf.php5

доц. д-р инж. Георги Тодоров Пичуров, ТУ-София, GSM 089 5586181, george@tu-sofia.bg
доц. д-р инж. Детелин Марков, ТУ-София, detmar@tu-sofia.bg
маг. инж. Емануил Георгиев, ХИДАК ЕООД, ev1l@abv.bg

A research on the Kinematics and the Performances of the effect of the geometrical shape of inlet nozzles of Gas–Liquid Cylindrical Cyclone (GLCC) Separators

Ho Minh Kha, Nguyen Thanh Nam, Hoang Duc Lien, Vo Tuyen, Svetlin Antonov, Ivan Antonov

In the petroleum industry, the Gas-Liquid Cylindrical Cyclone Separator (GLCC) is a simple, easily manufactured and low-cost equipment that is being interested in petroleum companies in the current time because of the pressure of the decline in the price of oil in the world. However, the behavior of phases in the instrument occurs is the rapid, complex and unsteady way which may cause the difficulty of enhancing the performance of the separation of phases. Almost all recent multiple research shows that the inlet nozzle geometry is probably the most important factor that impacts directly to the performance of the separation of phases of flows inside the instrument. The main objective of this paper is to investigate the dynamics of the flow by the application of single and double inlet nozzles in different gauge caliber nozzle in proportion to the different flow rates sizes by using 3D CFD simulation. The derived components of tangential and axial velocities of flow from the simulated model are reciprocally compared. The results show that the double symmetrical inlet nozzle type could gain better performance of separation of phases than the single one.

Keywords: Gas-Liquid Cylindrical Cyclone Separator, Dynamics of the flow, CFD simulation, Nozzle

Introduction

In the petroleum industry, the separation of multi-phase mixture that are exploited from oilfield to single phase item is an important sector in exploitation process because almost all exploited products from the oilfield rarely exist in single phase but they are in the mixture of multi-phases such as liquid, gas and sometimes in solid. Normally, the exploited flow of Hydrate carbon is a mixture of gas and liquid. The separation of the impurities in solid and liquid out of crude oil for transportation and getting rid of some phenomena as the accumulation of paraffin and the formation of bubble and emulsion.

There are many types of multi-phase separator decanter for oil separation process. On the geometrical shapes, we can cite: Upright cylindrical tube with the inlet is perpendicular to the body of cylindrical, horizontal cylindrical tube, and spherical one. These types of separation decanter are always big, bulky, and voluminous for installation and price of manufacturing, working and maintenance. From about 22 years recent, Kouba [1] recommended a type of separation tube that is based on the principle of dynamical whirl called Gas-Liquid Cyclone Cylindrical (GLCC) separator. This installation was a result of the collaboration of research and manufacturing of Chevron Company and Tulsa University (USA) [1]. Nowadays it is developed with many different applications by other researchers [1, 2, 3, 4 and 5].

GLCC comprises a single or double downward inlet ends that is tangent to a vertical cylinder tube (Fig. 1). It has also an outlet for gas and another for liquid. The inlet multiphase mixture that follows the tangent direction of the inlet to the body of GLCC that engender a whirl flow inside. Because of the influence of the gravity and the centrifuge forces, the liquid phase is pushed out from the center to the lateral wall of the tube and escapes to the downward direction. In the meanwhile, the gas phase is concentric to the center of the tube because its light weight is smaller than its centripetal force, the gas phase will escape to the top outlet of the tube. The advantage of this GLCC is simple, lean, low expenditure in operation and maintenance, easy to be installed in oil rig and could be used sheer off and deep-sea areas.

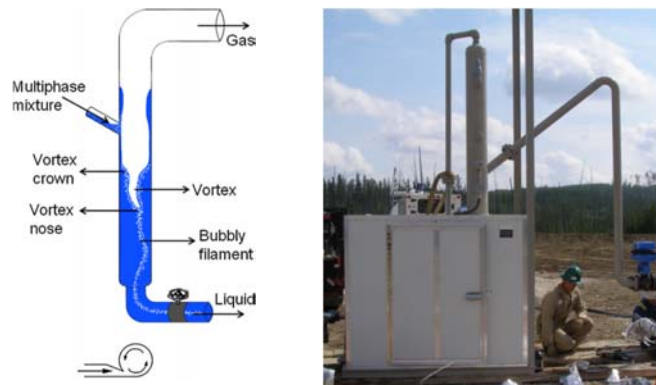


Fig. 1 The Gas-Liquid Cyclone Cylindrical (GLCC)separator

In the current time, the industry of gas and petroleum of Vietnam has carried out the activities of searching and exploitation to sheer off and deep sea areas which demand high technology and big expenditure in exploration and exploitation. Therefore, the research on GLCC that is suitable to small and medium quantity and scale will bring along a big economical effect. The ability of manufacture of the GLCC set is feasible in the current level of technology of Vietnam [6]. Nowadays, the GLCC is studied in many country especially in USA where the results can be applied to more than 4200 products in the process of exploitation of gas and petroleum [3]. However, the accuracy prediction of kinematics inside the separation set is a great obstacle in the propagation this installation.

There are many researcher teams have concentrated on the accurate definition of the flow properties inside the GLCC according to lots of application and working condition for enhancing the performance of the separator set. Kouba [2] who, by the observation from the experiment, considered that the slope angle of the inlet is approximate 27° which will get the best performance. Arpandi [7] studied on the theory of the influence of flow properties, the geometry of the inlet nozzle and the reciprocal pressure inside the GLCC. Erdal and Shirazi [5] performed an experiment with 3 different geometrical inlet nozzle. Gomer [4] developed a toolset of computing design GLCC via Microsoft Excel. Hreiz R. et al [8] performed a numerical simulation for comparison of many untidy flows. They defined that the untidy model Realizable $k-\epsilon$ is suitable to the simulation of GLCC. Le Van Sy [9] defined also that the two untidy models RSM and Realizable $k-\epsilon$ can describe the untidy behavior inside the GLCC with high Re. Hreiz. R et al [10] studied on the influence of the design of the nozzle on the performance of separation of the installation. This team studied also on the kinematics and measured the components of the velocity inside GLCC [11] using a single inlet nozzle that is tangent to the body tube of the GLCC. From all of the above result we recommend an application of multi tangent inlet nozzles for enhancing the performance of the separator set because its structure will restrict the intensity if untidy flow and will adjust the symmetry of all the component of velocity to the center of the tube.

The principal objective of the paper is the application of CFD 3D simulation for analyzes the influence of the number of inlet nozzles (1 or 2) with equal area section of the nozzles. In the other side, the comparison of the other 2 inlet nozzle types with different section area are also studied in the research in order to evaluate the kinematics influence and the performance of phase separation in many cases.

Kinematics of flow and separation process in GLCC

The properties of flow inside the GLCC is very complicated and difficult to predict. The velocity of the flow is analyzed into 3 components that follow the direction of the coordinate, as in the Fig. 2 (tangential, radial and axial velocity). According to the results of experiment and simulation [3], the value of the radial velocity is so small than the others, therefore in this research we only mention the axial and tangent velocities. From the experiment, we known that the reason of untidy flow in the body of the tube is due by the connection structure of the inlet and the body tube GLCC. The flow

stream inside the tube in the helical shape and impact to the volume of intern liquid. The properties of the untidy flow are not only influential to the Reynolds coefficient but also to the way of forming the untidy flow [3].

In the analyzing of the separation process, the flow inside the GLCC is divided into 2 parts:

In the upper part of the GLCC, the centrifuge force will push the liquid drops to the wall of the tube and they self- combine to a thin membrane there (Fig. 1). Therefore, the gas phase is difficult to bring up the liquid so it will stream down and mix to the under whirl. However, when the gas flow rate increases higher than the allowable threshold, the liquid will be rolled up and escapes with the gas flow that is called Liquid Carry Over (LCO) phenomena. The upper flow of the GLCC could be mist, fog, small drops, band, a circle near the wall tube...All of them are depended on the gas-liquid flow rate and provide pressure. Kouba et al [2] recommended that the nozzle must be oblique about 27° to the horizontal line. This slope helps to decrease the LCO phenomena. The slope will impulse the stratified in the input section, it directs the liquid flow under the nozzle, and restricts the LCO.

In the lower part of the GLCC, because of the down tangent direction of the nozzle, the input gas will form an under whirl and a kernel bubbles gas near to the center of the tube (in Fig. 1). In the observation of a single flow with the single input nozzle, Mantilla realizes that there is an upward flow at the lower part of the GLCC and 2 upward flows in case of double input nozzles. This event was verified later by Erdal and Shirazi [12, 13]. Because of the flow, when the gas bubbles are in the upward turbulence, they will follow the upward gas. However, when these bubbles do not catch the gas kernel up in a certain time, they will be pulled downward to escape with the liquid flow that is called Gas Carry Under (GCU) (Fig. 1). This is a non-simple problem that demands lot of time and effort to get the satisfied result for many application of GLCC.

Model of simulation by CFD 3D

In reality, all the dimensions of GLCC that are in the researches of Hreiz R *et al* in 2014 [10, 11] can be applied in the following values:

- ✓ Diameter of body tube: $\varnothing 72$ mm,
- ✓ Total height is 2500 mm (the upper part of inlet is 1200 mm and lower one is 1300 mm),
- ✓ The diameter of gas escape tube on the top is $\varnothing 72$ mm,
- ✓ The diameter of liquid escape tube on the bottom is $\varnothing 63$ mm,
- ✓ A controllable liquid valve is mounted inside the GLCC,
- ✓ The inlet nozzle is designed a down slope of 27° with the horizontal plane (Fig. 3).

In the simulation, 4 different nozzles are used:

- ✓ Type 1 is a single circular nozzle with diameter of 36 mm, its section area is about 25% of the one of the body of GLCC,
- ✓ Type 2 is double circular nozzles with each diameter of 26 mm, their common section area is about 25% of the one of the body of GLCC,

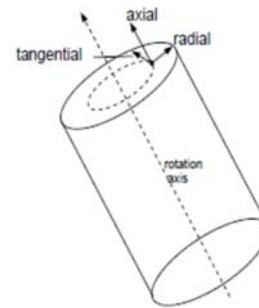


Fig. 2 The distribution of velocity components inside the GLCC [3]

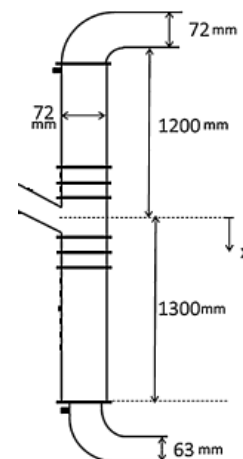


Fig. 3 Dimensions of the GLCC

- ✓ Type 3 is double circular nozzles with each diameter of 22 mm, their common section area is about 19% of the one of the body of GLCC,
- ✓ Type 4 is double circular nozzles with each diameter of 29 mm, their common section area is about 32% of the one of the body of GLCC.

Type 1 and 2 are used for the comparison of the effect of the same section area but different number of nozzles.

Type 2, 3 and 4 are used for the comparison of the effect of the different sections area but same number of nozzles (Fig. 4).

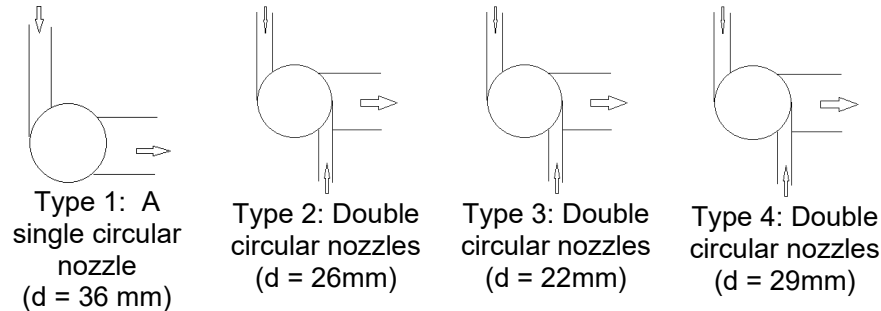


Fig. 4: Shapes and types of inlet nozzle

All of models of simulation are displayed in 3D shape with Tetra meshing that is applied by ICEM CFD software. The area that is contact to the wall of GLCC is divided into 5 layers for the studies of the influence of flow kinematics of contact area with the boundary condition of sliding. The quality of mesh is ensured all the criteria of mesh quality such as: Skewness < 0.98 và Orthogonal Quality ≥ 0.2. The Finite element method Ansys Fluent software is applied for dividing the partial differential equations. The selected SIMPLE algorithm of simultaneous pressure-velocity with focus criterion is 10^{-5} and the turbulence model is selected Realizable k-ε.

Table 1

Cases of mixed ratio of inlet flow rate and phases properties

Cases	Fluid types	Density (kg/m ³)	Flow rate mass (kg/s)	Average velocity U _{av} (m/s)	Coefficient of Reynolds (Re)	Dynamics viscosity (μ)
1	Water	998.2	2	0.48	34,500	0.001
	Air	1.225	0.00972	1.99	9,750	0.000018
2	Water	998.2	0.9	0.22	15,800	0.001
	Air	1.225	0.0305	6.25	30,600	0.000018
3	Water and Glycerin	1093	2	0.48	5,400	0.007
	Air	1.225	0.00972	1.99	9,750	0.000018

All type of fluid inside the GLCC is considered isothermal and the inlet boundary condition is flow rate mass (kg/s). The values of the flow rate of cases 1 and 2 of Table 1 are similar to the experiment of Hreiz, R. et al. 2014 [11] for studying of the difference of flow rate of air and water with the same viscosity (1 CentiPoise or 0.01 Poise). The value of flow rate of case 3 in Table 1 is the new selected value (the mixture of water and Glycerin) for the comparison of the different behavior when the viscosity increase 7 CPS (0.07 Poise) but the same inlet flow rate as in case 1. The boundary condition of the air and liquid outlet is the ambient pressure.

Result of simulation and observation

As mentioned in section 2, the radial velocity is so tiny than 2 other components of velocity. Therefore, the result concentrates only on axial and tangent velocities in 3 cases for the inlet mixture

of liquid and air in Table 1. From the received result, we analyzed, evaluated and drew out the comment on the performance of separation of the GLCC.

Axial velocity. There exist 2 simultaneous types of axial velocity inside of GLCC: The downward main fluid with the positive value and the upward fluid with the negative value. In the observation of the diagrams in figures 5 and 6 we have the following results:

- ✓ At the measured position $x = -200$ mm in the upper of the inlet nozzle of the GLCC, the upward flow is near to the wall and the downward one is near to the center of the main tube.
- ✓ At the measured position $x = 200$ mm and $x = 300$ mm in the bottom of the inlet nozzle of the GLCC, there is a swap of direction of the flow: The downward one is near to the wall of the main tube, in the other hand, the upward flow is in the center of the main tube for the bubbles that are rolled with the downward flow could intermingle with the spiral kernel and escape to upward. This is the condition of separation of bubbles when separate 2-phase liquid and gas.

In the single inlet nozzle, the components of flow fluid inside the GLCC are not symmetrical. All the upward and downward flows are the spiral shape (Fig. 5-7). At the different gauged position, we recognize that the density in any section is not unified and similar. As near to the outlet section (as far from the inlet section), the density is decreasing and the pitch of the helical of upward and downward flow is increasing. This point can be explained that as far from the inlet end, the momentum that activates on the flow decreases so the torsion degree also as decreases and the pitch of helix has the tendency of stretch out and as close to the center of the cylinder. So, the space near to the wall increases time by time. However, in the inlet double nozzles type, all the velocity components is symmetrical to the center line. As near to the outlet ends the value of velocity also decreases time by time as well as in the case of the area of the outlet nozzle also increases time by time.

In the separation of the same inlet flow rate and the same nozzle area, the double inlet nozzle (2 nozzles of 26 mm diameter) have the result of separation better than the single one of 26 mm diameter. This problem can be interpreted by the value of the upward concentric velocity of the double inlet nozzles is equal or bigger than the one of the single inlet nozzle at the gauged position $x = 200$ mm and 300 mm. In another hand, the upward flow is approximately in the center of the GLCC that helps the bubble gas escape to upward easy and faster than the single nozzle type because in the single nozzle, the orbit of its helical kernel escape gas is longer, the geometrical shape of the gas kernel also continuously modify. This problem causes the inconvenience of the impact of the gas bubbles in the gas separation process (observe the helical gas bubble shape at Figure 1 of the single inlet nozzle).

When the proportion of the inlet flow rate modifies (Fig. 5), the common behaviors are slightly similar but the density, the pitch and the amplitude of the whirl are different. In comparison of case 1 (high liquid flow rate and slow gas flow rate) and case 2 (low liquid flow rate and high gas flow rate) we recognize that the axial velocity of case 2 is higher than the one of case 1 about 2.5 to 3 times because of the influence of the ratio of the input gas flow rate: when the gas flow rate in a high value, the mass and the viscosity of gas are lower than the one of liquid that engenders the mixed multiphase flow, but the gas phase get a superiority as described in the diagram.

With the comparison of case 1 and case 3 in Fig. 6, we know that when the viscosity of the liquid increases (case 3) the velocity of upward and downward flows will decrease because of the dense viscosity (7cP). Hence the performance of phases separation will decline when the viscosity gets higher and higher.

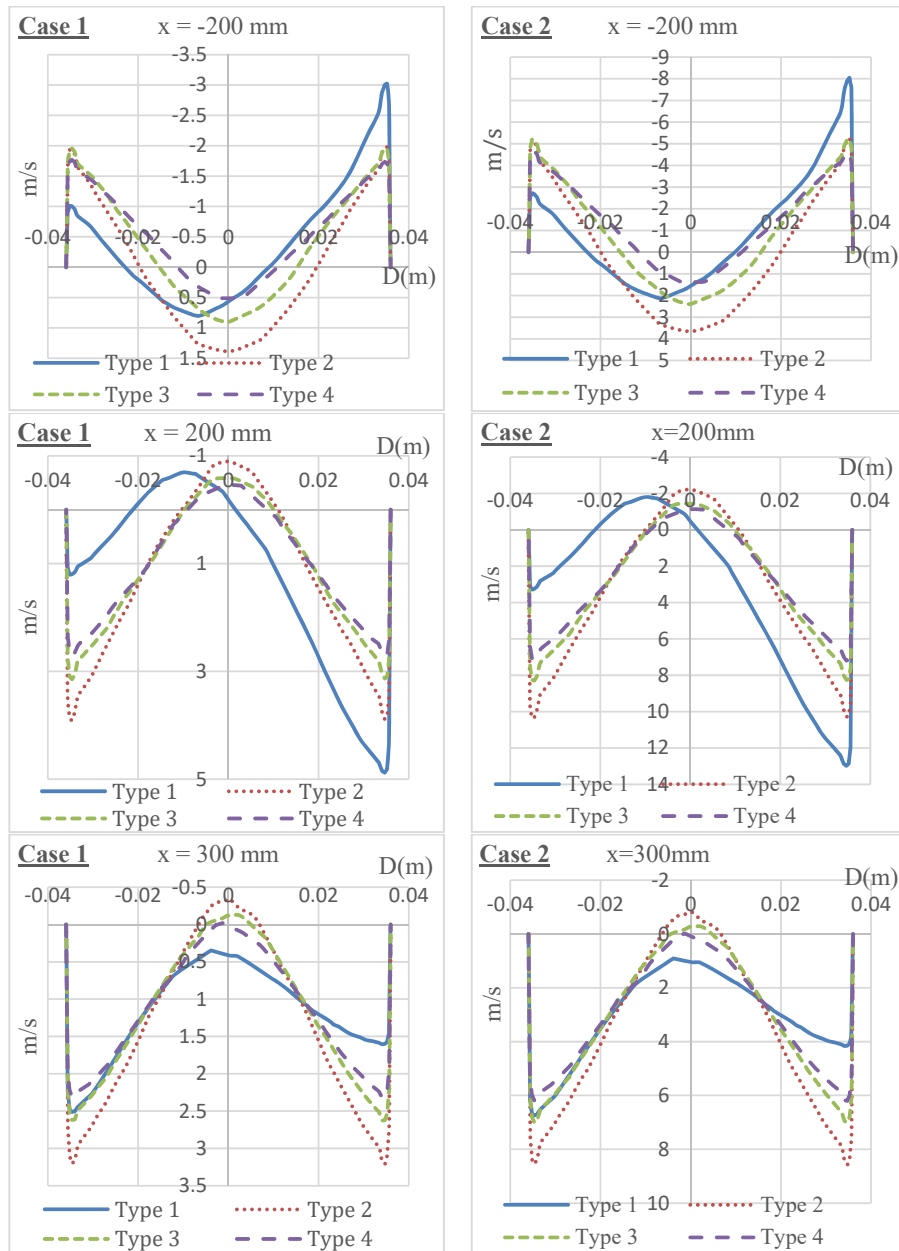


Fig. 5: Axial velocity in case 1 and case 2

In the application of double inlet nozzles with the declination of area of nozzle section (Fig. 5-7) we realize that the axial velocity of fluid increase time be time in the lateral of the wall of the tube, the downward flow rate increases in the proportion of the number of downward gas bubbles because of the short tie of separation process. In the observation of Figure 5 and 6 of the double inlet nozzle with diameter of $d = 22$ mm at the gauged position $x = -200$ mm, the value and the width of downward flow is higher than the case of using double inlet nozzles of diameter $d = 26$ mm and $d = 29$ mm. The result is the liquid flow rate increase and prevent the upward gas bubbles escape hence the performance of the separation of gas is decline.

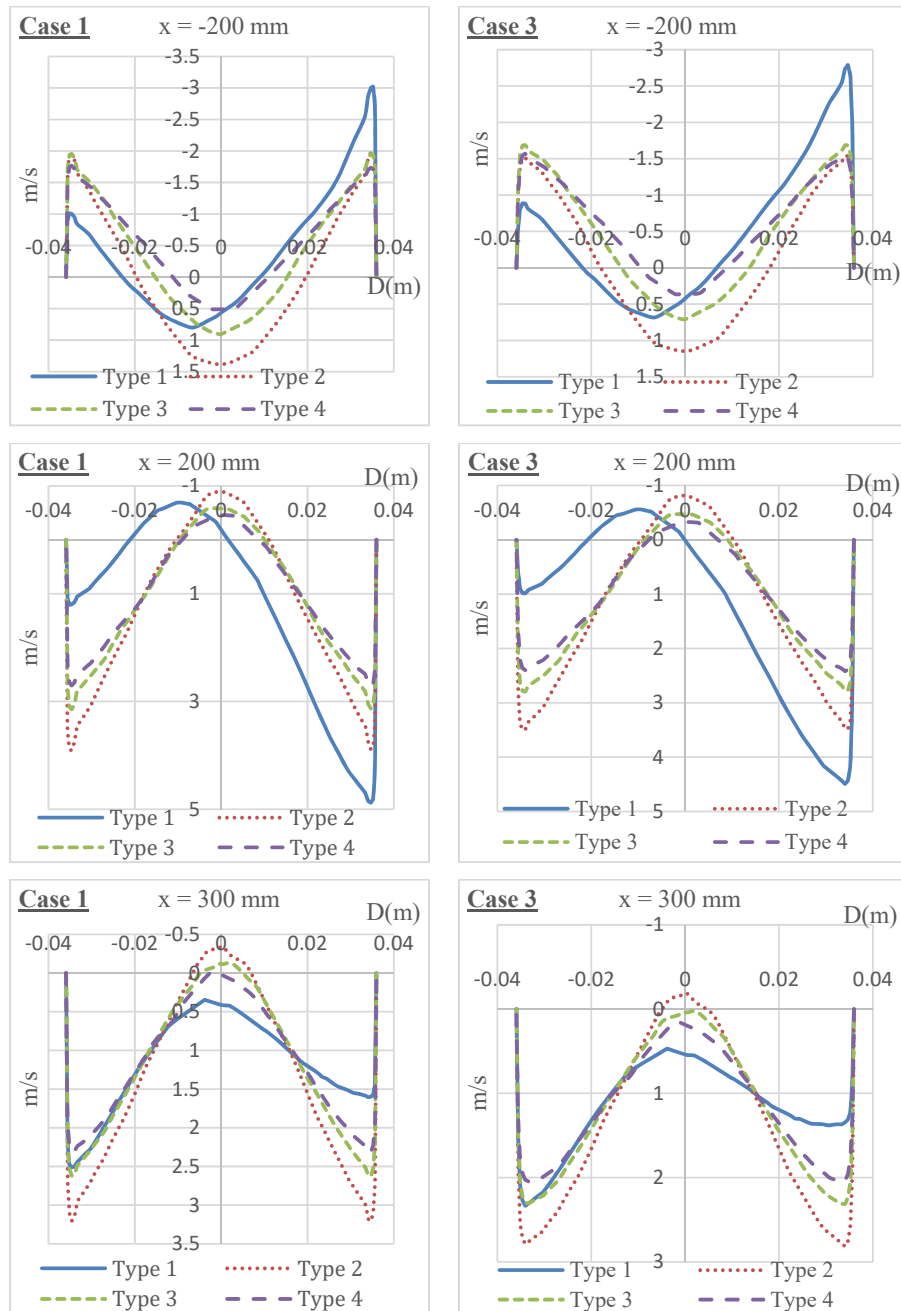


Fig. 6: Axial velocity in case 1 and case 3

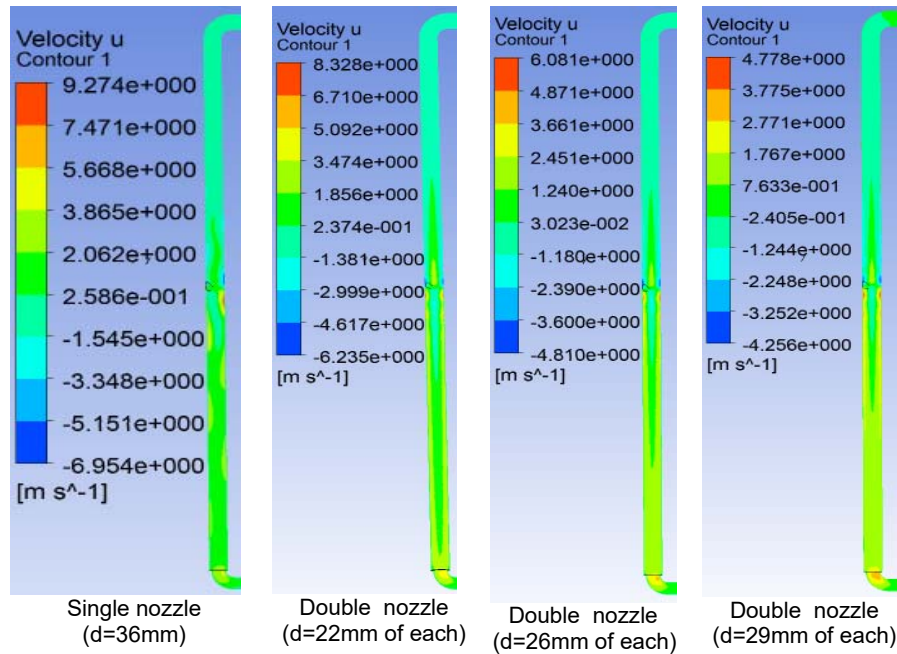


Fig. 7: Distribution of axial velocity in case 1

The tangential velocity. The oblique angle of the inlet nozzle of the GLCC is used for impulsion the stratification of the multi-phase before the flow enters to the tangential direction inside the separation set. Therefore, the tangential velocity is very important to generate the centrifuge force for phases separation. The generating of big and logical tangential velocity depends on the selection of the geometry, the number of inlet nozzle and it area section.

The tangential velocity is always positive on one side and negative on the other one (figure 8-10) because of the rotation of the flow. The positive velocity expresses the going out direction and the negative one describes the entering direction into the plane. The tangential velocity gets high value in the layer that is near to the wall of the GLCC but gradually decreases in the centripetal direction. It also gradually declined to the escape directions.

In case of a single nozzle, the tangential velocity is not symmetrical as well as the axial velocity to the center where the flow has a spiral shape and the tangential velocity is very tiny or null (Figure 10). Near to the escape to end (far from the input one), the spiral pitch increases and has straightened tendency. Therefore, in the application of double nozzles type, the tangential velocity is slightly symmetrical and convenient to balance and get stable for the phase separation along the body of the GLCC. In case of the air flow rate is big and the liquid flow rate is small (case 2) the tangential velocity is bigger than in case 1 about 2.5 times.

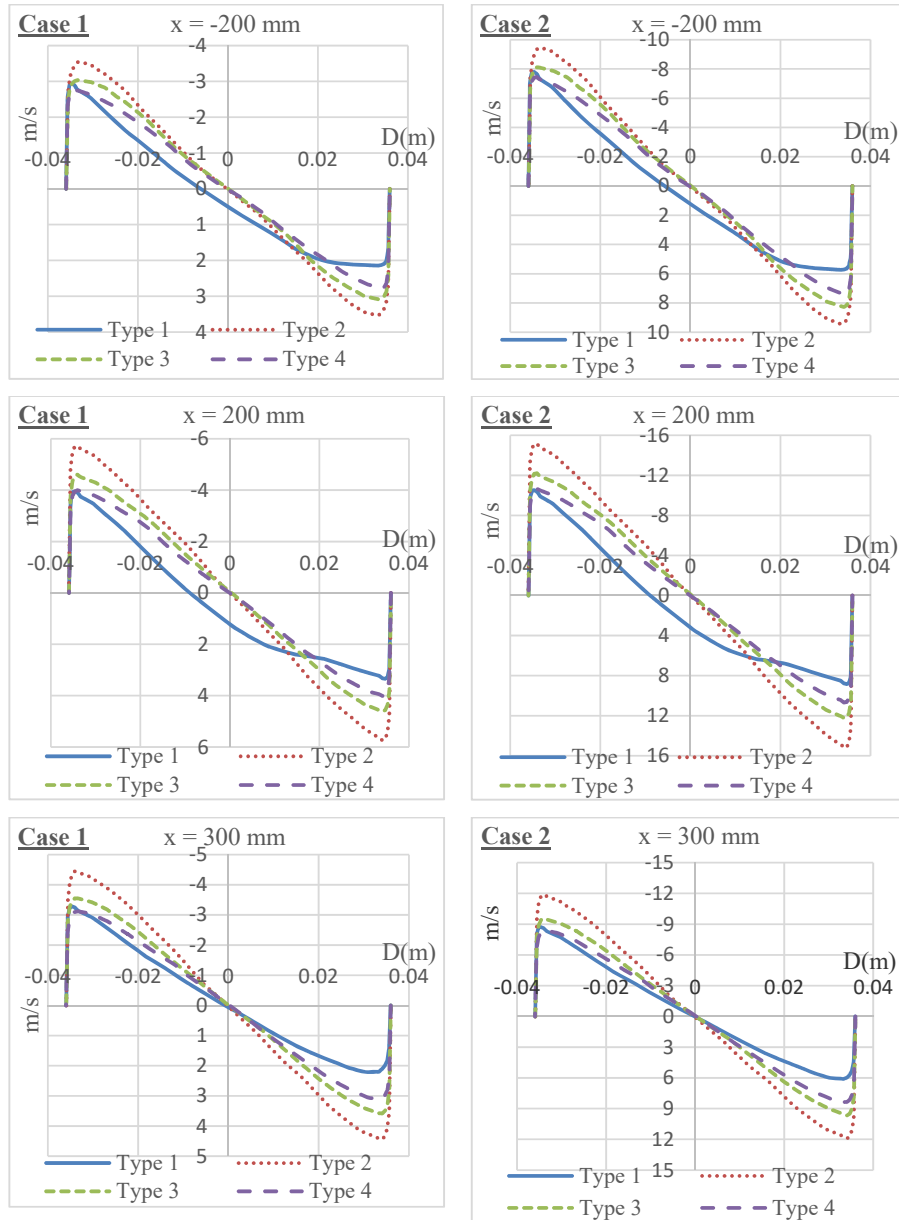


Fig. 8: The tangential velocities in case 1 and case

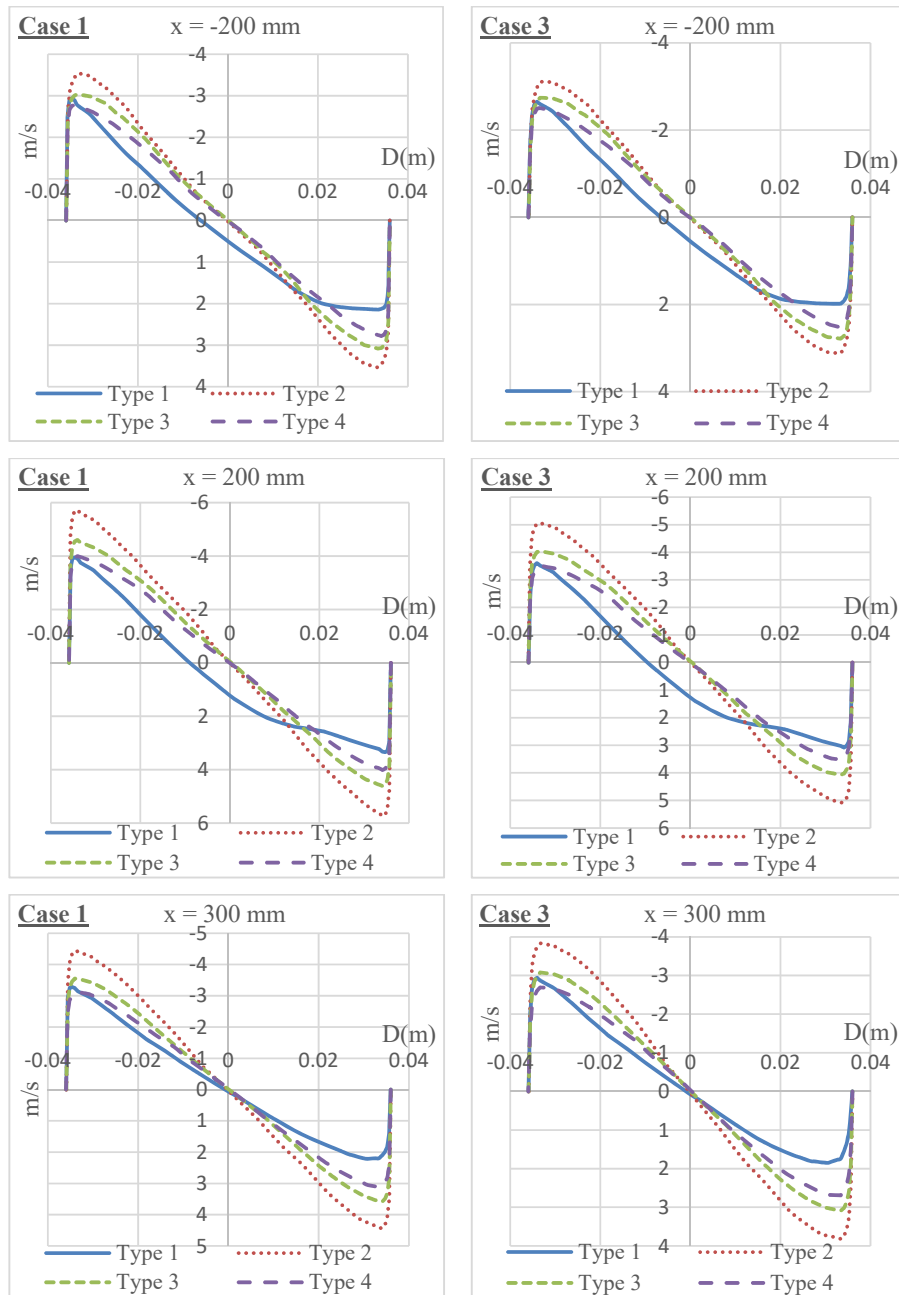


Fig. 9: The tangential velocity in case 1 and case 3

In the separation of a mixture that has the same ratio of gas and liquid but the viscosity of liquid increases from 1 CPS up to 7 CPS. Case 1 and case 3 in Figure 9 display that when the viscosity of the fluid increases, the intensity of the whirl will decline because of the intensification of the inside and outside viscosity friction of the fluid. All these factors cause the declination of tangential velocity and the ability of phase separation but they raise the number of gas bubbles that follow the liquid flow to escape to downward. In case of the section area of the nozzles is equal but the difference in a number of nozzles, the experiment shows that the double symmetrical nozzles type has the bigger tangent velocity than the one of a single nozzle. This is the reason why the double nozzle type has better phase separation [11].

In the design of double inlet nozzles type but the difference in section area, the smaller section area double inlet nozzles will create the higher tangential velocity and inverse. However, when the section area of the nozzle is so small ($< 20\%$ of the body of GLCC) the ability of phase turbulence at inlet end will grow and cause the number of gas bubbles that follow the liquid flow to escape to downward. When the section area is very huge the inlet momentum is small, the gas bubbles and liquid will mix each other than be separated [10]. Almost all studies apply the section area of the inlet nozzle that is approximately 20% to 30% of the one of GLCC. Nowadays the value of 25% is the most popular because it can balance the phenomena between LCO and GCU [5, 14, 15, 16, 17, and 18].

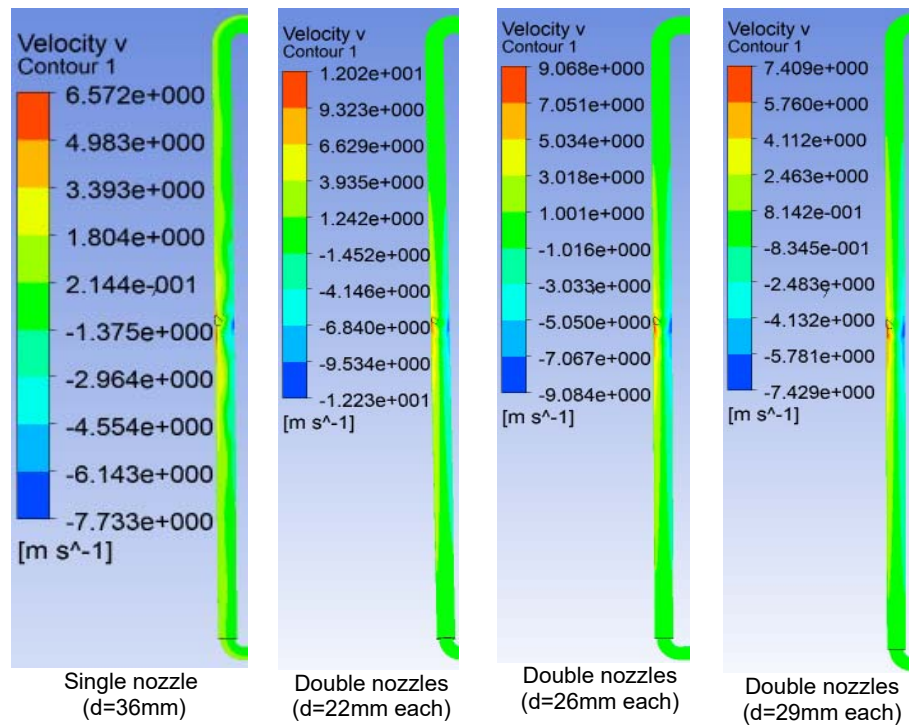


Fig. 10: The distribution of tangential velocities in case 1

Conclusion

This research has described the influence of geometrical shapes of inlet circular nozzles that have the equivalent and different section areas and the ration of inlet mixed flow rate with different properties that effect directly to the kinematics of the separation set. The CFD simulation of the untidy model Realizable $k-\epsilon$ by Ansys Fluent software created a model of the kinematics of flow inside the GLCC with the high untidy degree.

In the operation of the same section area of the inlet nozzle and flow rate, the double inlet nozzles is more effective than the single one because its structure generates the symmetric of the tangential and axial (up and down) velocity along the center of the body tube.

In case of the declination of the section area of inlet nozzles, the ability of liquid separation is better but the ability of gas separation is poorer and inverse.

The solution of simulations can be applied to study the untidy flow or optimize the dimensions of GLCC when the theoretical computing is difficult to perform. This is a complicated problem that could concentrate a lot of effort to improve the properties of the GLCC in many different applications.

Acknowledgements

This research is supported by DCSELAB and funded by Vietnam National University HoChiMinh City (VNU-HCM) under grant number C2018-20b-01. The authors wish to thank DCSELAB - Ho Chi Minh City University of Technology, VNU – HCM, Vietnam for supporting this investigation.

References

1. Ovadia Shoham, Gene E.Kouba (1998). State of the art of gas/liquid cylindrical-cyclonecompact-separator technology, SPE, Vol 2-5, pp. 462-471.
- 2.G. E. Kouba, O. Shoham (1996). A review of gas-liquid cylindrical cyclone (glcc) technology. International Conference of Production Separation Systems, Aberdeen, UK.
- 3.F Chang, V Dhir (1994). Turbulent flow field in tangentially injected swirl flows in tubes. International Journal of Heat and Fluid Flow, Vol 15-5, pp.346–356.
- 4.L.E. Gomez, R.S. Mohan, Ovadia Shoham, G.E. Kouba (1998). Enhanced Mechanistic Model and Field-Application Design of Gas/Liquid Cylindrical Cyclone Separators. SPE, Vol 2-5, 462-471.
- 5.Erdal, S. A. Shirazi (2002). Effect of inlet configuration on flow behavior in a cylindrical cyclone separator. ASME 2002 Engineering 54 Technology Conference on Energy, USA, pp. 521-529.
- 6.Lê Văn Sỹ (2015). Nghiên cứu động lực học dòng chảy trong bộ tách dầu/khí GLCC. Tuyển tập công trình hội nghị khoa học Cơ học Thủy khí toàn quốc 2015.
- 7.Arpanđi, I. (1996). Hydrodynamics of Two-Phase Flow in Gas/Liquid Cylindrical-Cyclone Separators. SPE, pp.427-433.
- 8.Hreiz R et al (2011). Numerical investigation of swirling flow in cylindrical cyclones. Chemical engineering research and design 8 9, pp 2521–2539
- 9.Le Van Sy (2016). Influence of inlet angle on flow pattern and performance of gas-liquid cylindrical cyclone separator". Particulate Science And Technology <http://dx.doi.org/10.1080/02726351.2016.1180336>.
- 10.Hreiz R et al (2014). On the effect of the nozzle design on the performances of gas–liquid cylindrical cyclone separators. International Journal of Multiphase Flow 58, pp. 15–26.
- 11.Hreiz R et al (2014). Hydrodynamics and velocity measurements in gas–liquid swirling flows in cylindrical cyclones. Chemical Engineering Research And Design.
- 12.Erdal, F (2001). Local Measurements and Computational Fluid Dynamics Simulations in a Gas-Liquid Cylindrical Cyclone Separator. Ph.D. Dissertation. The University of Tulsa.
- 13.Erdal, F., and S. Shirazi (2001). Local velocity measurements and computational fluid dynamics (CFD) simulations of swirling flow in a gas–liquid cylindrical cyclone separator. Engineering Technology Conference on Energy, Texas, 15, pp.23–30.
- 14.Movafaghian et al. (2000). The Effects of Geometry, Fluid Properties and Pressure on the Hydrodynamics of Gas- Liquid Cylindrical Cyclone Separators. In press, Int. J. Multiphase Flow, v. 26, no. 6, pp. 999-1018.
- 15.Gomez (2001). Dispersed two-phase swirling flow characterization for predicting gas carry-under in gas-liquid cylindrical cyclone compact separators. Ph.D. Dissertation. The University of Tulsa.
- 16.Afolabi E.A (2012). Experimental Investigation and CFD Simulation of Multiphase Flow in a Three Pipe Separator. Ph.D. Dissertation. The University of Newcastle.
- 17.Hadi Arabnejad et al (2016). Experimental study and modeling of sand erosion in the gas-liquid cylindrical cyclone GLCC separators. SPE-181736-MS. DOI: 10.2118/181736-MS.
- 18.Ho Minh Kha, Nguyen Ngoc Phuong, Nguyen Thanh Nam (2017). The effect of different geometrical configurations of the performances of Gas–Liquid Cylindrical Cyclone separators (GLCC). International Conference on System Science and Engineering (ICSSE). Pp. 646 – 651. DOI: 10.1109/ICSSE.2017.8030955

Nguyen Thanh Nam, DCSELAB - Ho Chi Minh City University of Technology, VNU–HCM, Vietnam
Hoang Duc Lien, Vietnam National University of Agriculture (VNUA), Vietnam
Vo Tuyen, Ho Chi Minh City University of Food Industry (HUPI), Vietnam
Svetlin Antonov, Technical university of Sofia, Faculty of Telecommunications, Department of Radio communications and Video technologies, e-mail: svantonov@yahoo.com
Ivan Antonov, Technical university of Sofia, Faculty of Power Engineering and Power Machines, Department of Hydroaerodynamics and Hydraulic Machines, e-mail: mfantonov@abv.bg

Research on The Formability of Titanium Sheet Materials by Hot Single Point Incremental forming Technology

Nguyen Tan Hung, Le Khanh Dien, NguyenThanh Nam, Vo Tuyen, Svetlin Antonov, Ivan Antonov

In the present day, the Incremental Forming Sheet (ISF) technology, especially its branch Single Point Incremental Forming (SPIF), is certainly an ultimate and essential method of manufacture of metal sheet in single and small batch production because of its flexibility. The dominant ability of this ultimate technology is forming random shape of metal sheet products in eliminating of manufacture of an expensive mold as in the conventional forming metal sheet. In this new technology, the tool is only a non-cutting edges spherical end pestle that applies and presses on the metal sheet with the designed orbit. This method is really effective in aluminum alloys, mild steels and other similar materials but it is inconvenient in forming of hard materials such as Titanium, stainless steel... The purpose of this paper is to recommend a measure of declining the hardness of metal sheets by increasing its temperature, surnamed Hot SPIF, when forming to overcome this disadvantage. In the innovated method, the formability of the sheet material is considerably increased, in the other hand, the springback phenomena is decreased thus the accuracy of shape and dimensions of the product is better. However, because of the heat transferring phenomena from the sheet to the tool when forming, the accumulated high temperature of the tool engenders the deformation of its spherical end shape and declines its strength that reduces the accuracy of the dimension and the shape of the product. This paper represents a new research on the influence of Hot SPIF on Titanium by experiment and simulation. We hope that the result could contribute a tiny part in the enhancing the formability and the accuracy of dimension and shape of the products of this ultimate method of forming sheet.

Keywords: Hot SPIF, Empirical process, DOE, Formability, Enhancing the accuracy, Flexibility, Springback phenomena

Introduction

The ISF technology can be distinguished into 2 types as SPIF and Two Point Incremental Forming (TPIF) that are illustrated in the Fig. 1. Actually, the most prominent question in ISF is the enhancing of the formability of hard material sheet such as Titanium that is the trend of almost all researchers and technicians.

This paper concentrates to find out an effect way to increase the formability of these above materials sheet by increasing its temperature when forming in the way of setting up a new installation feature that we could control the temperature of the materials sheet when forming by SPIF technology. The recommended model is illustrated in Fig. 2 with circular conic lateral shape for ease of measuring the formability (angle α): Objective parameter, maximum value in perspective purpose:

$$\alpha = \arccos\left(\frac{R - z}{R}\right), \tag{1}$$

where: R: radius of model profile =80;
z: depth at first breakage position.

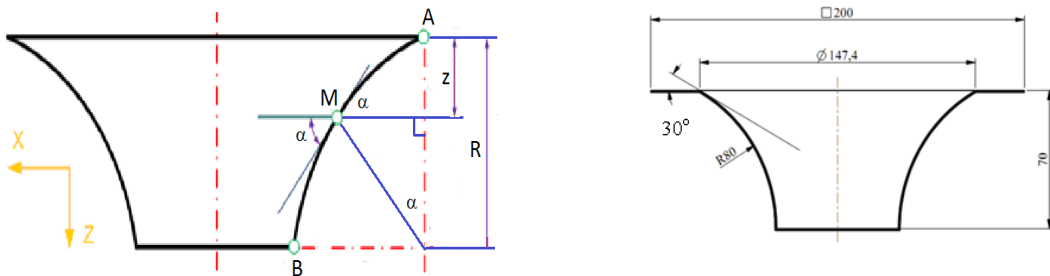
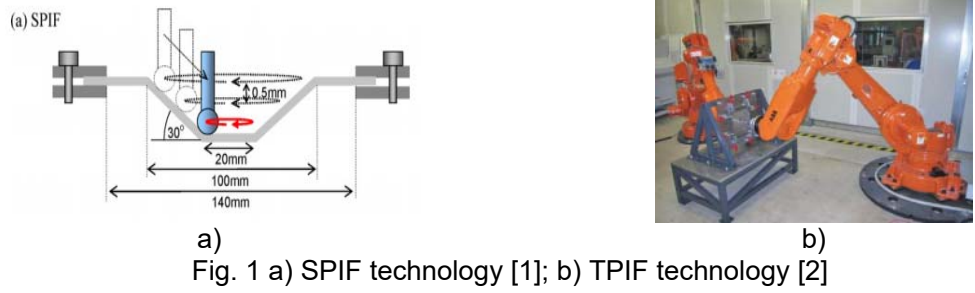


Fig. 2 Model profile and its designed dimension

Procedure of realization

An application of empirical method with Full Factors Experiment Design Of Experiment (DOF) for 4 output parameters with 2 levels is carried out in the purpose of getting the highest formability (angle α) of Titanium sheets. The selected limited values of output parameters is given in the following table:

Table 1

The selected limited values of output parameters

No	Output parameters	Symbol	Unit	Value	
				Low level	High level
1	Temperature of working sheet	T	°C	480	600
2	Feeding rate in z direction	Δ_z	mm	0,3	0,6
3	Feed rate of tool on XOY plane	V_{xy}	mm/minute	1000	1500
4	Diameter of tool	D	mm	6	12

The simulation before empirical process is always necessary for prediction the result of forming process, Fig. 3 displays the result of simulation to break position (red color at rigid tool).

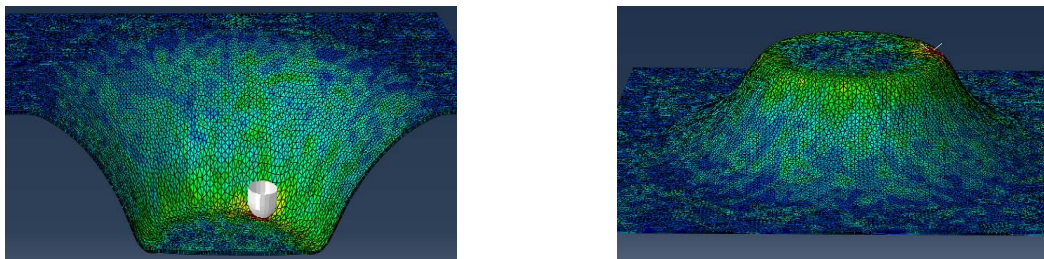


Fig. 3 Model profile and its designed dimension

Design the heating system of the worked sheet and temperature measuring

Fig. 4a) illustrated the structure of continuous heating installation for Titanium when forming. Fig. 4b) displays the real structure of SPIF feature and all accessories without sheet model:

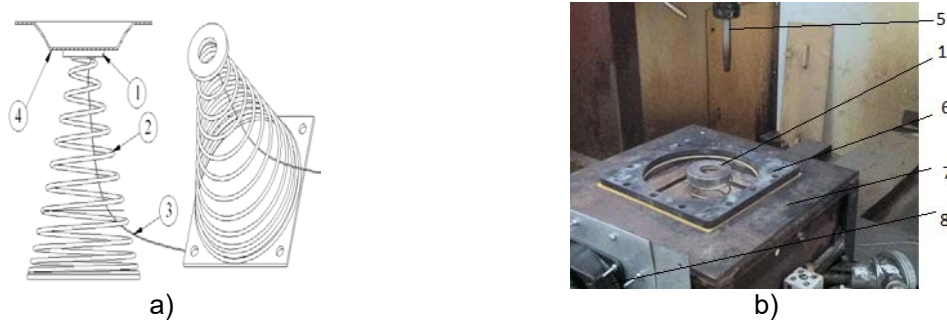


Fig. 4 a) Installation of continuous heating for SPIF model; b) Real structure of SPIF feature where: 1: The electrical solenoid always contacts to the bottom of the model sheet, 2: Conic spring for continuous pressure of solenoid via a ceramic thermal isolator wafer, 3: Electrical ware and signal thermal measure ware, 4: Formed model, 5: Pestle (SPIF tool), 6: Upper clamp on a thermal isolator pad, 7: Top of SPIF feature, 8: Ventilator.

A feedback thermal measuring system included thermal relay is designed and assembled in the circuit to control the temperature of sheet when forming.



Fig. 5 Feedback thermal system is assembled to the SPIF feature

When setting up the temperature at 480°C, the feedback thermal system maintains this temperature with the tolerance of $\pm 1^\circ$. The ventilator that is controlled by the thermal relay is automatically active when the control circuit detects the overheat situation. The electrical circuit provides AC 220V/50Hz for the solenoid. The ceramic thermal isolator wafer type K that can support the temperature up to 1100°C is connected to point contact 78 of TZN4S that have the duty to detect the feedback temperature of the sheet. This temperature is controlled and compared to the setting up temperature (480°). SSR, a high intensity relay for continuous cutting, is connected to the solenoid. The control signal is DC 5V.

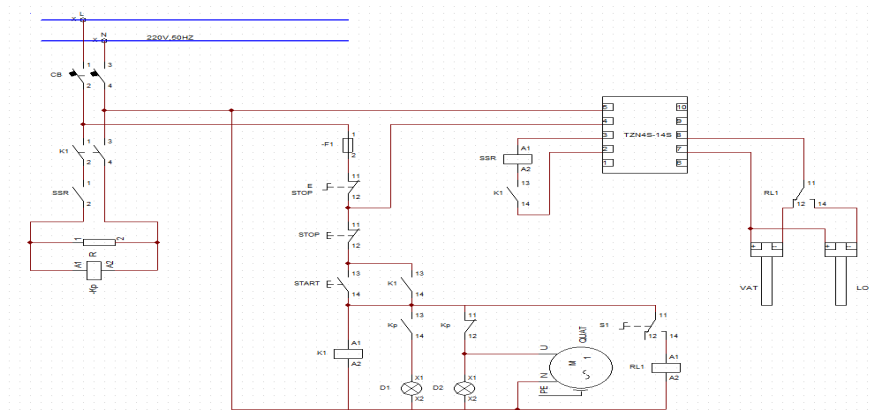


Fig. 6 Schema of electrical circuit for controlling the heat with feedback system when forming

Empirical process of forming titanium

All the empirical processes of forming 16 models of Titanium sheet are performed in SPIF machine in CAD-CAD workshop of the Digital Control and System Engineering Laboratory (DCSElab). The following figures displayed the empirical process.



a)



b)

Fig. 7 a) Forming to the appearance of breakage; b) Direct measure by position of pestle



a)



b)

Fig. 8 a) Adjusting at top of the model; b) Measure the bottom of the model to define the error on z direction when clamping



Fig. 9 All the formed models are encoded, ready for measuring for statistic process



Fig. 10 Measure the bottom of the model after released from the feature to define the depth at breakage for deducing the angle α

Result of empirical process and numeric treating

The results of measuring 16 models of Titanium in empirical process are displayed in table 2.

Table 2

The simulation and empirical results with relative error of formability angle α and springback value Δ of Titanium

No	D (mm)	Δz (mm)	V_{xy} (mm/min)	T (°C)	α (°) Empirical	Δ (mm)
1	12	0.3	1000	480	71,1	0.3
2	12	0.6	1000	480	72,4	0.18
3	12	0.6	1000	600	70,5	0.31
4	12	0.3	1000	600	72,4	0.11
5	12	0.6	1500	600	71,7	0.03
6	12	0.3	1500	480	71	0.32
7	12	0.3	1500	600	71,3	0.1
8	12	0.6	1500	480	71	0.1
9	6	0.6	1000	600	73,2	0.02
10	6	0.3	1500	480	70	0.32
11	6	0.6	1000	480	69	0.5
12	6	0.3	1000	480	70,4	0.4
13	6	0.6	1500	480	72	0.05
14	6	0.3	1000	600	73,1	0.03
15	6	0.6	1500	600	70	0.2
16	6	0.3	1500	600	71,1	0.05

Analyses of the influence of input parameters

The Design-Expert software is applied to analyze the mutual influences of 2 in 4 parameters to the formability (angle α). The following figures illustrate the mutual influences:

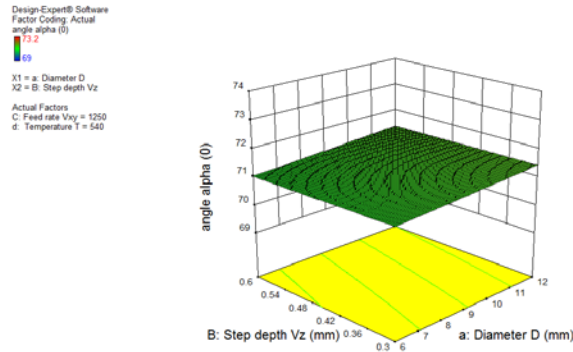


Fig. 11 Influence of Step depth Vz and diameter D to the formability of Titanium

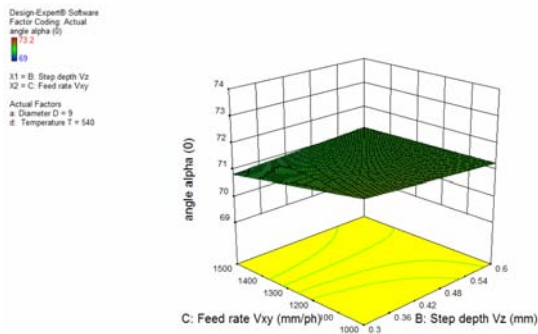


Fig. 12 Influence of Feed rate Vxy and Step depth Vz to the formability of Titanium

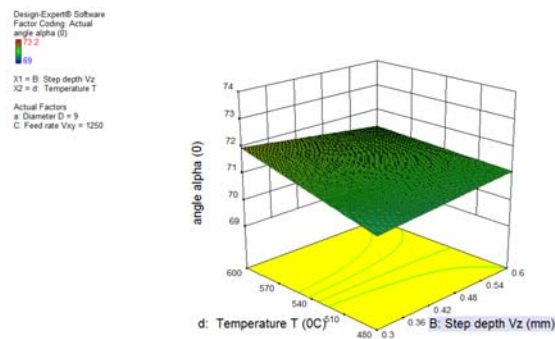


Fig. 13 Influence of temperature T and depth Vz to the formability of Titanium

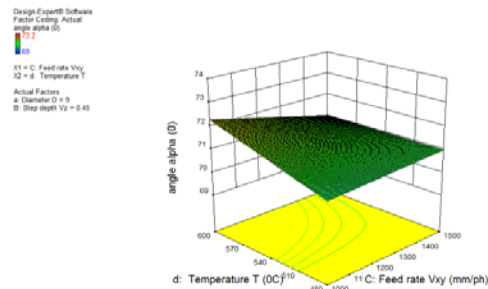


Fig. 14 Influence of temperature and feed rate Vxy to the formability of Titanium

T and Feed rate Vxy depth Vz to the formability of Titanium to the formability of Titanium Consideration:

- In any case the higher temperature, the bigger formability of the Titanium sheet (Fig.13-14),
- The smaller feed rate of tool the bigger formability of the Titanium sheet (Fig. 13),
- The influence of tool diameter is not clear, may be invariable (Fig. 11),
- The influence of step depth Vz is not clear (Fig. 12, 13).

Conclusion

The rise of temperature of Titanium sheet in SPIF technology will increase the formability of the metal. The experiment does not show the limits of the influence but Hot SPIF with overheat influents directly to the mechanics properties of the other components such as the shape of the tool, lubrication between tool and surface of sheet work piece.

Acknowledgements

We appreciate highly the great support of DCSELAB and fund of Vietnam National University HoChiMinh City (VNU-HCM) under the grant number TX2018-20b-01 to perform this research.

References

- 1.Kathryn Jackson, Julian Allwood “The mechanics of incremental sheet forming”, journal of materials processing technology 209 (2009) 1158–1174.
- 2.ImrePaniti , JánosSomló “Novel Incremental Sheet Forming System with Tool-Path Calculation Approach”, ActaPolytechnicaHungarica Vol. 11, No. 7, 2014.
- 3.Yogesh Kumar and Santosh Kumar “Incremental Sheet Forming (ISF)”, ISBN 978-81-322-2354-2 Springer 2014.
- 4.W. G. GUO and J. Y. CHENG“Mechanical Properties And Deformation Mechanisms Of A Commercially Pure Titanium S. Nemat-Nasser”. ActaMetallurgica Inc. Published by Elsevier Science Ltd.47, No. 13, pp. 3705-3720, 1999.
- 5.C. Veiga, J.P. Davim, A.J.R. Loureiro“Properties And Applications Of Titanium Alloys: A Brief Review”, Advance Materials Science, 32-133-148, 2012.
- 6.MladimirMilutinovića, Robert Lendela Michal Potranb, Dragiša Vilotića, PlavkaSkakuna, Miroslav Plančaka “Application Of Single Point IncrementalForming For Manufacturing Of Denture Base”, Journal for Technology of Plasticity, Vol. 39 (2014), Number 2.
- 7.Nguyen Thanh Nam, Phan Dinh Tuan, Vo Van Cuong, Le Khanh Dien, Nguyen Thin Binh, Le Trang Hien, “Research On The Forming Angle Of A1050-H14 AluminumMaterial Processed By Using Single Point IncrementalForming Technology (SPIF)”, Science & Technology Development, Vol 12, No.16 – 2009.

Nguyen Tan Hung, National Key Lab of Digital Control and System Engineering, University of Technology, VNU-HCMC, University of Technology Education, Ho Chi Minh City, Vietnam

Le Khanh Dien, 1National Key Lab of Digital Control and System Engineering, University of Technology, VNU-HCMC, Vietnam

Nguyen Thanh Nam, National Key Lab of Digital Control and System Engineering, University of Technology, VNU-HCMC, Vietnam

Vo Tuyen, Ho Chi Minh City University of Food Industry (HUPI), Vietnam

Svetlin Antonov, Technical university of Sofia, Faculty of Telecommunications, Department of Radio communications and Video technologies, e-mail: svantonov@yahoo.com

Ivan Antonov, Technical university of Sofia, Faculty of Power Engineering and Power Machines, Department of Hydroaerodynamics and Hydraulic Machines, e-mail: mfantonov@abv.bg

DESIGN A CONTROL SYSTEM OF SLS RAPID PROTOTYPING MACHINE

Vo Tuyen, Le Khanh Dien, Tran Van Hung, Svetlin Antonov

At present, in Vietnam, mastering of technology and rapid prototyping equipment is very limited. Therefore, the research design and manufacture of rapid prototype machine made in Viet Nam, including SLS rapid prototyping machine is necessary. This article performs the design of a control system for the SLS rapid prototyping machine, which meets the requirements for control as well as experimental adjustment of the technological parameters when prototyping the product.

Keywords: Control system, Rapid prototype, Selective laser sintering, SLS machine

Introduction

In rapid prototyping method by sintering laser technology, the powder is sintered by the laser to reach the temperature where they convert solid into plasticity, after the laser passes through the material which will harden and link together to form the layers that we desired. When the previous layer is done, the next layer is also made, the sintered powder is not only linked to the powder in the same layer but also linked to the previous layer. Repeating the same for each layer until finishing the product [1].

At present, in Vietnam, mastering the technology and rapid prototyping equipment is very limited. Therefore, the design and manufacture of rapid prototyping machine made in Viet Nam, including SLS rapid prototyping machine is necessary. Because of the particularity of the method of prototyping complex surfaces, the control of the machine's operation as well as the process of prototyping is essential. The control system for the SLS rapid prototyping machine meets the requirements for SLS prototyping process control. It is the purpose of this design.

Analysis requirements and plans to control the SLS machine

The aggregation of the motions that need to be controlled as shown in table 1 will form the function of the SLS rapid prototyping system [2].

Table 1

Components of the SLS machine to be controlled

Order	Function	Components
1	3-axis X-Y-Z moving accuracy 0.01 mm	3 high precision motors
2	Rollers - 2 moves	2 stepper
3	Supply powder to the system	1 stepper motor
4	Limit Sensors	10 sensor
5	Heater of machine	1 heater
6	Laser beam driver control	1 control cabinet

From the above analysis, the following control schemes can be identified (Fig. 1) [3]:

Controlling the motion of the machine and servo motor.

- The return signal is collected by the motion card.
- Controlling parameters and operating status of the machine by the software developed by researchers.
- The process of creating cut files is performs through STL layer cutting software to the specific requirements of the machine being studied.

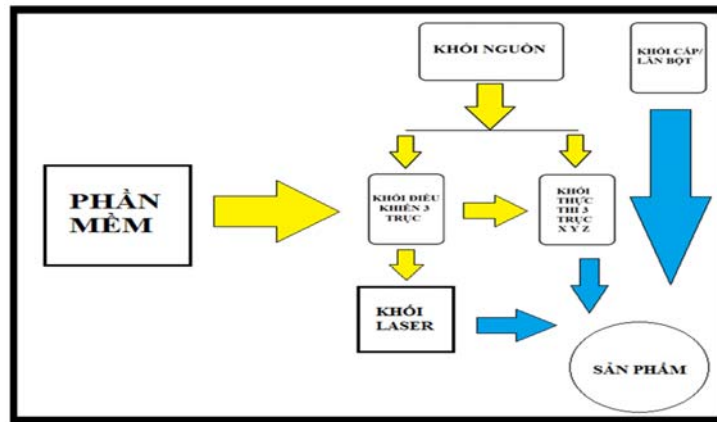


Fig. 1 Interconnection diagram of blocks in SLS rapid prototyping machine

Design of SLS control system

The control of the SLS machine consists of the following diagram (Fig. 2) [4]:

- Control the power source cluster;
- Control feed/roller powder cluster;
- Control the three-axis execution cluster X Y Z;
- Control laser cluster.

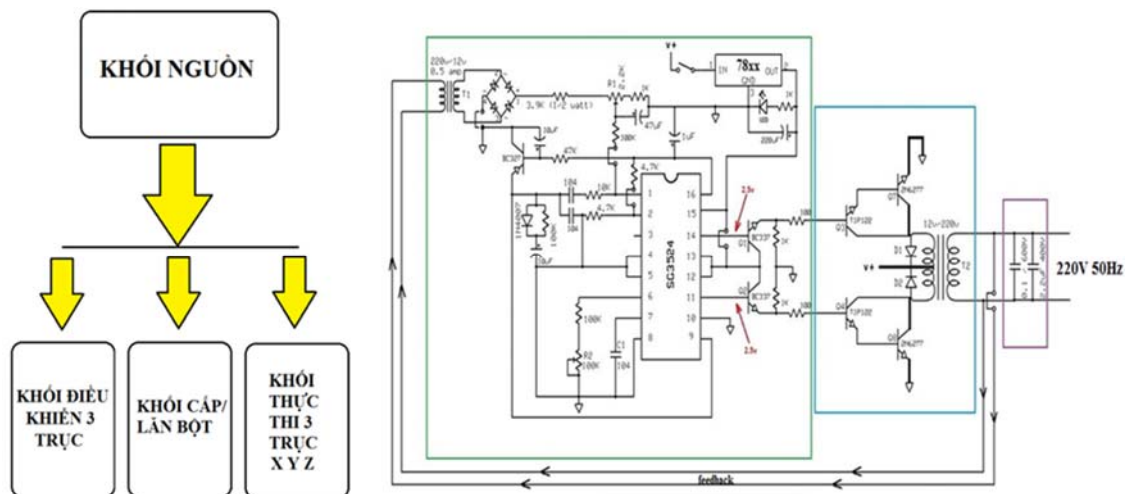


Fig. 2 Schematic diagram of the SLS rapid prototype control system

Control the power source cluster. The power source is a electrical energy conversion transfer from 220v, 50Hz frequency of the normal home grid, to DC power supply with values of 5V, 12V, 24V for electronic circuits and motors in other clusters. Power circuits mainly use two power converters: rectifier and DC-DC converters. The AC source is fed through a rectifier to convert it into a DC source of approximately 300V. This source continues through the DC-DC converter to achieve the desired value. The PWM pulse generator in the circuit will be continuously cut according to the set task (% of input value) (Fig. 3).

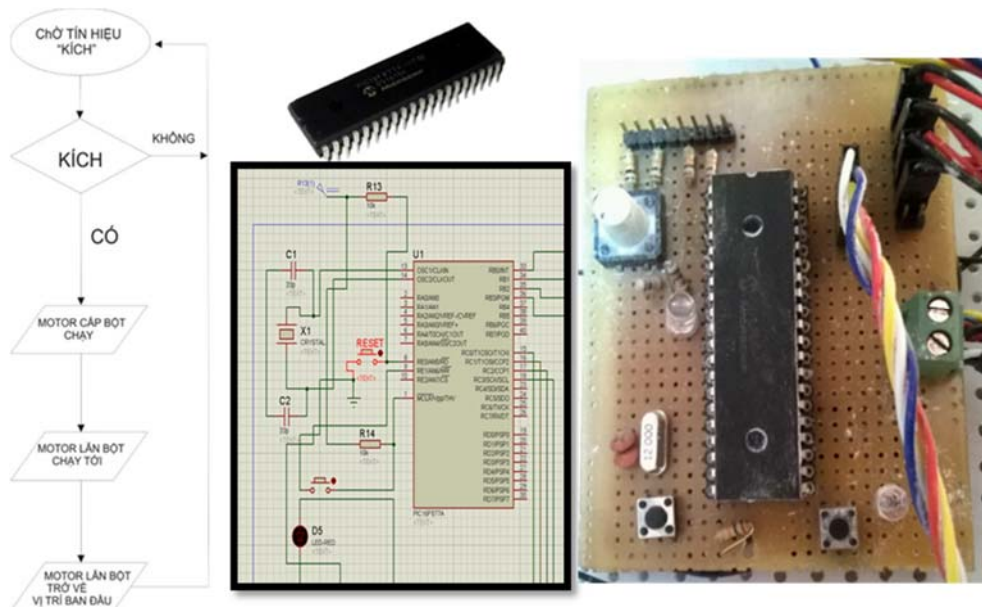


Fig. 5 Design and manufacture of powder feed/roller cycle control circuits with PIC16F877A microcontroller

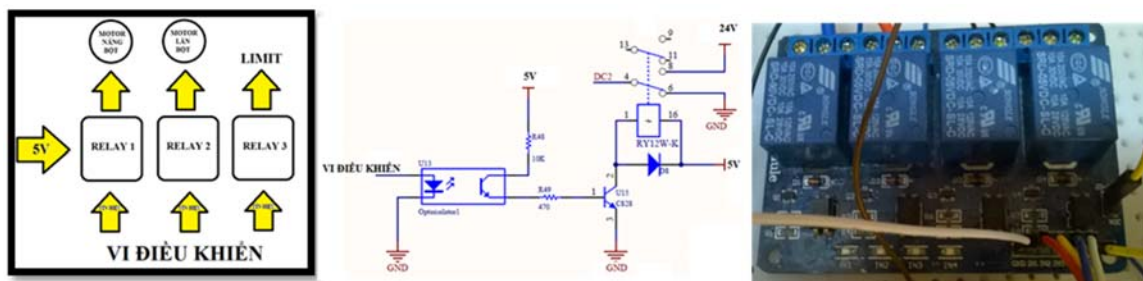


Fig. 6 Design, construction noise reduction relay circuit for microcontroller

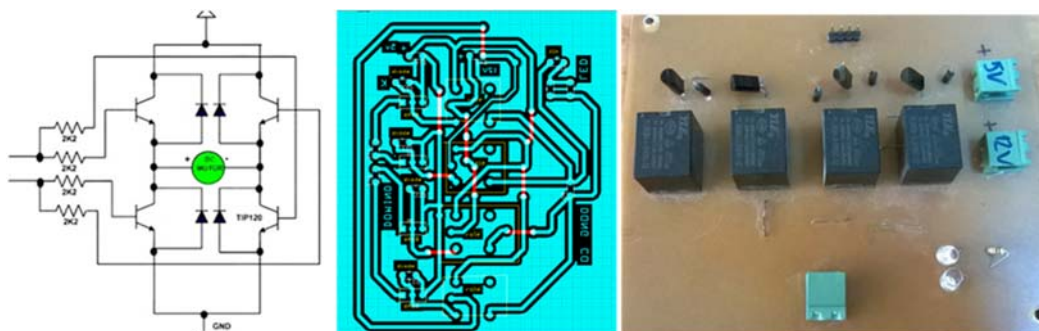


Fig. 7 Design, construction noise reduction relay circuit for microcontroller

Control the three-axis execution block X Y Z. We see the X Y Z axis motor is controlled by software on the computer, transmitting the data to the control board via parallel transmission port LPT. Parallel port allows parallel transmission bits and serial bytes. Also called LPT port. Parallel port structure of 8 data lines, 4 control paths and 5 status paths. These paths are compatible with

TTL (0.5), so it is quite convenient to simply connect multiple components and circuits that are compatible with the logic level. Parallel port distances are limited due to parasitic capacitance, induction and power loss.

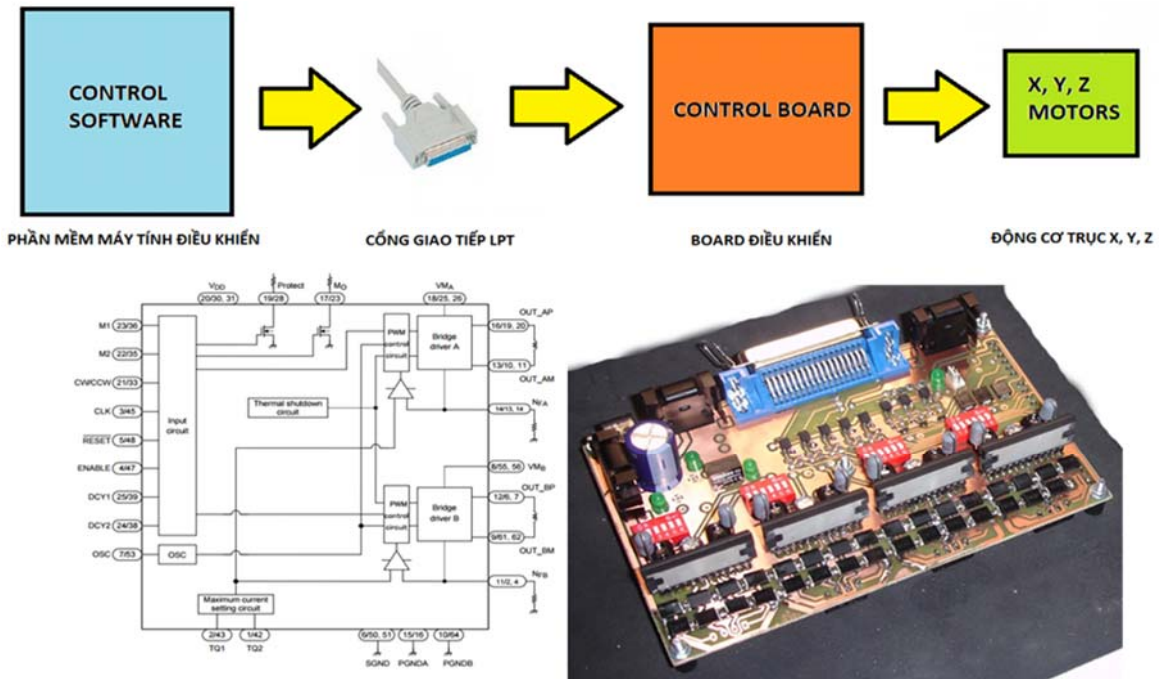


Fig. 8 Design and construction of motor X Y Z control board

The X Y Z motor control circuit is an important driving force, which is responsible for transferring control commands from the computer to specific tasks through the motor, shaping the product (Figure 8). The Toshiba 6560 IC driver is the main and most important component, producing PWM pulses for controlling dipole stepping motors. TB6560AHQ has a variety of control modes, relatively cheap and popular. At the same time, this IC offers low vibration, high efficiency, flexible to drive and reversing motor simply. The circuit is designed to control three dipole stepper motors - four (3 X Y Z axis), along with an auxiliary shaft. Each TB6560 driver uses a step motor controller. The computer control program outputs control signals through the LPT port. Control signals enter the IC after being purified via IC 74HC14. Each TB6560 IC is controlled via three signals, namely CLK, DIR and ENABLE. Control input is insulated with the motive circuit via the LTV357T opto. Bipolar motors need to be controlled on both poles to generate electric current on the motor, thus requiring a full H-bridge to control each winding of the stepper motor. This H-bridge is integrated inside the TB6560 IC used in the control circuit. With this type of engine, we have the following types of controls:

Full-step control (wave drive – 1 phase on): In Wave drive mode, at one time only one winding is supplied current. This control is simple, but the power is very low, only 50%. So the torque force generated by this type of control is relatively weak.

Full-step control (two phase drive - 2 phase on): In this mode, two windings will be energized at the same time, giving higher power than the one above.

Half-step control (1 or 2 phase on): This type of control combines the two forms. As a result, the motor can move at angles up to twice the resolution of the above. This type of control is relatively complex. Thus, with the driver mentioned above, we can control the micro step 1/16, which increases the precision of the engine as well as increase the torque, power...

Control laser cluster. To control the on / off laser, the control signal is connected to one leg of the LPT port, which is defined in the software to indicate that the laser is turned on and off. When

the laser control signal is sent, it passes through the buffer circuit, thereby opening and closing the laser source. The laser on / off control is the spindle leg of the control circuit. By combining with gcode commands, the control circuit will turn on / off the laser during operation. Anode of the discharge tube is connected to the positive end of the source, cathode connected to the negative source (Fig. 9).

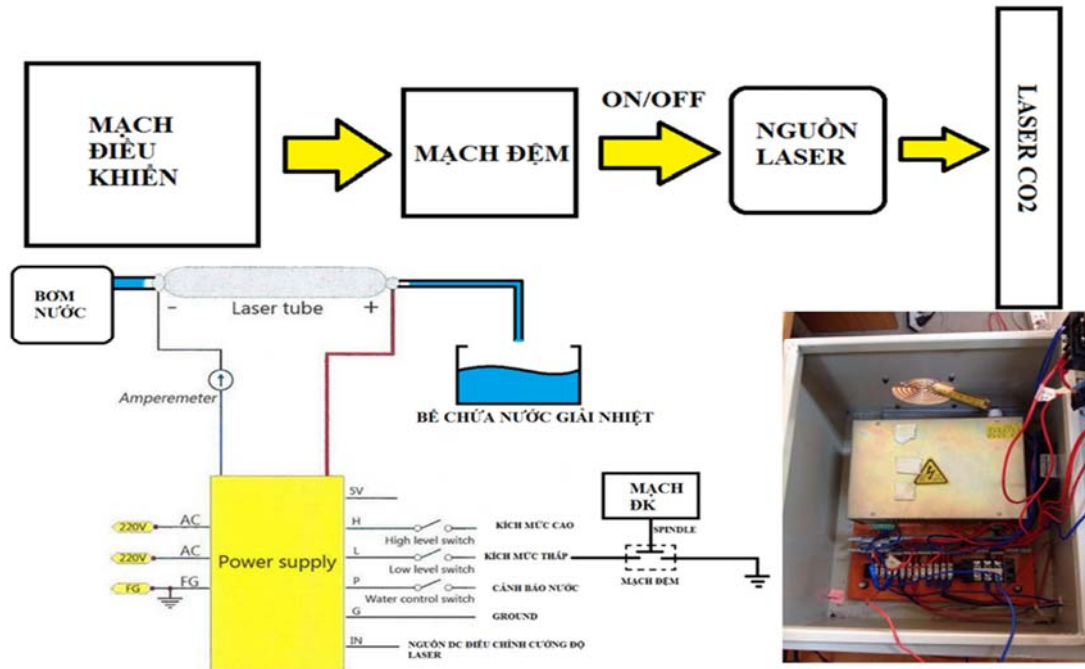


Fig. 9 Design and construction of laser power control circuit

The laser used is the CO₂ laser. The CO₂ laser is formed by exploring the reaction of the gas mixture in the sealed tube. These gases are the laser environment. This tube can be made of glass or metal. Metal pipes are more efficient, more stable and more durable. Glass tubes are lower performance, less stable, brittle, but much cheaper. Radio Frequency (RF) is used to stimulate gas molecules (laser environment) to produce lasers. The main fuel in this mixture is CO₂, so it's called CO₂ Laser. The wavelength of this laser is 10.6µm, which will work on wood, paper, some plastic, fabric, ceramic, stone, etc. CO₂ laser is widely used in laser technology on metal and nonmetal, laser cutting and laser sintering (Fig. 10). This laser system radiates a lot of heat so it must cool well to avoid overheating the laser. Water-cooled CO₂ hose. To pump water into the tube, we use a DC pump, 12V DC, to ensure the water level in the tube is 1-4 liters per minute. Water is continuously injected throughout the machine to ensure that the laser tube is stable at the allowable temperature.

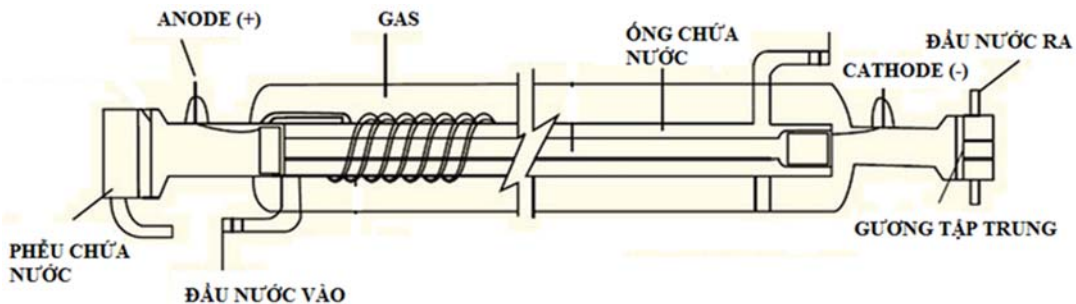


Fig. 10 CO₂ Laser ejecting tube

Conclusion

The paper presents the design of the hardware of the control system together with the electrical equipment that meets the main driving force used in the SLS rapid prototyping machine, which meets both control and experimental requirements during the product performing (Fig. 11).



Fig. 11 Experiment and manufacturing products with SLS rapid prototyping machine.

Acknowledgements

This research is supported by DCSELAB and funded by Vietnam National University HoChiMinh City (VNU-HCM) under grant number TX2018-20b-01. We appreciate highly the great support of DCSElab that gave us the opportunity to perform this research.

References

1. Badrinarayan, B and Barlow, JW (1995). *Effect of processing parameters in SLS of MetalPolymers*, Proceedings of Solid Freeform Fabrication Symposium, pp. 55-63. Austin: Texas.
2. Contuzzi, N.; Campanelli, S.L & Ludovico, A.D, *3D finite element analysis in the selective lazer melting process*, Department of Management and Mechanical Engineering, Viale Japigia, 182, 70126 Bari, Italia, 2011.
3. Ana PilipoviT, Igor Drstvenšek, Mladen Šercer1, *Mathematical Model for the Selection of Processing Parameters in Selective Laser Sintering of Polymer Products*, Advances in Mechanical Engineering, Volume 2014.
4. Nguyễn Thanh Nam, *Nghiên cứu thiết kế và chế tạo hệ thống tạo mẫu nhanh SLS*, Báo cáo tổng kết đề tài B2013-20b-01, 2015.

Vo Tuyen, Ho Chi Minh City University of Food Industry (HUFI), Vietnam
Le Khanh Dien, 1National Key Lab of Digital Control and System Engineering, University of Technology, VNU-HCMC, Vietnam
Tran Van Hung, DCSELAB - Ho Chi Minh City University of Technology, VNU-HCM, Vietnam
Svetlin Antonov, Technical university of Sofia, Faculty of Telecommunications, Department of Radio communications and Video technologies, e-mail: svantonov@yahoo.com

STRUCTURE DESIGN OF THE SLS RAPID PROTOTYPING MACHINE BY MODULARITY

Vo Tuyen, Le Khanh Dien, Nguyen Thanh Nam, Svetlin Antonov, Rositsa Velichkova, Ivan Antonov

In rapid prototyping method by sintering laser technology, the powder is sintered by the laser to reach the temperature where they convert solid into plasticity, after the laser passes through the material which will harden and link together to form the layers that we desired. When the previous layer is done, the next layer is also made, the sintered powder is not only linked to the powder in the same layer but also linked to the previous layer. Repeating the same for each layer until finishing the product. The design of the SLS rapid prototyping machine will greatly depend on the machine architecture for the formation of clusters. This paper presents a design method application for modularity to analyze structure, system design for the SLS rapid prototyping machines which based for detailed design calculations of the SLS rapid prototyping machines.

Keywords: Structure design, Modularity, Rapid prototype, Selective laser sintering machine

Introduction

SLS rapid prototyping technology is based on a laser sintering technique developed and issued at the University of Texas in Austin. With the financing from BF Goodrich company, the DTM Group (1987) commercialized SLS, the first rapid prototyping of the DTM Group, which was commercialized in 1992. Nowadays, this type of rapid prototyping has also been produced by a number of other companies. SLS method using the properties of powder material can be solidified by the effect of heat. A thin layer of powdered material is spread on the surface of the cylinder by a certain thickness, the laser solidifies (bonds) the powder within the boundary of the scanning surface, causing them to stick in the contact surface. Then the cylinder descends to about the next layer thickness, the material powder is added and the process is repeated until the complete product. With SLS technology, materials are very diverse, inexpensive, using a wide variety of materials, from waxes, polymers, thermoplastics, ceramics to metals and alloys. This has an important significance in the rapid prototyping in the global competitive era. The economic design of the SLS rapid prototyping machine will greatly depend on the machine architecture for the formation of clusters. Therefore, to have an efficient modular design, we need to analyze the structure of the SLS rapid prototyping system as the basis for the economic design of the SLS rapid prototyping machine.

The working principle of the equipment

The working principle of the SLS rapid prototyping process is shown in Fig. 1 The product is divided into slices from the .STL format file that forms a layer by spreading the layers of powder and sintered by a CO₂ laser source according to the steps:

Step 1: A layer of molten powder is placed in the product container.

Step 2: The first layer of powder is scanned by CO₂ laser and solidify. Unprocessed powder material will be returned to the container.

Step 3: When the first layer is finished, the second layer of powder is supplied through the mechanical roller to prepare for the second layer scanning process.

Step 4: Step two and step three are repeated until the complete product.

Once the process is finished, the product is removed from the treatment chamber and they can be transferred to the postprocessing or re-polish stage as sandblasting depending on the application of the product.

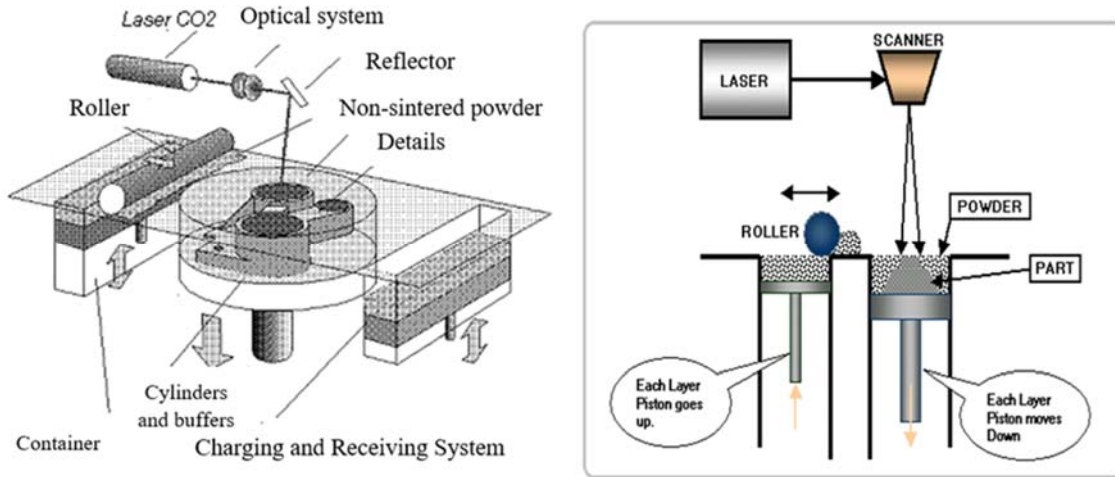


Fig. 1 The working principle of the SLS rapid prototyping machine

The working principle of the equipment

With the concept: System characteristics are the one-to-one relationship between the functional characteristics and structure of the components (functional characteristics are the result of activities performed by the executing components to contribute to the general character of the products, structures that result from the layout, assembly and shaping of the functional executing components). To manufacture all elements required for each functional cluster, will not be effective with the work progress and fabrication cost. The best option would be to calculate and choose standard elements, then buy them for assembly. For some specific details that are not available on the market, we can fabricate the details to have the desired effect.

First of all, we need to list all the elements of the SLS rapid prototyping system from the outgoing motors as follows [1]: 1) Roller drive motors; 2) Roller transmissions, toothed belts; 3) Powder rollers; 4) Forming motors; 5) XY axis drive; 6) Power supply, laser tube; 7) Orientation lenses; 8) Z axis lifting transmission; 9) Container; 10) Bracket, halogen lights; 11) Frame, cabinet.

To determine the relationship between the parts by the structure and function, we use a matrix of relationship between structure and function with “1” is the desired effect, “0” is the negligible effect and finally, “-1” is the undesirable effect.

Based on the analysis of actuators, we have a table of relationships between components by the structural characteristics (Table 1) [4]. In which, the symbols: MA: mate; PA: parallel; CO: contact; RE: remoteness; DT: direct transmission; IT: indirect transmission; DE: deceleration; NDE: no deceleration; HE: heating; LA: Laser.

Table 1

Relationship between parts in the structure

		Component							
		Structure				Function			
		Arrangement		Position		Energy		Transmission	
Bộ phận 1	Bộ phận 2	MA	PA	CO	RE	DT	IT	DE	NDE
Roller drive motor	Roller and toothed belt drive	1	0	1	0	1	0	0	1
	Powder roller	0	1	0	1	0	1	1	0
	Prototyping drive motor	0	1	0	1	0	1	0	1
	XY axis drive	0	1	0	1	0	1	0	1

Bộ phận 1	Bộ phận 2	Component							
		Structure				Function			
		Arrangement		Position		Energy		Transmission	
		MA	PA	CO	RE	DT	IT	DE	NDE
	Power supply, laser tube	0	1	0	1	0	0	0	0
	Orientation lens	0	1	0	1	0	0	0	1
	Z axis drive of the lifting table	0	1	0	1	0	1	0	1
	Container	0	1	0	1	0	1	0	1
	Bracket, halogen lights	0	1	0	1	0	1	0	1
	Frame, cabinet	0	1	0	1	0	1	0	1
Roller and toothed belt drive	Rollers	1	0	1	0	1	0	1	0
	Prototyping drive motor	0	1	0	1	0	1	0	1
	XY axis drive	0	1	0	1	0	1	0	1
	Power supply, laser tube	0	1	0	1	0	0	0	1
	Orientation lens	0	1	0	1	0	0	0	1
	Z axis drive of the lifting table	0	1	0	1	0	1	1	0
	Container	0	1	0	1	0	1	0	1
	Bracket, halogen lights	0	1	0	1	0	1	0	1
	Frame, cabinet	0	1	0	1	0	1	0	1
Rollers	Prototyping drive motor	1	0	1	0	1	0	0	1
	XY axis drive	0	1	0	1	0	1	0	1
	Power supply, laser tube	0	1	0	1	0	0	0	1
	Orientation lens	0	1	0	1	0	0	0	1
	Z axis drive of the lifting table	0	1	0	1	0	1	1	0
	Container	0	1	0	1	0	1	0	1
	Bracket, halogen lights	0	1	0	1	0	1	0	1

		Component							
		Structure				Function			
		Arrangement		Position		Energy		Transmission	
Bộ phận 1	Bộ phận 2	MA	PA	CO	RE	DT	IT	DE	NDE
	Frame, cabinet	0	1	0	1	0	1	0	1
Prototyping drive motor	XY axis drive	1	0	1	0	1	0	0	1
	Power supply, laser tube	0	1	0	1	0	0	0	1
	Orientation lens	0	1	0	1	0	0	0	1
	Z axis drive of the lifting table	0	1	0	1	0	1	1	0
	Container	0	1	0	1	0	1	0	1
	Bracket, halogen lights	0	1	0	1	0	1	0	1
	Frame, cabinet	0	1	0	1	0	1	0	1
XY axis drive	Power supply, laser tube	0	1	0	1	0	0	0	1
	Orientation lens	0	1	0	1	0	0	0	1
	Z axis drive of the lifting table	0	1	0	1	0	1	1	0
	Container	0	1	0	1	0	1	0	1
	Bracket, halogen lights	0	1	0	1	0	1	0	1
	Frame, cabinet	0	1	0	1	0	1	0	1
Power supply, laser tube	Orientation lens	0	1	0	1	0	0	0	0
	Z axis drive of the lifting table	0	1	0	1	0	0	1	1
	Container	1	0	0	1	0	0	0	1
	Bracket, halogen lights	0	1	0	1	0	0	0	0
	Frame, cabinet	0	1	0	1	0	1	1	0
Orientation lens	Z axis drive of the lifting table	0	1	1	0	1	0	0	1
	Container	0	1	0	1	0	1	0	0
	Bracket, halogen lights	0	1	0	1	0	0	0	0

		Component							
		Structure				Function			
		Arrangement		Position		Energy		Transmission	
Bộ phận 1	Bộ phận 2	MA	PA	CO	RE	DT	IT	DE	NDE
	Frame, cabinet	0	1	0	1	0	1	0	0
Z-axis drive of the lifting table	Container	0	1	0	1	0	0	1	1
	Bracket, halogen lights	0	1	0	1	0	0	0	0
	Frame, cabinet	0	1	0	1	1	0	0	0
Container	Bracket, halogen lights	0	1	0	1	0	0	1	0
	Frame, cabinet	0	1	0	1	0	0	1	0
Bracket, halogen lights	Frame, cabinet	0	1	0	1	0	1	0	0

Modularity design in the SLS rapid prototyping machine

Establish the functional relational matrix of the system, the parts with the different compatibility levels (showed different values) are grouped into the corresponding modules. This can be done by General Functional Requirements criteria, we form the functional modules matrix of the rapid prototyping system as shown in Table 2.

Table 2

The function relationship matrix of the system

	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
1		2	2	1	1	0	0	1	0	0	1
2	2		2	1	1	0	0	1	0	0	1
3	2	2		1	1	0	0	1	0	0	1
4	1	1	1		2	2	2	2	0	0	1
5	1	1	1	2		2	2	2	0	0	1
6	0	0	0	2	2		2	2	0	0	1
7	0	0	0	2	2	2		2	0	0	1
8	0	0	0	2	2	2	2		0	0	1
9	0	0	0	0	0	0	0	0		0	1
10	0	0	0	0	0	0	0	0	0		1
11	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	

As a result, there are five functional modules as follows:

- Module 1 (Powder roller cluster): Roller drive motor; Rollers and toothed belt drive; Rollers.
- Module 2 (Laser prototyping cluster): Prototyping drive motor; XY axis drive; Power supply, laser tube; Orientation lens; Z axis drive of the lifting table.
- Module 3 (Container cluster): Containers.
- Module 4 (Heating cluster): Bracket, halogen lamp.
- Module 5 (Chassis frame cluster): Frame, cabinet.

Similarly, we obtained the structural modules matrix of the rapid prototyping system in Table 3.

Table 3

The structural modules matrix

	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
1		3	3	1	1	1	1	1	1	1	1
2	3		3	1	1	1	1	1	1	1	1
3	3	3		1	1	1	1	1	1	1	1
4	1	1	1		2	2	2	2	1	1	1
5	1	1	1	2		2	2	2	1	1	1
6	1	1	1	2	2		2	2	1	1	1
7	1	1	1	2	2	2		2	1	1	1
8	1	1	1	2	2	2	2		1	1	1
9	1	1	1	1	1	1	1	1		1	1
10	1	1	1	1	1	1	1	1	1		1
11	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	

According to the system structure, there are also 5 modules as follows:

- Module 1 (Powder roller cluster): Roller drive motor; Roller and toothed belt drive; Rollers.
- Module 2 (Laser prototyping cluster): Prototyping drive motor; XY axis drive; Power supply, laser tube; Orientation lens; Z axis drive of the lifting table.
- Module 3 (Container cluster): Containers.
- Module 4 (Heating cluster): Bracket, halogen lamp.
- Module 5 (Chassis frame cluster): Frame, cabinet.

System analysis by function and by structure shows that the modules are similar. This proves that the results of the analyzing process are reasonable, which helps to identify the design options available and the design details as shown in Table 4.

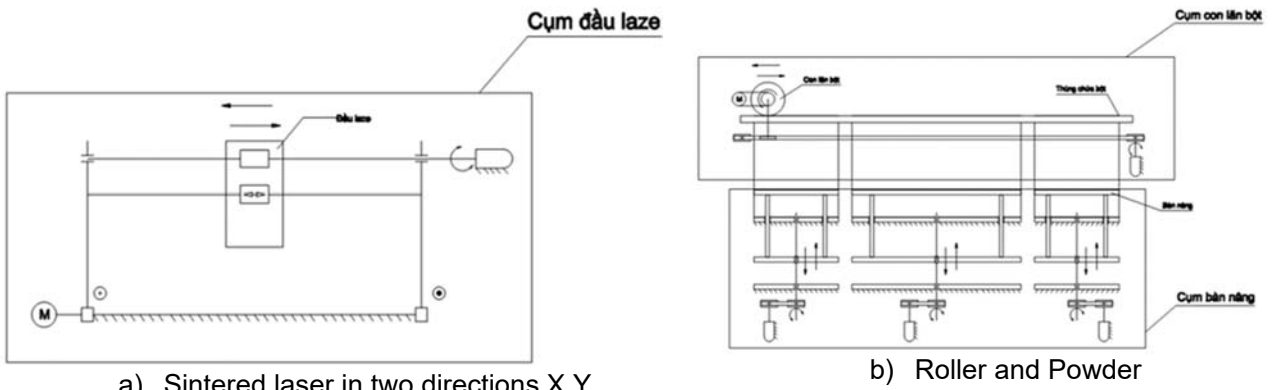
Table 4

Design elements can be purchased and details to be manufactured

STT	Name of cluster	Name of detail	Selective design	Design and Manufacture
1	Powder roller cluster	Roller drive motor	x	
		Roller and toothed belt drive	x	
		Rollers		x
2	Laser prototyping cluster	Prototyping drive motor	x	
		XY axis drive	x	
		Power supply	x	
		Orientation lens	x	
		Z axis drive of the lifting table		x
3	Container cluster	Powder container on the right		x
		Powder container on the left		x
4	Heating cluster	Halogen light	x	
		Bracket		x
5	Chassis frame cluster	Frame		x
		Cabinet		

Conclusion

Applying the modular design method for structural analysis, system design, we have the general structure for the SLS rapid prototyping machine as follows (Fig. 2).



a) Sintered laser in two directions X Y

b) Roller and Powder

Fig. 2 Dynamic diagram of the SLS rapid prototyping system



Fig. 3 The SLS rapid prototyping machine is completely manufacturing

Powder roller cluster: roller drive motor, roller and toothed belt drive and rollers are designed so that they aren't sagged in the middle, the roller surface isn't sticky during operation.

Laser prototyping cluster: prototyping drive motor; XY axis drive; power supply, laser tube; orientation lens; Z axis drive of the lifting table, which ensure the scanning quality, but do not reduce the machining efficiency.

Powder container cluster: powder containers on the right and left, ensuring enough powder for the prototyping process without compromising product quality.

Heating cluster: bracket and halogen lights, the task of pre-heating so that when sintering will not cause heat stress and increase product quality.

Chassis frame cluster: frame and cabinet, ensuring the firmness of the machine during the work.

The SLS rapid prototyping machine is manufactured and operated to demonstrate the effectiveness of applying the modular design method in system design for the SLS rapid prototyping machine (Fig. 3). The specifications of the machine are as follows: Working volume: 100 x 100 x 100 mm; Movement speed of x, y axis: 900 mm/s; Laser system: suitable power is used for many materials; Materials: PS resin; Thickness of layer: 0.08 ~ 0.3 mm; Detailed accuracy: 100 mm +/- 0.5 mm or +/- 0.5%; Laser accuracy: 0.02 mm.

Acknowledgements

This research is supported by DCSELAB and funded by Vietnam National University HoChiMinh City (VNU-HCM) under grant number TX2018-20b-01. The authors wish to thank DCSELAB - Ho Chi Minh City University of Technology, VNU – HCM, Vietnam for supporting this investigation.

References

1. Badrinarayan, B and Barlow, JW (1995). Effect of processing parameters in SLS of MetalPolymers, Proceedings of Solid Freeform Fabrication Symposium, pp. 55-63. Austin: Texas.
2. Gornet, TJ (2012). Characterisation of Selective Laser sintering TM to determine process stability. Proceedings of Solid Freeform Fabrication, pp. 546-553. Austin: Texas.
3. Nguyen Thanh Nam, Nghiên cứu thiết kế và chế tạo hệ thống tạo mẫu nhanh SLS, Báo cáo tổng kết đề tài B2013-20b-01, 2015.
4. Carliss Y. Baldwin Kim B, Clark, *Modularity in the Design of Complex Engineering Systems*, 2004.

Vo Tuyen, Ho Chi Minh City University of Food Industry (HUPI), Vietnam

Le Khanh Dien, 1National Key Lab of Digital Control and System Engineering, University of Technology, VNU-HCMC, Vietnam

Nguyen Thanh Nam, DCSELAB - Ho Chi Minh City University of Technology, VNU–HCM, Vietnam

Svetlin Antonov, Technical university of Sofia, Faculty of Telecommunications, Department of Radio communications and Video technologies, e-mail: svantonov@yahoo.com

Rositsa Velichkova, Technical University of Sofia, Department Hydroaerodynamics and hydraulic machines, e-mail: rvelichkova@tu-sofia.bg

Ivan Antonov, Technical university of Sofia, Faculty of Power Engineering and Power Machines, Department of Hydroaerodynamics and Hydraulic Machines, e-mail: mfanonov@abv.bg

STRESS AND TRANSPOSITION ANALYSIS OF THE SLS RAPID PROTOTYPE MACHINE FRAME

Vo Tuyen, Le Khanh Dien, Tran Trong Hy, Svetlin Antonov, Rositsa Velichkova, Ivan Antonov

In designing the chassis machine of the SLS rapid prototype machine, the problem of ensuring durability and vibration limitation during product performing plays an important role. The article presents the stress analysis and displacements the frame when dynamic load is applied during the motion. With reciprocal displacement we can calculate the oscillation frequency of the entire three-dimensional synthesizer frame which will determine the durability of the chassis that will absorb the entire vibration, eliminates the vibration factor that generated machine component size errors during SLS manufacturing.

Keywords: Stress & transposition analysis, Rapid prototype, Selective laser sintering

Introduction

In rapid prototyping method by sintering laser technology, the powder is sintered by the laser to reach the temperature where they convert solid into plasticity, after the laser passes through the material which will harden and link together to form the layers that we desired. When the previous layer is done, the next layer is also made, the sintered powder is not only linked to the powder in the same layer but also linked to the previous layer. Repeating the same for each layer until finishing the product [1].

At present, in Vietnam, mastering the technology and rapid prototyping equipment is very limited. Therefore, the design and manufacture of rapid prototyping machine made in Viet Nam, including SLS rapid prototyping machine is necessary. The general structure of the SLS rapid prototyping machine consists of the following clusters: 1) Roller drive motors; 2) Roller transmissions, toothed belts; 3) Powder rollers; 4) Forming motors; 5) XY axis drive; 6) Power supply, laser tube; 7) Orientation lenses; 8) Z axis lifting transmission; 9) Container; 10) Bracket, halogen lights; 11) Frame, cabinet [2]. The analysis of the stress & transposition of the SLS rapid prototyping machine is necessary to meet the requirements of the SLS rapid prototyping. It is the purpose of this design.

Design of the SLS machine frame

In the design of the SLS machine frame (figure 1), the vibration problem during performing prototyping process occurs due to the following factors [3]:

- Movement of the roller creates vibration for the system.
- Movement of the XY axis laser source's part during machining process.
- Vibration generated by water supply system for laser source cooling.

In order to overcome the above factors, we will analyze the stresses and displacements in the frame when the dynamic load is applied during the motion. With reciprocal displacements, we calculate the oscillation frequency of the entire three-dimensional synthesizer frame, which will increase durability of the frame to absorb the entire vibration.



Fig. 1 Complete SLS machine frame

Stress analysis and results evaluation

The forces applied to the frame during operation include:

- Weight of all elements in the SLS machine.
- The component forces on SLS machine frame.

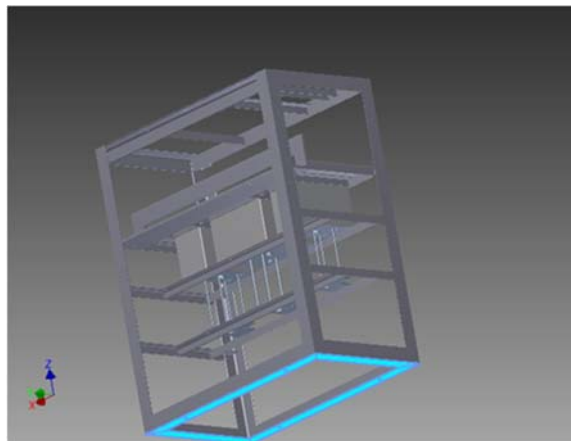


Fig. 2 Static analysis of the SLS machine frame

Executing simulation of the stress analysis is done by steps as follows [4]:

- Step 1: To simulate a static analysis for the SLS machine frame (Fig. 2).
- Step 2: To simulate dynamic analysis of the machine, so that the laser head moves in two directions X, Y while the machine is operating. The strength and moment on the SLS machine frame is shown in Table 1.

Table 1

The strength and moment on the SLS machine frame

Order No	Name of binding	Strength			Moment		
		Size	Components (X,Y,Z)	Unit	Size	Components (X,Y,Z)	Unit
1	Fixed binding:1	4019,355	0	N	93.287	69.643	Nm
			0	N		61.599	Nm
			4019,355	N		7.607	Nm

- Step 3: Transferring elements to static analysis environment after dynamic analysis.
- Step 4: Performing static analysis for each desired element.
- Step 5: Analysing results of the whole machine (Table 2).

Table 2

Summary of the analysis results

Order No	Name	Min	Max	Unit
1	Volume	37609500		mm ³
2	Weight	295.234		Kg
3	Von Mises stress	0.00000316864	31.1277	MPa
4	Transposition	0	0.0828384	mm
5	Stress in XX	-8.72426	11.9986	MPa
6	Stress in XY	-5.67507	4.4376	MPa
7	Stress in XZ	-12.17	10.0809	MPa
8	Stress in YY	-17.1758	14.6794	MPa
9	Stress in YZ	-7.37713	8.88229	MPa
10	Stress in ZZ	-23.2888	10.6214	MPa
11	Transposition in X	-0.00915307	0.016386	mm
12	Transposition in Y	-0.0138993	0.0170779	mm
13	Transposition in Z	-0.0826147	0.0000222054	mm
14	Equivalent deformation	0.00000000013238	0.000128996	ul

- Step 6: Summary of the results of stress analysis (Table 3).

Table 3

Results of stress analysis

Order No	Name	Image
1	Von Mises stress	
2	Transposition	
3	Stress in XX	
4	Stress in XY	
5	Stress in XZ	

Order No	Name	Image
6	Stress in YY	
7	Stress in YZ	
8	Stress in ZZ	
9	Transposition in X	
10	Transposition in Y	
11	Transposition in Z	

Order No	Name	Image
12	Equivalent deformation	

Evaluating the SLS machine performance’s simulation:

- The largest transposition is in the powder container.
- The highest stress is in the powder supply tank.
- The transposition of the laser head is trivial and there is no stress on the structure.
- Transposition parameters of the machine is in Table 4.

Table 4

Transposition parameters of the machine

Order No	Name	Min	Max	Unit
1	<i>Transposition</i>	0	0.083	mm

- Deformation parameters of the machine is in Table 5.

Table 5

Deformation parameters of the machine

Order No	Name	Min	Max	Unit
1	Equivalent deformation	1,324e-011	1,29e-004	ul

- Stress values in the allowable range, the transposition values are trivial;
- The stability of the laser cluster is ensured.

Conclusion

Stress and transposition analysis of the SLS machine frame is performed while the dynamic load is applied during motion. With transposition in each direction, We will calculate the oscillation frequency of the whole three-dimensional synthesis engine. This will determine the durability of the frame to eliminates the vibration factor that occurs the machine size error in processing products by SLS machine. Experimental results show that the laser sintering machine meet the requirements of the SLS rapid prototyping (Fig. 3).



Fig. 3 SLS rapid prototyping machine and real products

Acknowledgements

This research is supported by DCSELAB and funded by Vietnam National University HoChiMinh City (VNU-HCM) under grant number TX2018-20b-01. We appreciate highly the great support of DCSElab that gave us the opportunity to perform this research.

References

1. Badrinarayan, B and Barlow, JW (1995). *Effect of processing parameters in SLS of MetalPolymers*, Proceedings of Solid Freeform Fabrication Symposium, pp. 55-63. Austin: Texas.
2. Ana PilipoviT, Igor Drstvenšek, Mladen Šercer¹, *Mathematical Model for the Selection of Processing Parameters in Selective Laser Sintering of Polymer Products*, Advances in Mechanical Engineering, Volume 2014
3. Nguyễn Thanh Nam, *Nghiên cứu thiết kế và chế tạo hệ thống tạo mẫu nhanh SLS*, Báo cáo tổng kết đề tài B2013-20b-01, 2015.
4. Harvard University Office of Technology Development, *Inventor's Handbook*.

Vo Tuyen, Ho Chi Minh City University of Food Industry (HUFI), Vietnam

Le Khanh Dien, DCSELAB - Ho Chi Minh City University of Technology, VNU-HCM, Vietnam

Tran Trong Hy, DCSELAB - Ho Chi Minh City University of Technology, VNU-HCM, Vietnam

Svetlin Antonov, Technical university of Sofia, Faculty of Telecommunications, Department of Radio communications and Video technologies, e-mail: svantonov@yahoo.com

Rositsa Velichkova, Technical university of Sofia, Faculty of Power Engineering and Power Machines, Department of Hydroaerodynamics and Hydraulic Machines, e-mail: rvelichkova@tu-sofia.bg

Ivan Antonov, Technical university of Sofia, Faculty of Power Engineering and Power Machines, Department of Hydroaerodynamics and Hydraulic Machines, e-mail: mfanonov@abv.bg

DESIGN OF ASSEMBLING PROCESS FOR SLS RAPID PROTOTYPING MACHINE INSTALLATION

Le Khanh Dien, Vo Tuyen, Nguyen Thanh Nam, Svetlin Antonov, Ivan Antonov

In the design the SLS rapid prototyping machine, the analysis of the assembling process of the machine is necessary for the completing assembly of SLS rapid prototyping machines to ensure the quality and accuracy of the machine. This article studies an assembling process of the machine's clusters to meets the requirements of machining accuracy. Experimental results show that the SLS rapid prototyping machine, which had made with the above assembly design process, satisfies the desired machining product with complex geometry according to the design.

Keywords: Assembling process, Analysis, Rapid prototype, Selective laser sintering

Introduction

In rapid prototyping method by sintering laser technology, the powder is sintered by the laser to reach the temperature where they convert solid into plasticity, after the laser passes through the material which will harden and link together to form the layers that we desired. When the previous layer is done, the next layer is also made, the sintered powder is not only linked to the powder in the same layer but also linked to the previous layer. Repeating the same for each layer until finishing the product [1].

At present, in Vietnam, mastering the technology and rapid prototyping equipment is very limited. Therefore, the design and manufacture of rapid prototyping machine made in Viet Nam, including SLS rapid prototyping machine is necessary. The general structure of the SLS rapid prototyping machine consists of the following clusters: 1) Roller drive motors; 2) Roller transmissions, toothed belts; 3) Powder rollers; 4) Forming motors; 5) XY axis drive; 6) Power supply, laser tube; 7) Orientation lenses; 8) Z axis lifting transmission; 9) Container; 10) Bracket, halogen lights; 11) Frame, cabinet [2]. The analysis of the technological process of assembling of these clusters is necessary to complete the installation of the SLS rapid prototyping system. This is the purpose of this design.

Laser cluster assembling process

Assembly Requirements:

- To ensure the Y-axis parallel to the horizontal surface.
- To ensure the X-axis parallel to the horizontal surface.
- To ensure the perpendicularity of the Y-axis to the X-axis.
- To ensure the perpendicularity of the laser source to the horizontal surface.
- To ensure the perpendicularity of the laser source to the Y-axis.

Laser cluster assembling process is show in Fig. 1:

- Step 1: X-axis installation: install the rails into the frame, Install step motor;
- Step 2: Y-axis installation: Install the slider into the frame, Install step motor;
- Step 3: Laser source installation: Install the bracket into the frame, Install laser power supply;
- Step 4: mirror system installation.

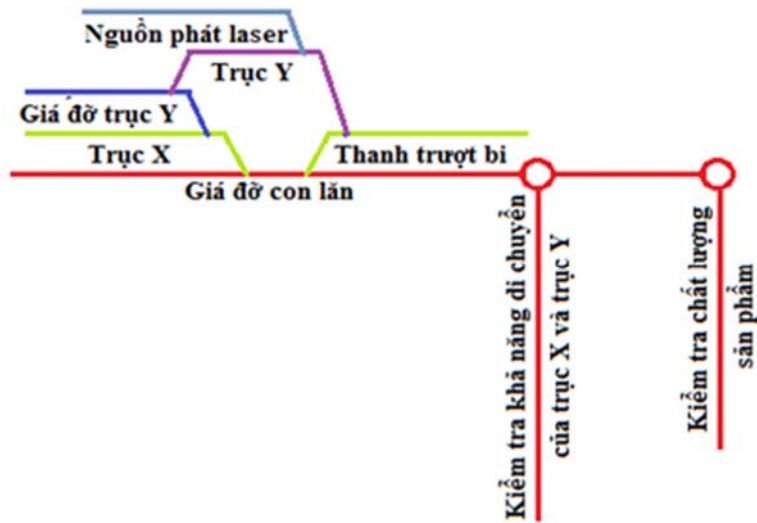


Fig. 1 Schematic diagram of laser cluster assembling

Laser cluster is completely assembled as shown in Fig. 2.

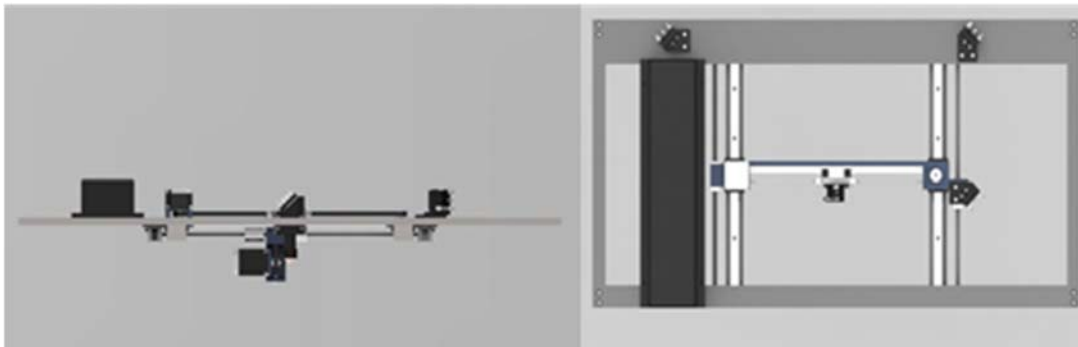


Fig. 2 Laser cluster is completed assembly

Powders roller cluster assembling process

Assembly Requirements:

- To ensure the roller parallel to the horizontal surface.
- To ensure the perpendicularity of the roller to the slide rail.
- To ensure the required gap for the rollers.

Powders roller cluster assembling process is show in Fig. 3 & 4:



Fig. 3 Schematic diagram of powders roller installation

Step 1: Roller instalation (Fig. 3): Install cage into the rollers, Install the ball bearing into the shaft and the roller cover, Install the rubber seal on the roller cover, Install the impart connector to the roller cover, Install the pulley into the connector;

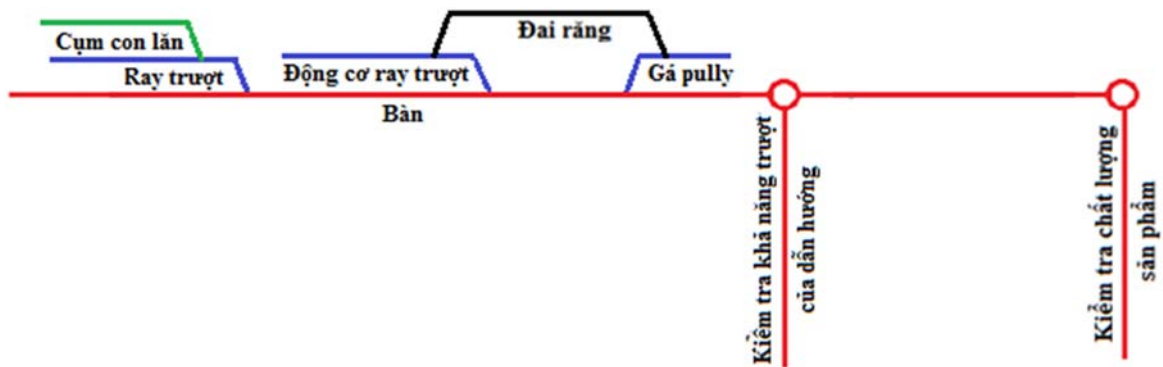


Fig. 4 Schematic diagram of powder roller cluster installation

Step 2: Powder roller cluster installation (Fig. 4): Install motor, Install sliding rails, Install the pulley, Install the cogged belt, Install the roller into the sliding rail.

The completed powder roller cluster installation is show in the Fig. 5.

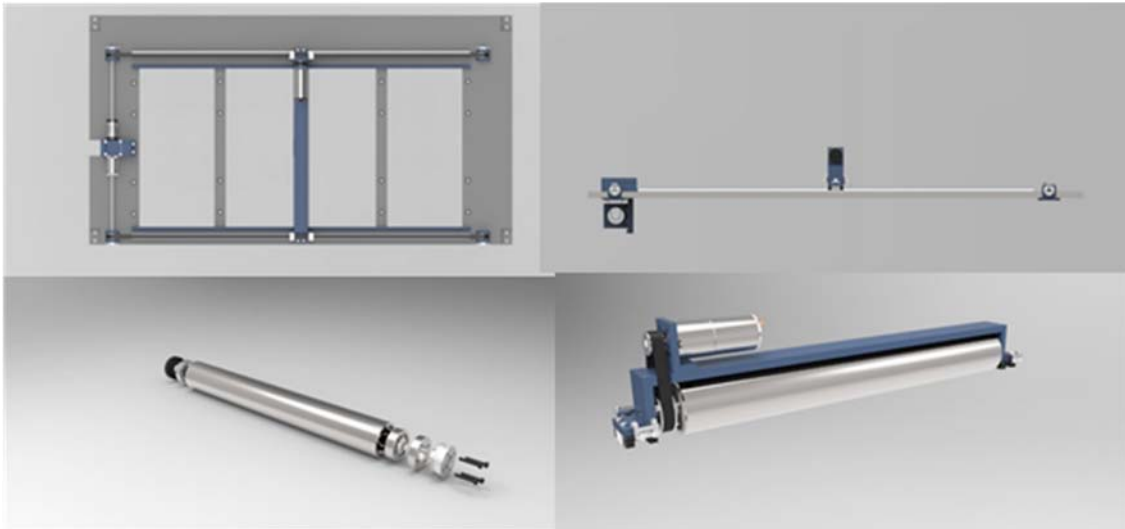


Fig. 5 The completed installation powder roller cluster

Powder supply cluster assembling process

Assembly Requirements:

- To ensure the face parallel to the horizontal surface.
- To ensure perpendicularity between surfaces.

Step 1: Install the frame support;

Step 2: Install the product tank (Fig. 6): Install of slides, Install the cover crate on the base, Install sliding board and lifting platform, Install the visme ball screws;

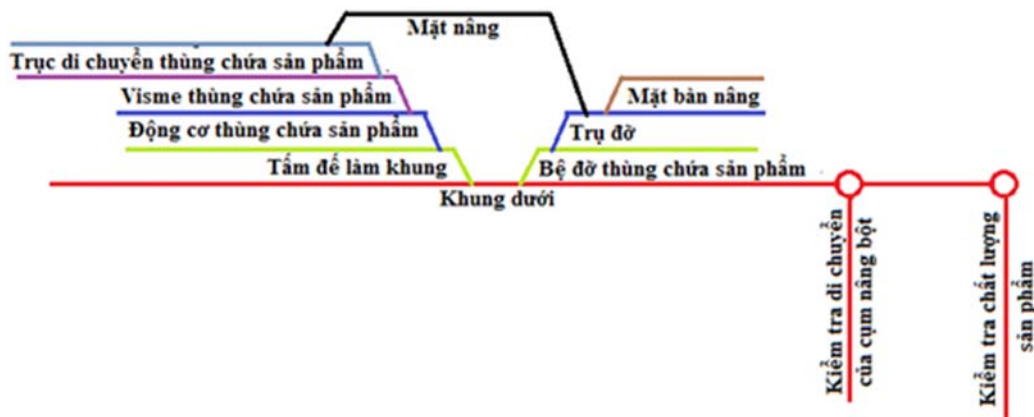


Fig. 6 Schematic diagram of product tank installation

Step 3: The powder container installation (Fig. 7): Install slides, Install the crate on the base, Install sliding board and lifting platform, Install the visme ball screws;



Fig. 7 Schematic diagram of the powder container installation

Step 4: Completing the supply tank assembly (Fig. 8): Install the motor, Install the belt; Powder supply cluster installation completed as shown in Fig. 9.

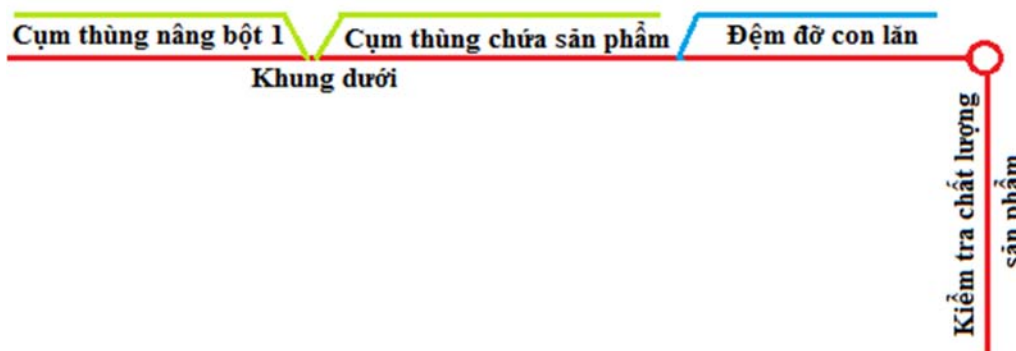


Fig. 8 Schematic diagram of the supply tank installation



Fig. 9 Completed installation powder supply cluster

The process assembly was performed and the SLS rapid prototyping machine is shown in Fig.10.

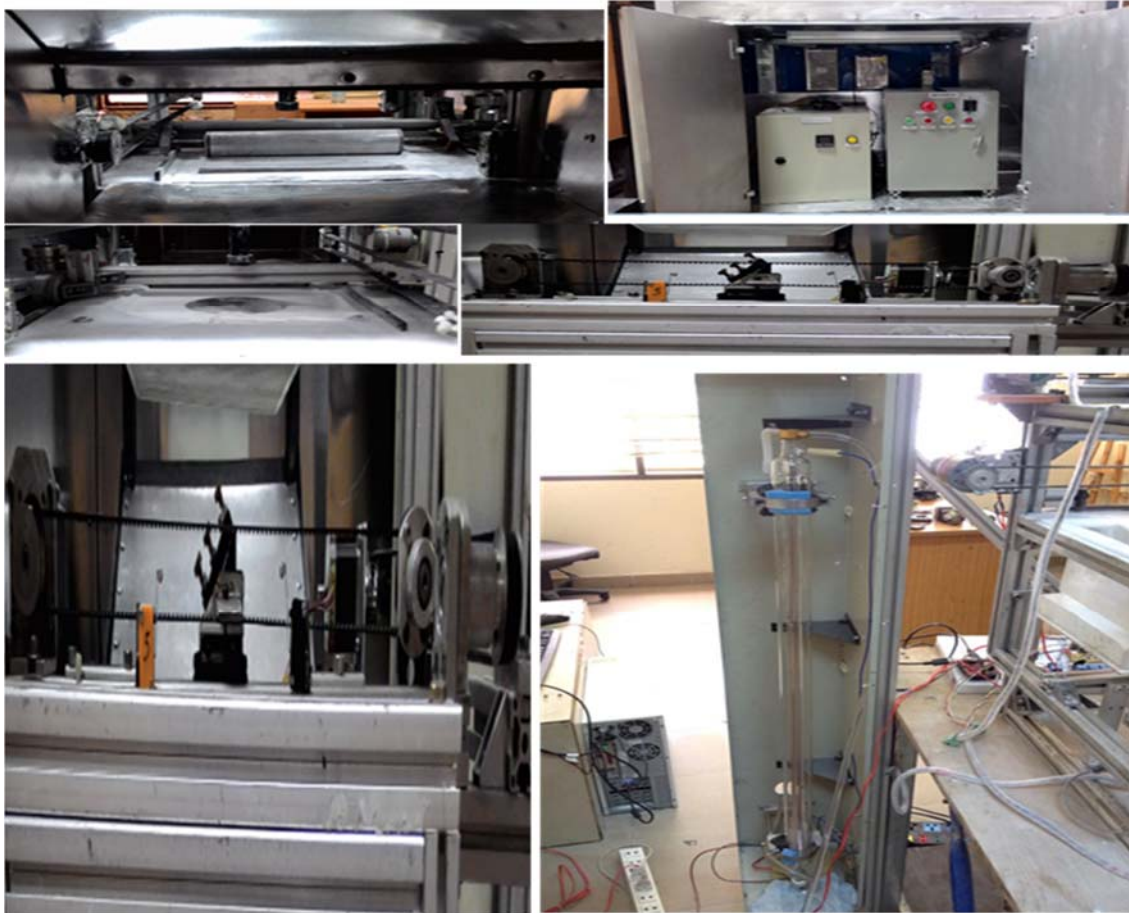


Fig. 10 Completed assembling SLS rapid prototyping machine

Experimental evaluation of the machining product by SLS machine

In order to evaluate the quality and ability of the machine, we have conducted experiments the products, designed and manufactured by SLS machine in the DCSELAB [3], in particularly:

- Manufacturing machine detail with parameters [4]: thickness of a sintering layer: 0.2 mm; Laser power source: 0.75% (60W); Sintering speed: 250mm/s; Sintering temperature ~ 160oC; Time of machining: 3 hours 15 minutes. The result: laser pathways meet requirements. The product after machining is shown in Fig. 11.



Fig. 11 Machine detail is made by SLS machine

Comment:

- Sintering properties achieve good hardness, no breakage.

- Resolution of the product is guaranteed.
- Surface roughness is very large, verified in accordance with the theoretical study required to perform the processing after forming on the SLS machine.
- Experimental fabrication of spiral cylindrical inner details with parameters [4]: Thickness of a sintering layer: 0.2 mm; Laser power by source: 0.75% (60W); Sintering speed: 250 mm/s; Sintering temperature ~ 160oC; Time of machining: 2 hours 30 minutes. The result: laser pathways meet requirements. The product after machining is shown in Fig. 12.



Fig. 12 Machine detail is made by SLS machine

Comment:

- Products are improved when the thickness of the powder is adjusted to 0.2mm, the details are not warped after machining.
- The surface hardness of the block ensures the shape of the part.
- After processing and cleaning the base layer do not need to perform the post-processing.
- Experimental fabrication of raised letters with parameters [4]: Thickness of a sintering layer: 0.1mm (and 0.3mm); Laser power by source: 0.75% (60W); Sintering speed: 250 mm/s; Sintering temperature: ~ 160oC; Time of machining: 35 minutes. The result: The cut of the laser meets the requirements. The product after processing is shown in Fig. 13.



Fig. 13 Machine detail is made by SLS machine

Comment:

- Hardness of the product ensures the bonding of the layers.
- High resolution of words in the part.
- Thicker layer is more pronounced than SLS layer thickness with “PTK”.
- Evaluation of machining precision: After conducting the same work, the same nominal size, we measured the size of the inner helical cylindrical details with the workpiece. The dimension of the prototypes is as follows in Table 1.

Table 1

The dimension of the prototypes

STT	Dimension (mm)	STT	Dimension (mm)	STT	Dimension (mm)	STT	Dimension (mm)
1	39.58	6	39.46	11	39.46	16	39.57
2	39.48	7	39.58	12	39.49	17	39.51
3	39.49	8	39.59	13	39.53	18	39.50
4	39.58	9	39.53	14	39.58	19	39.45
5	39.56	10	39.54	15	39.57	20	39.55
Average value							39.53

The result: nominal size: $D = 39.5\text{mm}$, model measurement result: $D_{do} = 39.53\text{ mm}$. The processing tolerance is 0.03.

Conclusion

This paper has conducted a study to build the technological process of assembling clusters of SLS rapid prototype machines, which meet the demands of precision machining of the products. Experimental results show that: SLS rapid prototype machine satisfies requirements, processed products have the desired shape according to the design with complex geometry.

Acknowledgements

This research is supported by DCSELAB and funded by Vietnam National University HoChiMinh City (VNU-HCM) under grant number TX2018-20b-01. We appreciate highly the great support of DCSElab that gave us the opportunity to perform this research.

References

1. Badrinarayan, B and Barlow, JW (1995). *Effect of processing parameters in SLS of MetalPolymers*, Proceedings of Solid Freeform Fabrication Symposium, pp. 55-63. Austin: Texas.
2. Contuzzi, N.; Campanelli, S.L & Ludovico, A.D, *3D finite element analysis in the selective laser melting process*, Department of Management and Mechanical Engineering, Viale Japigia, 182, 70126 Bari, Italia, 2011.
3. Nguyễn Thanh Nam, *Nghiên cứu thiết kế và chế tạo hệ thống tạo mẫu nhanh SLS*, Báo cáo tổng kết đề tài B2013-20b-01, 2015.
4. Ana PilipoviT, Igor Drstvenšek, Mladen Šercer1, *Mathematical Model for the Selection of Processing Parameters in Selective Laser Sintering of Polymer Products*, Advances in Mechanical Engineering, Volume 2014.

Le Khanh Dien, DCSELAB - Ho Chi Minh City University of Technology, VNU-HCM, Vietnam
 Vo Tuyen, Ho Chi Minh City University of Food Industry (HUPI), Vietnam
 Nguyen Thanh Nam, Ho Chi Minh City University of Food Industry (HUPI), Vietnam
 Svetlin Antonov, Technical university of Sofia, Faculty of Telecommunications, Department of Radio communications and Video technologies, e-mail: svantonov@yahoo.com
 Ivan Antonov, Technical university of Sofia, Faculty of Power Engineering and Power Machines, Department of Hydroaerodynamics and Hydraulic Machines, e-mail: mfanonov@abv.bg

Многоточково експериментално измерване на скоростта на въздушно течение, генерирано при фазата на издишване, от респираторния цикъл при хората

Мартин Иванов

Представената работа е част от дейностите по проект към НИС на ТУ-София, финансиран по направление „Перспективни ръководители“, с Договор № 181ПР0005-02, на тема: „Експериментална съпоставка на характеристиките на въздушното течение при издишване, с числени резултати от създаден виртуален модел на дишащ топлинен манекен“. Проведено е многоточково експериментално измерване на скоростта на въздушно течение, генерирано при фазата на издишване, от респираторния цикъл при хората, базирано на данни от 10 реални участника. Получените резултати демонстрират изключителната нестационарност на процесите свързани с респираторния цикъл при хората, по отношение на измерената скорост в различни точки от генерираното от човек въздушното течение при издишване. Представените експоненциални линии на тенденциите показват очакваната закономерност, на намаляване на скоростта на издишване, с нарастване на отстоянието от носа.

Ключови думи: експериментални изследвания, скорост на въздушни течения, дихателен цикъл при хората

Multipoint velocity measurements of air flow, generated by the exhale phase from the human respiratory cycle

Martin Ivanov

The presented study is supported by “RDS” at TU-Sofia, as part of the activities under the “Perspective leaders” project, with Contract № 181ПР0005-02, entitled: “Experimental comparison of the air jet characteristics during exhalation, with numerical results from developed virtual breathing thermal manikin”. It was conducted a multi-point experimental measurement of the airflow velocity, generated in the exhalation phase from the human respiratory cycle, based on data from 10 real participants. The results obtained demonstrate the exceptional irregularity and the transient character of the human respiratory cycle, in terms of measured velocity at different points of man-generated exhalation air flow. The presented exponential trend lines show as expected, that there is a reduction in the exhalation velocity, with the increase of the distance from the nose.

Key words: experimental studies, air flow velocity, human respiratory cycle

Въведение

Дишането е най-често срещаната и най-съществена активност на човешкото тяло, и на практика хората не могат да съществуват без да дишат [1,2,4]. Чрез обмяната на вдишвания и издишван въздух се осъществява пречистването на човешкия организъм от генерираните при метаболизма вредни вещества и газове [4,6,9]. Изключително важна част от дихателната функция заема отвеждането на въглеродния диоксид от белите дробове, като по този начин се осъществява и пречистването на кръвта.

Дихателния цикъл при хората се характеризира с движението на въздуха от и към белите дробове. Здравите възрастни индивиди обикновено вдишват и издишват между 10 и 15 пъти в минута, в зависимост от степента на тяхната моментна физическа активност. Децата

вдишват и издишват между 18 и 20 пъти в минута [4,9]. Също така около 0.6 литра въздух се обменят между белите дробове и околната среда, по време на нормален дихателен цикъл. Сумарно, това съответства на вдишване и издишване на повече от 12900 литра въздух на ден.

От друга страна, процесите на вдишване и издишване при хората са силно нестационарни по своята същност, и изключително трудни за изследване. Физиологията на отделните индивиди е до голяма степен основна причина за тази нестационарност. Документирани са редица симулационни изследвания през изминалите години, свързани с респираторния цикъл при хората [3,5,7]. Отчитайки физиологичните разлики при хората, при повечето от тези изследвания са използвани топлинни манекени, симулиращи дишане и други физиологични процеси [8,10,11]. Но, физическата замяна на човека в експерименталните установки води до компрометиране на получените резултати. Също така, честа практика в подобните числени изследвания е да се валидират числени резултати отново с експериментални данни от топлинни манекени [7,12]. И тук достоверността с реалните физични явления, в системата „човек – околна среда“ е компрометирана.

Изложеното до тук показва съществуващата нужда от експериментални изследвания в представената област, при които въздушната респираторна струя е генерирана от човек. От особен интерес е фазата на издишване, тъй като при нея се осъществява отвеждането на генерираните при метаболизма вредни газове в околната среда. Максималното разпространение на въздушното течение при издишване до голяма степен дефинира „дихателната зона“ на човека. Също така, въздушната струя при издишване оказва значително влияние върху разпространението на конвективния граничен слой около човешкото тяло.

Създаването и провеждането на експериментално изследване за охарактеризиране на параметрите на въздушно течение, генерирано при респираторния цикъл, би помогнало значително при валидиране и верифициране на проведени числени симулационни изследвания в областта. Въпреки това, поради силно изразените физиологични разлики между хората и съществуващата нестационарност на процесите, провеждането на подобен тип изследвания е трудна и мултидисциплинарна задача.

Цел на представеното изследване

Целта на представеното изследване е да се направи многоточково експериментално измерване на скоростта на въздушно течение, генерирано при фазата на издишване, от респираторния цикъл при хората.

Методи

Основния използван метод в представената публикация се базира на експериментално измерване на физическите характеристики на въздушно течение, генерирано при фазата на издишване от респираторния цикъл при хората. Въздушното течение се генерира от човек, в напълно нестационарни условия, отразяващи реални физични явления. Експерименталното изследване не е проведено в контролирана среда (климатична камера), а в напълно реална работна обстановка. Подборът на участниците е изцяло на случаен принцип.

Измерваните параметри на въздушното течение при издишване са скорост и температура. Точките на измерване са предварително установени при проведено експериментално визуализиране на течението при издишване, чрез цигарен дим. За улеснение на участниците и с цел прецизиране на резултатите, измерванията са ограничени до 5 точки в една равнина (през 5 cm хоризонтално и вертикално отстояние от носа), в предполагаемия осев център на струята.

За допълнително охарактеризиране на взаимодействието на въздушното течение при издишване с граничния конвективен слой около човешкото тяло, паралелно е измерена повърхностната температура на участниците, чрез инфрачервена термовизионна камера. Измерването е съсредоточено от кръста на горе, където топлинния конвективен слой се разширява и взаимодейства с дихателната зона. Отново с цел улеснение и прецизиране на

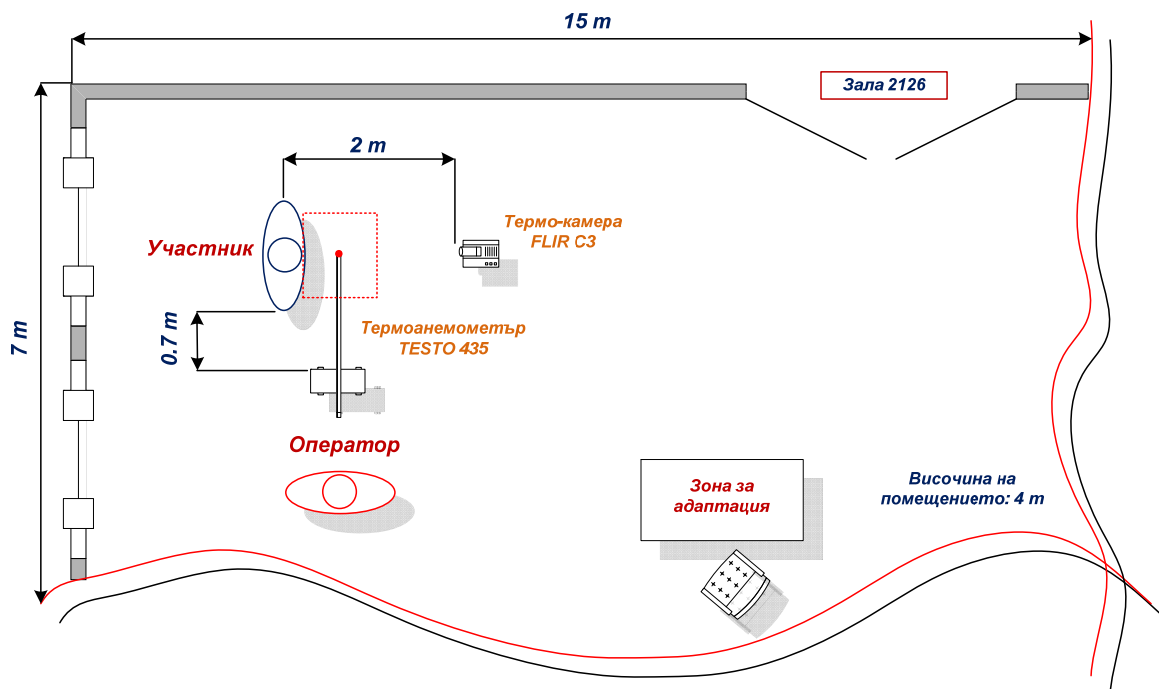
получените данни, инфрачервените снимки са направени в началото и в края на измерването на скоростта на течението при издишане, което е в интервал от 3 минути.

Не на последно място, самите участници също са охарактеризирани, чрез кратко анкетно проучване, проведено непосредствено преди експерименталните измервания. Анкетите съдържат набор въпроси, касаещи физическите характеристики на отделни участници, като възраст, пол, ръст, тегло и здравословно състояние.

Експериментална среда и измервателни уреди

Експерименталната среда е установена в реално съществуващата Зала 2126, намираща се на първия етаж в Блок 2 на Технически Университет – София. Залата е с размери: 7 m x 15 m x 4 m, което предполага наличието на 420 m³ въздух. Помещението е част от материалната база на катедра „Хидроаеродинамика и Хидравлични машини“, и има три външни стени с изложение север-изток-юг. Северната и южната фасада са изцяло остъклени.

Отчитайки краткия интервал на измерване се счита, че големината на помещението е достатъчна, за да бъде адекватно проведено предложеното изследване, без средата съществено да влияе върху получените резултати. Въпреки това, подобни експериментални изследвания трябва да бъдат провеждани в специализирани климатични камери (с каквито университетът не разполага към днешна дата), при контролирани параметри на микроклимата. По време на измерванията, всички прозорци и врати са затворени, а в помещението присъства само един участник и един оператор, с цел минимално влияние върху средата. Хомогенността на параметрите в помещението не е контролирана, само температурата на въздуха по време на измерванията е проследена и частично анализирана. Данни за външните атмосферни условия са налични от измерванията на НИМХ при БАН. Експерименталното изследване е проведено на 04.07.2018г. и съгласно осреднените данни, температурата на външния въздух е в интервала 28+29 °С, атмосферното налягане е близко до средното за месеца в гр. София, влажността на външния въздух е 53% и има слаб до умерен вятър със скорост 2,5 m/sec. Температурата в помещението е в интервала 23+24 °С.



Фигура 1. Опростена схема на експерименталната среда

Опростена схема (не в мащаб) на експерименталната среда, с позиционирането на обекта и измервателните уреди, е представена на Фигура 1. Използването на реален човек, за генериране на респираторно въздушно течение, силно ограничава възможните техники за измерване на неговата скорост. Съвременни прецизни методи, базирани на лазерни технологии, като PIV (Particle Image Velocimetry) и LDA (Laser-Doppler Anemometry) са опасни за човешкото здраве и са неприложими в конкретния случай. За това, за измерване на скоростта на въздушното течение при издишване е използван термоанемометър „Testo 435“ с вграден „логър“ и сонда позволяваща измервания в обхват $0 \div 20$ m/sec, със стъпка 0.01 m/sec и точност $\pm 4\%$. Термоанемометъра е монтиран на статив, позволяващ ръчно преместване в хоризонтална и вертикална посока, като са използвани допълнителни прецизни разграфявания. Статива е поставен на 70 cm от участника, извън дихателната зона, за да не смущава физическите измервания. Записите на скоростта са извършени за всяка една секунда, през целия експериментален период.

Използваната инфрачервена термо-камера за измерване на повърхностната температура на участниците е FLIR C3. Тя позволява измерване в 4800 точки, в температурен диапазон $-10 \div 150^\circ\text{C}$, с точност $\pm 2\%$. Камерата е монтирана на собствен статив на 2 m отстояние от участника, отново извън дихателната зона, за да не смущава физическите измервания на скоростта на въздушното течение. Фокусното разстояние е съобразено така, че точките на измерване да обхващат тялото на участника от кръста на горе. Условно са обособени 5 зони на измерване – „Нос“, „Шия“, „Рамене“, „Гръден кош“ и „Коремна област“.

За охарактеризиране на самите участници са използвани споменатите по-горе опростени въпросници, съдържащи набор от въпроси касаещи техните физиологични характеристики и моментно състояние. Тези въпросници се попълват самостоятелно от всеки един участник, непосредствено преди физическите измервания. Това време се използва и за адаптация на участника към топлинната среда в помещението. Въпросниците са също важен инструмент в представеното изследване и информацията от тях помага за прецизиране на получените резултати.

Експериментална процедура и участници

Както бе споменато, адекватното измерване на скоростта на въздушното течение, генерирано от човек при издишване, е изключително сложна задача. От една страна, това се дължи на нестационарността на респираторния цикъл при хората и на физиологичните различия между отделните индивиди. Но, от друга страна, за самите участници е сериозно предизвикателство да останат дълго време неподвижно, в една и съща позиция, дишайки равномерно. За това, експерименталното измерване е развито в три минутен интервал, или обхваща общо 180 секунди. Този интервал гарантира най-малко 45 вдишвания и издишвания, в зависимост от моментното състояние на участникът, като средно този брой може да достигне до 60.

Общо са проведени измервания в 5 различни отстояния от носа, в една равнина (хоризонтално и вертикално отстояние на 5 cm, 10 cm, 15 cm, 20 cm и 25 cm). Това прави минимум 9 (средно 15) измерени стойности на скоростта в дадена точка от предполагаемия осев център на струята. В началото и в края на всеки 3 минутен интервал, е направена инфрачервена снимка на топлинното излъчване на всеки участник.

Обобщено, експерименталното изследване следва стриктно следната процедура:

- Нулева минута – участникът влиза в помещението, сяда на специално организирано място и попълва въпросникът в продължение на 2 минути. Това време е отредено и за нормализиране на дишането, както и за адаптиране към топлинната среда.

- Втора минута – участникът заема определеното за целта на измерването място. Операторът настройва термоанемометъра по индивидуалната височина, определяйки начална точка на 5 cm от носа.

- Пета минута - стартиране на измерването на скоростта на издишване, както и първа инфрачервена снимка. На всеки 36 секунди оператора премества ръчно сондата на

термоанемометъра, посредством статива, на разстояние 5 cm в хоризонтално и вертикално направление, до достигане на 25 cm отстояние.

- Осма минута – край на измерването на скоростта и втора инфрачервена снимка.
- Девета минута – участникът напуска помещението, което поради големия си обем се предполага, че в рамките на 10 минути достига равновесно състояние на параметрите на микроклимата.

В експерименталното изследване взеха доброволно участие общо 10 участника, селектирани на случаен принцип сред служители и студенти на Технически университет – София. Сред тях има трима мъже и седем жени. Средна възраст на участниците е 40 години, а средната им височина е 175 cm и средно тегло 70 kg. Трима от тях са пушачи. Според данните от въпросниците, никой от участниците в изследването не е докладвал за респираторни проблеми или друг тип притеснение преди измерванията.

Резултати и дискусия

Всички резултати от проведеното експериментално изследване са обработени и анализирани. Основния анализ е базиран на разпределението на скоростта на въздушното течение във времето, за съответните отстояния от носа на участниците. Максималната измерена скорост във всяка точка, се счита за регистрираната скорост при издишане. Резултати от термо-графския анализ ще бъдат публикувани на по-късен етап. За онагледяване, на Фигура 3 са представени измерените стойности на скоростта за целия период, на един участник, избран на случаен принцип – участник Номер 4. Участникът е жена, на възраст 42 години, ръст 169 cm и тегло 59 kg. Участникът не е пушач, към момента на експерименталното изследване се чувства спокойна, не чувства носа си запушен или раздразнен и не страда от хронични респираторни проблеми.



Фигура 3. Разпределение на скоростта за целия период на измерване на участник Номер 4

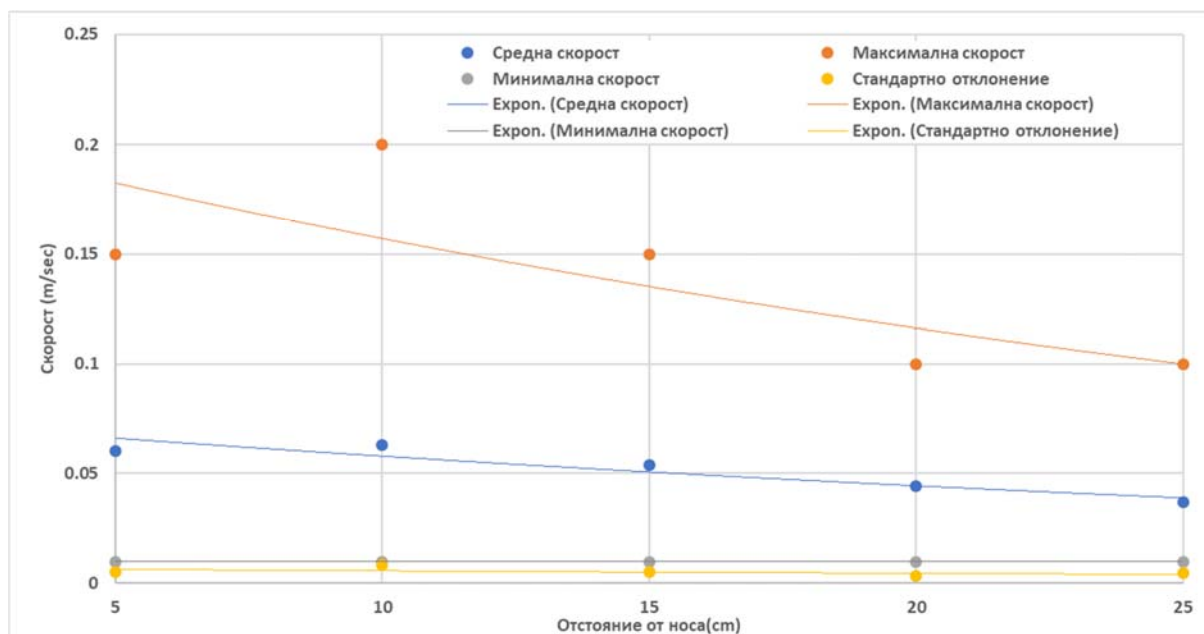
На отстояние 5 cm от носа, максималната измерена скорост на въздушното течение е 0.12 m/sec (SD 0.023 m/sec). На отстояние 10 cm максималната измерената скорост е 0.16 m/sec (SD 0.031 m/sec), а съответно при 15 cm скоростта на течението е 0.08 m/sec (SD 0.014 m/sec), при 20 cm е 0.06 m/sec (SD 0.013 m/sec) и на разстояние 25 cm от носа, максималната скорост е 0.07 m/sec (SD 0.012 m/sec).

Резултатите показват очаквана закономерност, на намаляване на скоростта на въздушното течение при издишане, с нарастване на отстоянието. Но, също така показват и високата степен на нестационарност на процеса на дишане при хората. Трябва да се отбележи и, че някои от максималните стойности на скоростта могат да съвпаднат с момента на преместване на термоанемометъра в дадена точка. Затова данните трябва да се разглеждат заедно със стандартното отклонение на стойността в изследвания интервал.

В Таблица 1 и на Фигура 4 и са представени средната, максималната и минималната измерена стойност на скоростта, както и стандартното отклонение за всяка точка на измерване, осреднени на база на десетте участника в изследването.

Таблица 1. Измерени скорости, осреднени на база всички участници

Отстояние от носа:	5 cm	10 cm	15 cm	20 cm	25 cm	
Средна скорост:	0,059972	0,062944	0,053778	0,044	0,036833	m/sec
Максимална скорост:	0,15	0,2	0,15	0,1	0,1	m/sec
Минимална скорост:	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	m/sec
Стандартно отклонение:	0,00504	0,008525	0,005252	0,003362	0,00461	m/sec



Фигура 4. Разпределение на осреднената скорост на база всички участници, за целия период на измерване

На отстояние 5 cm от носа, осреднената максималната скорост на въздушното течение е 0.15 m/sec (SD 0.005 m/sec). На отстояние 10 cm, осреднената максимална скорост е 0.2 m/sec (SD 0.008 m/sec). На 15 cm осреднената максимална скорост е 0.15 m/sec (SD 0.005 m/sec). На отстояние 20 cm и 25 cm, осреднената максимална скорост е съответно 0.1 m/sec (SD 0.003 m/sec) и отново 0.1 m/sec (SD 0.004 m/sec). Стойностите на осреднената минимална скорост на въздушното течение са еднакви и в петте точки на измерване, съответно 0.01 m/sec. Получената средна стойност на осреднените скоростите на течението при 5 cm отстояние е 0.0599 m/sec, и съответно при 10 cm е 0.0629 m/sec, при 15 cm е 0.0537 m/sec, при 20 cm е 0.044 m/sec и при 25 cm е 0.0368 m/sec.

Обобщения анализ показва, че на 10 cm отстояние от носа максималната, както и средната скорост са с по-големи стойности, от колкото при 5 cm отстояние. Това подсказва, че поради физиологията на човешкия нос, 5 cm не са достатъчни за пълно развитие на генерираното струйно течение. На това разстояние струите са все още две, генерирани съответно от лявата и дясната ноздра, в различно обемно отношение. Този ефект трябва да бъде предвиден при подобни бъдещи изследвания, както и при коректното дефиниране на дихателната зона от ергономична гледна точка. Експоненциалните линии на тенденциите, визуализирани на Фигура 4, отново показват очакваната закономерност, на намаляване на скоростта на издишане, с нарастване на отстоянието от носа.

Високата степен на нестационарност на процеса на дишане при хората се потвърждава до голяма степен от така организирания експеримент. Но, съществува нужда от редица подобрения на експерименталната среда и процедура. Препоръчително е автоматизирано едновременно измерване в повече точки, минимално участие на оператор и провеждане на експеримента в контролирана среда. Също така, необходим е по-голям брой участници, с цел набиране на повече експериментални данни, за адекватен статистически анализ на информацията.

Заклучение

Направено е многоточково експериментално измерване на скоростта на въздушно течение, генерирано при фазата на издишване, от респираторния цикъл при хората. Изследваното течение е генерирано от реални хора, а анализите са обобщени на база данни от 10 реални участника.

Получените резултати демонстрират изключителната нестационарност на процесите свързани с респираторния цикъл при хората, по отношение на измерената скорост в различни точки от генерираното от човек въздушното течение при издишане.

Представените експоненциални линии на тенденциите показват очакваната закономерност, на намаляване на скоростта на издишане, с нарастване на отстоянието от носа.

Обобщения анализ показва, че на 10 cm отстояние от носа максималната, както и средната скорост са с по-големи стойности, от колкото при 5 cm отстояние. Това подсказва, че поради физиологията на човешкия нос, 5 cm не са достатъчни за пълно развитие на генерираното струйно течение.

Получените резултати и характеристики на течението могат да послужат за съпоставка, валидиране и верифициране на данни от проведени числени изследвания на процесът на дишане в представената област, чрез виртуални модели или реални дишащи топлинни манекени.

Литература

1. Bogdan A., Koelblen B., Chludzinska M., "Influence of a breathing process on the perception of the thermal environment using personalised ventilation", Journal: "Building and Environment", Elsevier, Vol. 96, pp. 80-90, 2016;
2. BuSha B., Banis G., "A stochastic and integrative model of breathing", Journal: "Respiratory Physiology & Neurobiology", Elsevier, Vol. 237, pp. 51-56, 2017;
3. Feng L., Yao S., Sun H., Jiang N., Liu J., "TR-PIV measurement of exhaled flow using a breathing thermal manikin" Journal: "Building and Environment", Elsevier, Vol. 94, pp. 683-693, 2015;
4. Ivanov M., Mijorski S., "CFD modelling of flow interaction in the breathing zone of a virtual thermal manikin", "Energy Procedia" Journal, Volume 112, pp. 240-251, ISSN: 1876-6102, Elsevier, 2017;
5. Jiang N., Yao S., Feng L., Sun H., Liu J., "Experimental study on flow behaviour of breathing activity produced by a thermal manikin", Journal: "Building and Environment", Elsevier, Vol. 123, pp. 200-210, 2017;

6. Laverge J., Spilak M., Novoselac A., "Experimental assessment of the inhalation zone of standing, sitting and sleeping persons", Journal: "Building and Environment", Elsevier, Vol. 82, pp. 258-266, 2014;
7. Li C., Jiang J., Dong H., Zhao K., "Computational modelling and validation of human nasal airflow under various breathing conditions", Journal: "Journal of Biomechanics", Elsevier, Vol. 64, pp. 59-68, 2017;
8. Mhetre M., Abhyankar H., "Human exhaled air energy harvesting with specific reference to PVDF film", Journal: "Engineering Science and Technology", Elsevier, Vol. 20, pp. 332-339, 2017;
9. Sbrana T., Landib A., Catapano G., "Innovative model to simulate exhalation phase in human respiratory system", Journal: "Computer methods and programs in biomedicine", Elsevier, Vol. 104, pp. 300-305, 2011;
10. Villafruela J., Olmedo I., Ruiz de Adana M., Méndez C., Nielsen P.V., "CFD analysis of the human exhalation flow using different boundary conditions and ventilation strategies", Journal: "Building and Environment", Elsevier, Vol. 62, pp. 191-200, 2013
11. Yoo S., Ito K., "Assessment of transient inhalation exposure using in silico human model integrated with PBPK-CFD hybrid analysis", Journal: "Sustainable Cities and Society", Elsevier, Vol. 40, pp. 317-325, 2018;
12. Zhang T., Yin S., Wang S., "Quantify impacted scope of human expired air under different head postures and varying exhalation rates", Journal: "Building and Environment", Elsevier, Vol. 46, pp. 1928-1936, 2011.

Acknowledgements:

Представената работа е част от дейностите по проект към НИС на ТУ-София, финансиран по направление „Перспективни ръководители“, с Договор № 181ПР0005-02, на тема: „Експериментална съпоставка на характеристиките на въздушното течение при издишване, с числени резултати от създаден виртуален модел на дишащ топлинен манекен“.

гл. ас. д-р Мартин Иванов, PhD, кат. „Хидроаеродинамика и хидравлични машини“, ЕМФ към Технически университет – София, България, e-mail: m_ivanov@tu-sofia.bg

Анализ на термографски изображения, на участници в експериментално измерване на скоростта на въздушно течение, генерирано при издишване

Мартин Иванов

Представената работа е част от дейностите по проект към НИС на ТУ-София, финансиран по направление „Перспективни ръководители“, с Договор № 181ПР0005-02, на тема: „Експериментална съпоставка на характеристиките на въздушното течение при издишване, с числени резултати от създаден виртуален модел на дишащ топлинен манекен“. Проведено е многоточково експериментално измерване на скоростта на въздушно течение, генерирано при фазата на издишване, от респираторния цикъл при хората, базирано на данни от 10 реални участника. Паралелно с измерването на скоростта е проследено изменението на повърхностната температура на участниците, чрез заснемане с инфрачервена термовизионна камера. Получените резултати демонстрират изключителната нестационарност на процесите свързани с респираторния цикъл при хората, по отношение на топлинното излъчване и на измерената скорост в различни точки от генерираното от човек въздушното течение при издишване. Представените експоненциални линии на тенденциите предполагат очакваната закономерност, на нарастване на дебелината на граничния слой по посока към носа. Този ефект влияе върху скоростта на въздушното течение при издишване и от ергономична гледна точка променя параметрите на дихателната зона при човека.

Ключови думи: експериментални изследвания, скорост на въздушни течения, дихателен цикъл при хората, термографски анализ

Analysis of thermographic images, of participants in experimental measurement of the airflow velocity, generated during exhalation

Martin Ivanov

The presented study is supported by “RDS” at TU-Sofia, as part of the activities under the “Perspective leaders” project, with Contract № 181ПР0005-02, entitled: “Experimental comparison of the air jet characteristics during exhalation, with numerical results from developed virtual breathing thermal manikin”. It was conducted a multi-point experimental measurement of the airflow velocity, generated in the exhalation phase from the human respiratory cycle, based on data from 10 real participants. Parallel to the velocity measurements, the surface temperature of the participants was monitored by means of an infrared thermal imaging camera. The results obtained demonstrate the exceptional irregularity and the transient character of the human respiratory cycle, in terms of the surface temperature distribution and the measured velocity at different points of man-generated exhalation air flow. The presented exponential trend lines suggest the expected increase of the thickness of the boundary layer, towards the nose. This effect influences the velocity of the exhalation air flow and changes the parameters of the human breathing area from ergonomic point of view.

Key words: experimental studies, air flow velocity, human respiratory cycle, thermographic analyses

Въведение

Представената публикация надгражда резултатите от предварително проведено експериментално изследване, описано в: *Иванов М., „Многоточково експериментално измерване на скоростта на въздушно течение, генерирано при фазата на издишване, от респираторния цикъл при хората“, приета за публикуване в сборник с научни доклади на „XXIII Научна конференция с международно участие – ЕМФ 2018г“.* Основния акцент тук, е върху анализа на термографски изображения, снети от участниците в представеното експериментално измерване. Счита се, че разпределението на повърхностната температура на тялото, оказващо значително влияние върху дебелината на конвективния граничен слой, оказва влияние и върху скоростта на въздушното течение при издишване. Това от своя страна, води до изменение на параметрите на дихателната зона на човека, от ергономична гледна точка.

Като цяло, дишането е най-често срещаната и най-съществена активност на човешкото тяло, и на практика хората не могат да съществуват без да дишат [1,2,4]. Чрез обмяната на вдишвания и издишван въздух се осъществява пречистването на човешкия организъм от генерираните при метаболизма вредни вещества и газове [4,6,9]. Изключително важна част от дихателната функция заема отвеждането на въглеродния диоксид от белите дробове, като по този начин се осъществява и пречистването на кръвта.

Също така, процесите на вдишване и издишване при хората са силно нестационарни по своята същност, и изключително трудни за изследване. Физиологията на отделните индивиди е до голяма степен основна причина за тази нестационарност. Документирани са редица симулационни изследвания през изминалите години, свързани с респираторния цикъл при хората [3,5,7]. Отчитайки физиологичните разлики при хората, при повечето от тези изследвания са използвани топлинни манекени, симулиращи дишане и други физиологични процеси [8,10,11]. Но, физическата замяна на човека в експерименталните установки води до компрометиране на получените резултати. Също така, честа практика в подобните числени изследвания е да се валидират числени резултати отново с експериментални данни от топлинни манекени [7,12]. И тук достоверността с реалните физични явления, в системата „човек – околна среда“ е компрометирана.

Изложеното до тук показва съществуващата нужда от експериментални изследвания в представената област, при които въздушната респираторна струя е генерирана от човек. От особен интерес е фазата на издишване, тъй като при нея се осъществява отвеждането на генерираните при метаболизма вредни газове в околната среда. Максималното разпространение на въздушното течение при издишване до голяма степен дефинира „дихателната зона“ на човека. Също така, въздушната струя при издишване оказва значително влияние върху разпространението на конвективния граничен слой около човешкото тяло. Термографски анализ на повърхностната температура на човешкото тяло при издишване, би помогнал при изследването на това взаимодействие.

Създаването и провеждането на експериментално изследване за охарактеризиране на параметрите на въздушно течение, генерирано при респираторния цикъл, би помогнало значително при валидиране и верифициране на проведени числени симулационни изследвания в областта. Въпреки това, поради силно изразените физиологични разлики между хората и съществуващата нестационарност на процесите, провеждането на подобен тип изследвания е трудна и мултидисциплинарна задача.

Цел на представеното изследване

Целта на представеното изследване е да се анализират термографски изображения, на участници в експериментално измерване на скоростта на въздушно течение, генерирано при издишване.

Методи

Стойностите на повърхностната температура на човешкото тяло, отчетени чрез термографски изображения на участниците, са снети с помощта на термовизионна камера.

Но, основния използван метод в представеното комплексно изследване се базира на експериментално измерване на физическите характеристики на въздушно течение, генерирано при фазата на издишане от респираторния цикъл при хората. Въздушното течение се генерира от човек, в напълно нестационарни условия, отразяващи реални физични явления. Експерименталното изследване не е проведено в контролирана среда (климатична камера), а в напълно реална работна обстановка. Подборът на участниците е изцяло на случаен принцип.

Измерваните параметри на въздушното течение при издишане са скорост и температура. Точките на измерване са предварително установени при проведено експериментално визуализиране на течението при издишане, чрез цигарен дим. За улеснение на участниците и с цел прецизиране на резултатите, измерванията са ограничени до 5 точки в една равнина (през 5 cm хоризонтално и вертикално отстояние от носа), в предполагаемия осев център на струята.

Както бе споменато, за охарактеризиране на взаимодействието на въздушното течение при издишане с граничния конвективен слой около човешкото тяло, паралелно е измерена повърхностната температура на участниците, чрез инфрачервена термовизионна камера. Измерването е съсредоточено от кръста на горе, където топлинния конвективен слой се разширява и взаимодейства с дихателната зона. Отново с цел улеснение и прецизиране на получените данни, инфрачервените снимки са направени в началото и в края на измерването на скоростта на течението при издишане, което е в интервал от 3 минути.

Не на последно място, самите участници също са охарактеризирани, чрез кратко анкетно проучване, проведено непосредствено преди експерименталните измервания. Анкетите съдържат набор въпроси, касаещи физическите характеристики на отделни участници, като възраст, пол, ръст, тегло и здравословно състояние.

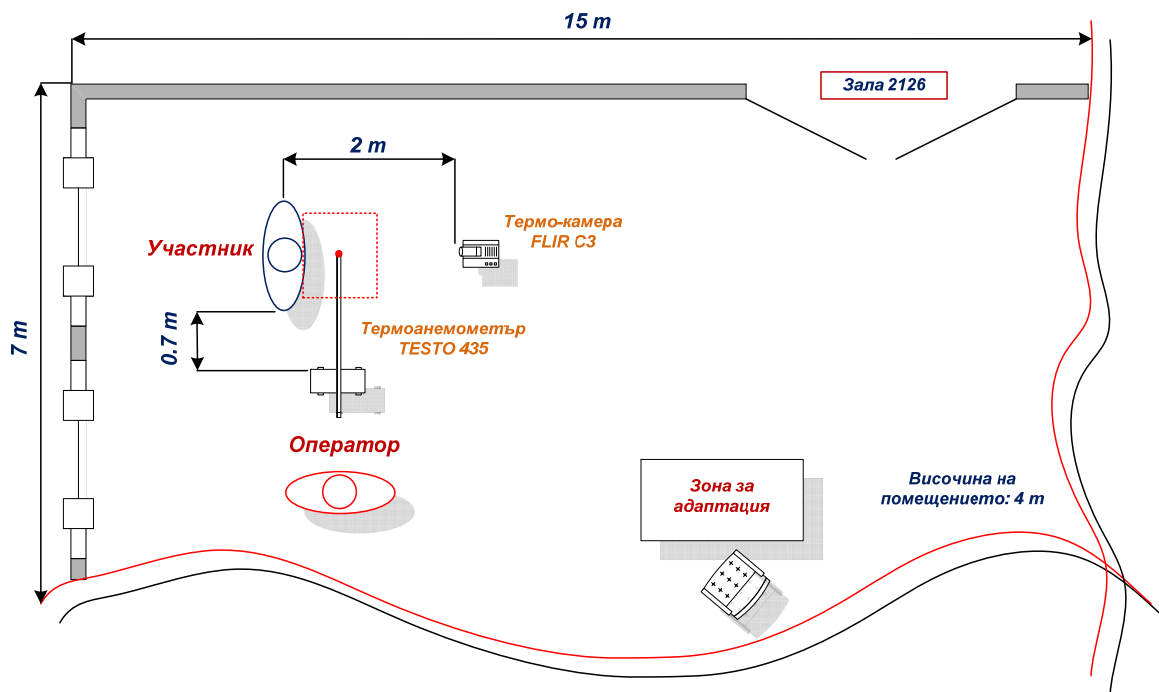
Експериментална среда и измервателни уреди

Експерименталната среда е установена в реално съществуващата Зала 2126, намираща се на първия етаж в Блок 2 на Технически Университет – София. Залата е с размери: 7 m x 15 m x 4 m, което предполага наличието на 420 m³ въздух. Помещението е част от материалната база на катедра „Хидроаеродинамика и Хидравлични машини“, и има три външни стени с изложение север-изток-юг. Северната и южната фасада са изцяло остъклени.

Отчитайки краткия интервал на измерване се счита, че големината на помещението е достатъчна, за да бъде адекватно проведено предложеното изследване, без средата съществено да влияе върху получените резултати. Въпреки това, подобни експериментални изследвания трябва да бъдат провеждани в специализирани климатични камери (с каквито университетът не разполага към днешна дата), при контролирани параметри на микроклимата. По време на измерванията, всички прозорци и врати са затворени, а в помещението присъства само един участник и един оператор, с цел минимално влияние върху средата. Хомогенността на параметрите в помещението не е контролирана, само температурата на въздуха по време на измерванията е проследена и частично анализирана. Данни за външните атмосферни условия са налични от измерванията на НИМХ при БАН. Експерименталното изследване е проведено на 04.07.2018г. и съгласно осреднените данни, температурата на външния въздух е в интервала 28±29 °С, атмосферното налягане е близко до средното за месеца в гр. София, влажността на външния въздух е 53% и има слаб до умерен вятър със скорост 2,5 m/sec. Температурата в помещението е в интервала 23±24 °С.

Опростена схема (не в мащаб) на експерименталната среда, с позиционирането на обекта и измервателните уреди, е представена на Фигура 1. Използването на реален човек, за генериране на респираторно въздушно течение, силно ограничава възможните техники за измерване на неговата скорост. Съвременни прецизни методи, базирани на лазерни технологии, като PIV (Particle Image Velocimetry) и LDA (Laser-Doppler Anemometry) са опасни за човешкото здраве и са неприложими в конкретния случай. За това, за измерване на скоростта на въздушното течение при издишане е използван термоанемометър „Testo 435“ с вграден „логър“ и сонда позволяваща измервания в обхват 0±20 m/sec, със стъпка 0.01 m/sec

и точност $\pm 4\%$. Термоанемометъра е монтиран на статив, позволяващ ръчно преместване в хоризонтална и вертикална посока, като са използвани допълнителни прецизни разграфявания. Статива е поставен на 70 cm от участника, извън дихателната зона, за да не смущава физическите измервания. Записите на скоростта са извършени за всяка една секунда, през целия експериментален период.



Фигура 1. Опростена схема на експерименталната среда

Използваната инфрачервена термо-камера за измерване на повърхностната температура на участниците е FLIR C3. Тя позволява измерване в 4800 точки, в температурен диапазон - $10\div 150^{\circ}\text{C}$, с точност $\pm 2\%$. Камерата е монтирана на собствен статив на 2 m отстояние от участника, отново извън дихателната зона, за да не смущава физическите измервания на скоростта на въздушното течение. Фокусното разстояние е съобразено така, че точките на измерване да обхващат тялото на участника от кръста на горе. Условно са обособени 5 зони на измерване – „Нос“, „Шия“, „Рамене“, „Гръден кош“ и „Коремна област“.

За охарактеризиране на самите участници са използвани споменатите по-горе опростени въпросници, съдържащи набор от въпроси касаещи техните физиологични характеристики и моментно състояние. Тези въпросници се попълват самостоятелно от всеки един участник, непосредствено преди физическите измервания. Това време се използва и за адаптация на участника към топлинната среда в помещението. Въпросниците са също важен инструмент в представеното изследване и информацията от тях помага за прецизиране на получените резултати.

Експериментална процедура и участници

Както бе споменато, адекватното измерване на скоростта на въздушното течение, генерирано от човек при издишване, е изключително сложна задача. От една страна, това се дължи на нестационарността на респираторния цикъл при хората и на физиологичните различия между отделните индивиди. Но, от друга страна, за самите участници е сериозно предизвикателство да останат дълго време неподвижно, в една и съща позиция, дишайки равномерно. За това, експерименталното измерване е развито в три минутен интервал, или обхваща общо 180 секунди. Този интервал гарантира най-малко 45 вдишвания и издишвания,

в зависимост от моментното състояние на участникът, като средно този брой може да достигне до 60.

Общо са проведени измервания в 5 различни отстояния от носа, в една равнина (хоризонтално и вертикално отстояние на 5 cm, 10 cm, 15 cm, 20 cm и 25 cm). Това прави минимум 9 (средно 15) измерени стойности на скоростта в дадена точка от предполагаемия осев център на струята. В началото и в края на всеки 3 минутен интервал, е направена инфрачервена снимка на топлинното излъчване на всеки участник.

Обобщено, експерименталното изследване следва стриктно следната процедура:

- Нулева минута – участникът влиза в помещението, сяда на специално организирано място и попълва въпросникът в продължение на 2 минути. Това време е отредено и за нормализиране на дишането, както и за адаптиране към топлинната среда.

- Втора минута – участникът заема определеното за целта на измерването място. Операторът настройва термоанемометъра по индивидуалната височина, определяйки начална точка на 5 cm от носа.

- Пета минута - стартиране на измерването на скоростта на издишване, както и първа инфрачервена снимка. На всеки 36 секунди оператора премества ръчно сондата на термоанемометъра, посредством статива, на разстояние 5 cm в хоризонтално и вертикално направление, до достигане на 25 cm отстояние.

- Осма минута – край на измерването на скоростта и втора инфрачервена снимка.

- Девета минута – участникът напуска помещението, което поради големия си обем се предполага, че в рамките на 10 минути достига равновесно състояние на параметрите на микроклимата.

В експерименталното изследване взеха доброволно участие общо 10 участника, селектирани на случаен принцип сред служители и студенти на Технически университет – София. Сред тях има трима мъже и седем жени. Средна възраст на участниците е 40 години, а средната им височина е 175 cm и средно тегло 70 kg. Трима от тях са пушачи. Според данните от въпросниците, никой от участниците в изследването не е докладвал за респираторни проблеми или друг тип притеснение преди измерванията.

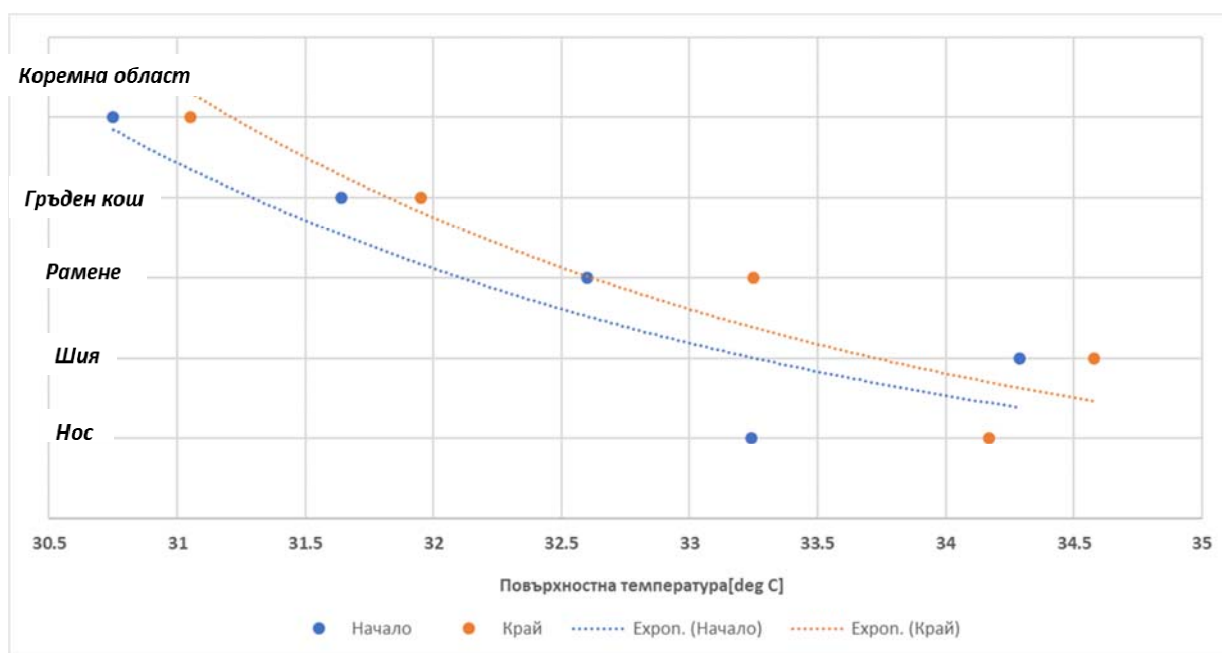
Резултати и дискусия

Всички резултати от проведеното експериментално изследване са обработени и анализирани. Основния анализ, представен тук, е базиран на разпределението на повърхностната температура върху човешкото тяло, по време на експериментално измерване на скоростта на въздушно течение, генерирано при издишване. Съпоставка с резултатите от измерването на скоростта ще бъдат публикувани на по-късен етап. Във връзка с въвеждане на новия регламент на ЕС (679/2016-GDPR), за нови практики при администриране на лични данни на европейски граждани, с цел увеличаване отговорността и отчетността, суровите термографски изображения няма да бъдат представени. Лицата на показаните участниците са силно разфокусирани, с цел запазване на тяхната анонимност. Въпреки това, повърхностната температура в областта на носа и шията са анализирани с точност.

За онагледяване, на Фигура 3 са представени разпределенията на повърхностната температура на участници 1, 2 и 4, в началото и в края на измервания интервал, подбрани на случаен принцип. Впечатление прави изключително неравномерното разпределение на повърхностната температура, за разлика от подобни термографски изследвания с топлинни манекени. В началото на измерването, температурата в зоната на носа на представените участници е около 33 °C, но в областта на шията и на раменете нараства до над 35 °C. Това нарастване е закономерно, и именно тази температурна разлика оказва влияние върху скоростта на въздушното течение при издишване, в зоната на смесване с конвективното течение на граничния слой около тялото. Този ефект предполага понижаване на стойностите на максималната скорост на течението при издишване и съответно намаляване на дихателната зона. Същия ефект се наблюдава и при анализа на изображенията на останалите участници.

Таблица 1. Повърхностна температура, осреднена на база всички участници

	Начало на изследването		Край на изследването	
	Температура °C	SD °C	Температура °C	SD °C
Нос:	33.24	1.259805982	34.17	1.41818
Шия:	34.29	1.061916506	34.58	0.67462
Рамене:	32.6	0.843274043	33.25	0.97895
Гръден кош:	31.64	1.195547294	31.95	1.34268
Коремна област:	30.75	1.687371394	31.05	1.92137



Фигура 4. Разпределение на осреднената повърхностна температура, осреднена на база всички участници

Заклучение

Направен е анализ на термографски изображения, на 10 реални участници в експериментално измерване на скоростта на въздушно течение, генерирано при издишване. Резултатите демонстрират изключително неравномерното разпределение на повърхностната температура на човешкото тяло.

Измерената температурата в зоната на носа е по-ниска, в сравнение с областта на шията и на раменете на участниците. Този ефект е закономерен, и именно тази температурна разлика оказва влияние върху скоростта на въздушното течение при издишване, в зоната на смесване с конвективното течение на граничния слой около тялото. Този ефект предполага понижаване на стойностите на максималната скорост на течението при издишване и съответно намаляване на дихателната зона.

Документирано е нарастване на повърхностната температурата между началото и края на периода на измерване във всички зони. Това е неочакван резултат, предвид краткия интервал на измерване и предстои да бъде допълнително анализиран. Причини ще бъдат търсени и в организацията на самия експеримент.

Получените резултати могат да послужат за съпоставка, валидиране и верифициране на данни от проведени числени изследвания на процесът на дишане в представената област, чрез виртуални модели или реални дишащи топлинни манекени.

Литература

1. Bogdan A., Koelblen B., Chludzinska M., "Influence of a breathing process on the perception of the thermal environment using personalised ventilation", Journal: "Building and Environment", Elsevier, Vol. 96, pp. 80-90, 2016;
2. BuSha B., Banis G., "A stochastic and integrative model of breathing", Journal: "Respiratory Physiology & Neurobiology", Elsevier, Vol. 237, pp. 51-56, 2017;
3. Feng L., Yao S., Sun H., Jiang N., Liu J., "TR-PIV measurement of exhaled flow using a breathing thermal manikin" Journal: "Building and Environment", Elsevier, Vol. 94, pp. 683-693, 2015;
4. Ivanov M., Mijorski S., "CFD modelling of flow interaction in the breathing zone of a virtual thermal manikin", "Energy Procedia" Journal, Volume 112, pp. 240-251, ISSN: 1876-6102, Elsevier, 2017;
5. Jiang N., Yao S., Feng L., Sun H., Liu J., "Experimental study on flow behaviour of breathing activity produced by a thermal manikin", Journal: "Building and Environment", Elsevier, Vol. 123, pp. 200-210, 2017;
6. Laverge J., Spilak M., Novoselac A., "Experimental assessment of the inhalation zone of standing, sitting and sleeping persons", Journal: "Building and Environment", Elsevier, Vol. 82, pp. 258-266, 2014;
7. Li C., Jiang J., Dong H., Zhao K., "Computational modelling and validation of human nasal airflow under various breathing conditions", Journal: "Journal of Biomechanics", Elsevier, Vol. 64, pp. 59-68, 2017;
8. Mhetre M., Abhyankar H., "Human exhaled air energy harvesting with specific reference to PVDF film", Journal: "Engineering Science and Technology", Elsevier, Vol. 20, pp. 332-339, 2017;
9. Sbrana T., Landib A., Catapano G., "Innovative model to simulate exhalation phase in human respiratory system", Journal: "Computer methods and programs in biomedicine", Elsevier, Vol. 104, pp. 300-305, 2011;
10. Villafruela J., Olmedo I., Ruiz de Adana M., Méndez C., Nielsen P.V., "CFD analysis of the human exhalation flow using different boundary conditions and ventilation strategies", Journal: "Building and Environment", Elsevier, Vol. 62, pp. 191-200, 2013
11. Yoo S., Ito K., "Assessment of transient inhalation exposure using in silico human model integrated with PBPK-CFD hybrid analysis", Journal: "Sustainable Cities and Society", Elsevier, Vol. 40, pp. 317-325, 2018;
12. Zhang T., Yin S., Wang S., "Quantify impacted scope of human expired air under different head postures and varying exhalation rates", Journal: "Building and Environment", Elsevier, Vol. 46, pp. 1928-1936, 2011.

Acknowledgements:

Представената работа е част от дейностите по проект към НИС на ТУ-София, финансиран по направление „Перспективни ръководители“, с Договор № 181ПР0005-02, на тема: „Експериментална съпоставка на характеристиките на въздушното течение при издишване, с числени резултати от създаден виртуален модел на дишащ топлинен манекен“.

гл. ас. д-р Мартин Иванов, PhD, кат. „Хидроаеродинамика и хидравлични машини“, ЕМФ към Технически университет – София, България, e-mail: m_ivanov@tu-sofia.bg

Исследование тепломассообмена в капиллярно-пористых системах охлаждения

А. А. Генбач, Н.О. Джаманкулова, Ангел Терзиев

Аннотация. Разработана и исследована капиллярно-пористая система охлаждения применительно к различным тепловым энергоустановкам. Она позволяет управлять теплопередачей путем разделения энергетических процессов и, также, за счет избытка жидкости создавать недогрев и скорость потока, изменяя внутренние (термогидравлические) характеристики процесса кипения. Получен на основе гидродинамического кризиса критический тепловой поток в зависимости от теплофизических свойств жидкости, расстояния между паровыми конгломератами, вида пористой структуры и ее ориентации.

Ключевые слова: капиллярно-пористая система; процессы тепломассообмена; критический тепловой поток; тепловые энергоустановки.

Study of Heat and Mass Transfer in Capillary – Porous Cooling Systems

A. A. Genbach, N. O. Jamankulova, A. Terziev

Resume. A capillary-porous cooling system has been developed and investigated. It allows to control the heat transfer by separating energy processes, and also due to excess of fluid, creating the underheating and flow rate by changing the internal (thermal-hydraulic) characteristics of the boiling process. A list of applying porous systems to various power installations is presented in order to increase their reliability, efficiency and the maneuverability considering ecology and, the scheme of location to capillary porous structure and performance of the clamping perforated plates was designed. A critical heat flux, depending on the thermophysical properties of the fluid, the distance between the steam konglomerates, the type of porous structure and its orientation was obtained on the basis of hydrodynamic crisis

Введение

В предложенных и исследуемых капиллярно-пористых системах организуется управление теплопередачей. Для управления энергетическими процессами предлагается разделить общую энергию на две составляющие: энергию тепловой волны взрывообразно возникшего парового зародыша и энергию сжатого парового потока, что также важно для моделирования и аналогии процессов кипения в порах структуры (покрытия) [1]. Повышению форсировки системы охлаждения и интенсификации процессов способствует использование совместного действия массовых и капиллярных сил, создающих избыток жидкости в структуре с недогревом вынужденной скоростью потока [2-4]. При этом происходит управление интегральными, а также внутренними характеристиками процесса кипения [3,4]. В случае кризиса кипения исследуется предельное и запредельное состояние поверхности нагрева и покрывающей ее пористой структуры [3,5-7].

Исследования процессов теплопередачи используются в различных тепловых энергоустановках: камерах сгорания и сверхзвуковых соплах [3], эллиптических пылегазоуловителях [5], в пористых геоэкранах [8], пароохлаждителях паровых котлов [9], теплообменниках энергоустановок [10], в паровых и газовых турбинах [11-14].

Описание процессов теплообмена

Заслуживает внимание исследование динамики неоднородных (гетерогенных) многофазных сред. Они содержат макроскопические неоднородности (включения), тогда как в гомогенных средах составляющие перемешаны на молекулярном уровне. Среди гетерогенных систем представляют интерес дисперсные смеси, состоящие из двух фаз, одна из которых – пузыри, капли, твердые частицы [2,3,5]. Делают два основных допущения: размеры неоднородностей (включений) в смеси, например, размер пузыря или длина волны, во много раз больше молекулярно-кинетических размеров, в то же время размеры неоднородностей во много раз меньше расстояний, на которых осредненные (макроскопические) параметры смеси или фаз меняются существенно. Эти допущения позволяют использовать уравнения механики сплошных однофазных сред для описания процессов внутри или около отдельных включений (микропроцессы) и описывать макропроцессы в среде, такие как течение среды в пористой структуре, распределение в них волн, характеризуя процессы интегральными (осредненными или макроскопическими) параметрами. Однако аналитических решений для кипящих потоков нет. Поэтому проведенное изучение процессов оптическими методами в околофитильном пространстве и в капиллярно-пористой структуре, а также в области паровых пузырей необходимо для замыкания осредненных уравнений движения дисперсных сред. Поэтому нами определены значения тепловых потоков, коэффициентов теплоотдачи и проницаемости пористых структур, выброс жидкости из структуры [3,6,10,14].

Ряд эффектов, протекающих с малой концентрацией дисперсной фазы, количественно могут быть описаны формулами для двухфазных потоков. К таким эффектам относятся процессы парогенерации и пеногенерации, пылеулавливания, разрушения материалов закрученными потоками газовых взвесей [5].

В средах с фазовыми переходами возможно рассчитывать пористые эллиптические системы при прохождении сильных волн с давлениями (1-100) ГПа в металлах, минералах, полимерах, сосредоточенных во втором фокусе эллиптического тороида (в мишени). При этом образуются новые вещества, их модификации и фазы, упрочняются металлы, реализуются процессы синтеза. В одном устройстве одновременно можно получать давления, резко отличающиеся друг от друга: в газовой смеси – до 10 МПа, а в жидкости и твердом веществе – 10^5 МПа и более [1].

Многофазность потоков, особенно при наличии капиллярно-пористых покрытий, в полной мере находит отражение в полях массовых и вибрационных сил, и проявляются с наибольшей полнотой при распространении волн растяжения и сжатия, которые могут быть управляемыми в разработанных нами пористых эллиптических системах. Аналитическое решение распространения волн в двухфазных парожидкостных смесях, где рассмотрены особенности движения волн в смесях газа с каплями или частицами, важно для предложенных нами эллиптических пористых многофазных пыле-газоуловителей и теплообменников [1,5].

В волновых течениях парожидкостных потоков кроме размазанных волн, характерных для газозвесей (газ, частицы, капли) имеют место волны с осцилляционной структурой со схлопывающимися и дробящимися пузырями, которые возникают из-за радиальных пульсаций пузырей и сильно зависят от характера процессов тепломассопереноса. К тому же при фильтрации многофазных жидкостей появляются кинематические волны.

За счет вибрационного воздействия на многофазные жидкости многократно интенсифицируются процессы тепломассопереноса, особенно в резонансных режимах.

Области практического применения капиллярно-пористых систем нами защищены патентами и авторскими свидетельствами на изобретения [3,5,8,9,11,13,15].

Внедрение оборудования и технологических процессов в энергетике должно производиться, прежде всего, с эколого-экономических позиций. Предлагаемые разработки капиллярно-пористых систем будут способствовать проведению процессов, существенно улучшая и сохраняя природную среду.

Капиллярно-пористые системы позволяют достигнуть экономии топлива, сырья, воздуха, воды, тепла; повысить надежность охлаждения и взрывопожаробезопасность работы

оборудования; способствовать высокоэффективному разрушению горных пород, бетонов, металлов; уменьшить низкотемпературную коррозию поверхностей; сократить загрязнения биосферы ядовитыми газами, пылью, теплом; ускорить решение проблем продовольственной программы; получить большой экономический и социальный эффекты в области экологии и охраны труда [13].

Основными преимуществами капиллярно-пористых систем являются высокая интенсивность, большая теплопередающая способность, надежность, компактность, простота в изготовлении и эксплуатации; они улучшают режимные и технологические показатели и имеют невысокие капитальные и эксплуатационные расходы.

Экспериментальная часть

Рассмотрим конструктивное исполнение пористой системы (рис. 1) для теплообменника коробчатой формы. Теплообменник состоит из корпуса и съемной крышки, которые герметично скреплены по периметру болтами. Внутренняя поверхность стенки покрыта капиллярно-пористой структурой 1, прижатой перфорированными пластинами 3. Артерии 2 соединены с верхними концами структуры, через торец которой к охлаждаемой поверхности подается жидкость массовыми и капиллярными силами. Нижние концы структуры обычно свободны и погружены в корытца 4, где скапливается жидкость за счет утечек, каплеуноса или избытка. На поверхности пластин выштампованы углубления с отверстиями, которые обеспечивают выход пара из структуры в канал, а также служат уловителями выбрасываемых из структуры капель и стекающей избыточной жидкости по внешней поверхности пластины. Артерия соединена с патрубком, с разводящими трубами и коллектором. Избыток охлаждающей жидкости скапливается в нижней части и сифоном удаляется в нижний коллектор, и далее в накопитель для возврата в систему. С целью облегчения конструкции и сохранения достаточной жидкости кессоны снабжаются распорками, выполненными в виде Z-образных перфорированных пластин или ребрами жесткости. Ребра могут располагаться снаружи или внутри корпуса и крышки. На крышке, в верхней ее части, приварены патрубки с фланцами для соединения с паропроводом. Структура может быть вытянутой в вертикальном (а) или горизонтальном направлении, верхний или нижний концы которой (либо оба) соединены с артерией (а,б). Перфорированные пластины (в,г) изготавливают по форме и размерам в соответствии со структурой. Выштампованные перфорированные углубления в них могут иметь форму усеченного конуса (в), либо продольных пазов с отверстиями, обращенных кверху (г).

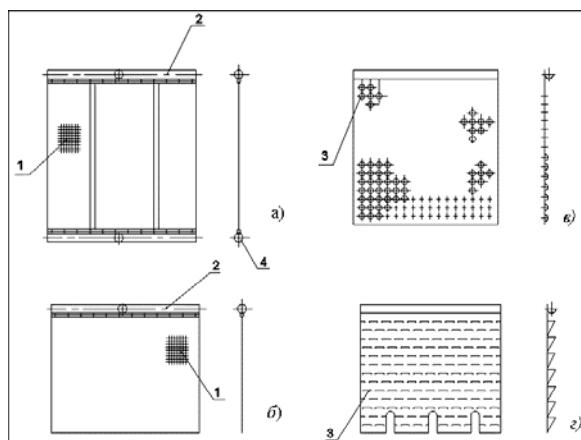


Рисунок 1 - Расположение капиллярно-пористой структуры (а,б) и конструктивное выполнение прижимных перфорированных пластин (в,г): 1 – капиллярно-пористая структура; 2 – питающая артерия; 3 - прижимные перфорированные пластины; 4 – корытце.

В капиллярно-пористой системе охлаждения наличие массовых сил позволяет обеспечить подвод охлаждающей жидкости к обогреваемой поверхности при высоких тепловых нагрузках ($\sim 1 \times 10^6$ Вт/м²) и создает вблизи стенки устойчивый двухфазный пограничный слой. В пористой структуре содержится весьма малое количество жидкости, что до 80 раз экономит расход воды, имеет экологическое значение и обеспечивает взрывобезопасность.

Критический тепловой поток $q_{кр}$ для оптимизированных сетчатых структур, работающих на воде, получен на основе гидродинамического кризиса, а постоянная определена путем голографических исследований для $P \geq 0,1$ МПа и в СИ имеет вид (1):

$$q_{кр} = 3,47 \times 10^{-2} r [g(\rho' - \rho'')\rho'' D_0]^{0,5} \left(\frac{b}{b_0}\right)^{0,3} \left(\frac{\delta}{\delta_0}\right)^{0,5} (1 + \cos \beta)^{0,6}, \quad (1)$$

Где: r – теплота парообразования;
 g – ускорение свободного падения;
 ρ', ρ'' – плотность пара и жидкости;
 b, δ – ширина ячейки и толщина структуры;
 D_0 – расстояние вдоль поверхности теплообмена между паровыми конгломератами;
 β – угол наклона системы к вертикали;
 $b_0 = 0.28 \times 10^{-3}$ м; $\delta_0 = 0.18 \times 10^{-3}$ м; 0.28×10^{-3} м $\leq b \leq 0.55 \times 10^{-3}$ м.

В случае, когда 0.08×10^{-3} м $\leq b \leq 0.28 \times 10^{-3}$ м, постоянная возрастает до величины 4.54×10^{-2} , а показатели степеней симплексов b и δ имеют знак минус.

Заключение

Капиллярно-пористая система охлаждения заменяет водяную систему, лишена ее существенных недостатков (взрывоопасность, перерасход воды, заболевания работающих ревматизмом, возникновение циклических напряжений в стенке) и обладает следующими положительными качествами: самоприспосабливаемость, способность стабилизировать температуру теплонапряженных поверхностей, компактность, простота, надежность, обеспечение экологической чистоты окружающей среды при дальнейшей экономии природных ресурсов (воды).

References

1. Polyayev V.M., Genbach A.N., Genbach A.A. Methods of Monitoring Energy Process // *Experimental thermal and fluid science, International of Thermodynamics, Experimental Heat Transfer, and Fluid Mechanics. Avenue of the Americas. New York, 1995*, V.10, April, pp. 273-286.
2. Polyayev V., Genbach A. Heat Transfer in a Porous System in the Presence of Both Capillary and Gravity Forces // *Thermal Engineering. M., 1993*, V.40, No. 7, pp. 551-554.
3. Polyayev V. M., Genbach A.N., Genbach A.A. A limit condition of a surface at thermal influence, *TVT, 1991*, V.29, № 5, pp. 923-934.
4. Polyayev V., Genbatch A. Control of Heat Transfer in a Porous Cooling System // *Second world conference on experimental heat transfer, fluid mechanics and thermodynamics, 1991*, Dubrovnik, Yugoslavia, 23-28 June, pp. 639-644.
5. Polyayev V.M., Genbach A.A., Minashkin D.V. Processy v poristom ellipticheskom teploobmennike. *Isvestiya vuzov. Mashinostroyeniye, 1991*, № 4-6, pp.73-77.
6. Polyayev V.M., Genbach A.A. Analiz zakonov treniya i teploobmena v poristoy structure. *Vestnik MGTU. Ser. Mashinostroyeniye, 1991*, № 4, pp. 86-96.
7. Polyayev V.M., Genbach A.A., Bocharova E.N. Vliyanie davleniya na intensivnost teploobmena v poristoy sisteme. *Isvestiya vuzov. Mashinostroyeniye, 1992*, № 4-6, pp. 68-72.

8. Genbach A.A., Bakytzhanov E.B. Zashita ot zemletryaseniy fundamentov TES s pomoshyu poristyh geokranov. *Poisk, MON RK*, **2012**, № 1(2), pp. 289-298.
9. Genbach A.A., Danilchenko I. Poristy parookhladitel parovyh kotlov. *Promyshlennost Kazakhstana*, **2012**, № 1 (70), pp. 72-75.
10. Genbach A.A., Jamankulova N.O., Bakic V.V. The processes of vaporization in the porous structures working with the excess of liquid. *Thermal Science*, **2017**, V.21, No 1A, pp. 363 – 373.
11. Genbach A.A., Islamov F.A. Issledovaniye prisoplovoy galteli v elektroustanovkah. *Vestnik KazNTU*, **2013**, № 3 (97), pp. 245-248.
12. Genbach A.A., Islamov F.A. Modelirovaniye processa zadevaniya turbiny, *Vestnik KazNTU*, **2013**, № 6 (100), pp. 235-240.
13. Polyayev V.M., Genbach A.A. Oblasti primeneniya poristoy sistemy. *Isvestiya vuzov. Energetika*, **1991**, № 12, pp. 97-101.
14. Polyayev V.M., Genbach A.A. Upravleniye teploobmenom v poristyh strukturah. *Isvestiya Rossiyskoy akademii nauk. Energetika I transport*, **1992**, V.38, №6. pp. 105-110.

Professor Dr.Sc., Alexander A. Genbach, AUPET, Republic of Kazakhstan, aipet@aipet.kz
Ph.D Student, Nellya O. Jamankulova, AUPET, Republic of Kazakhstan, e-mail: dnellya@mail.ru,
cell: +77019303750
Assoc. Prof. Angel Terziev, Technical University of Sofia, Bulgaria, phone: 02 965 3443 e-mail:
aterziev@tu-sofia.bg

Development of an experimental plant of a non-nozzle porous foam generator for producing of air (steam) and mechanical foam

A.A. Genbach, K.K. Shokolakov

Abstract. *On the basis of studies of heat-mass exchange processes by boiling of pure liquids and with the addition of surface-active agents, a new class of non-nozzle porous foam generator for producing of air (steam) and mechanical foam was developed. The results of the experiment are generalized by the criteria equations of heat-mass exchange with an accuracy of $\pm 20\%$ with respect to the processes of bubbling, foam generation, pseudo-fluidization and boiling. The combined action of capillary and mass forces for capillary-porous structures of the 3x0,4 type made it possible to boost the operating mode of the foam generator by 1,5-2 times and reduce the consumption of the foam generating agent and reduce the hydraulic resistance tenfold.*

Key words: porous foam generator, foam generation, heat-mass exchange, capillary-porous structures.

Introduction

Study of the heat and mass exchange of boiling pure liquids in capillary porous structures, development of control methods for these processes [I] allowed to summarize trials with pure foam and dust-foam flows and study a single equation for calculation of the heat and mass exchange with an accuracy up to $\pm 20\%$ [II], whereby boiling processes, bubbling, pseudofluidization and foam generation were summarized as well.

A new class of nozzle-free foam generators and foam-dust catchers along with bubbling capillary porous grids were invented [III], as well as foam generating and defoaming structures located vertically. Due to the controlling internal characteristics of two-phase flows [IV] different types of foam-dust catchers were designed [V-XIII]. It is possible to increase effectiveness of dust-gas catching because of controlling geometry of micro channels of porous material [VI], separation of flow into wave energy and gas (steam) energy [VII,XI], forming generator with the help of power (without incoming flotation) [VIII], design of turbulizers as foam generating and defoaming structures using a joint action of gravitation and capillary forces, pressure and vibration forces.

Theoretical / Experimental Part

In accordance with the article No.358012, 1972 a method of electrostatic gas cleanup was described where electrization of settling elements was produced using a tribo effect. This effect was used earlier, though during electrization of filter elements they had a conductive layer on their surface, which reduced the electrostatic filtration component. The reviewed method describes that an effectiveness of electrostatic filters will be increased because it is recommended to implement electrization with the help of circulation of weight fine grained electrified agent in hollow settling elements.

Method of electrostatic gas cleanup as per the article No.358012, 1972 in terms of dust settling effectiveness exceeds the known methods. However, in comparison with the known methods it has a low dust settling productivity.

Therefore, it is possible to increase effectiveness of dust electrization in air flow by using a tribo effect. Though it requires to solve a problem of dust cleanup productivity.

In addition to methods of gas cleanup from dust there is a method /article No. 247241, 1969/, where it is suggested to catch thin aerosol sprays with the help of charging aerosol spray particles when the electrostatic sprayed easily evaporating liquids are settled on them, hence a liquid vapor in a form of condensate will be re-used. Such method has an advantage over method of dust catching by charging electrostatic sprayed water, because a mutual attraction of dust particles and drops of sprayed water leads to their adhesion, and growth of particles along with charge neutralization.

A common disadvantage of electric methods is a minor size and porous structure of formed aggregation of dust particles. Under impaction they can be easily destroyed. Low effectiveness of dust suppression process could be expected from settling of fine dust. Thus, it is required to develop a dust suppression method, which would allow significantly increase resistance to destruction of formed dust aggregation whilst processing an air dust flow by electric field with retention of high productivity of dust cleanup.

It is interesting to see the air dedusting method using porous blankets /article No. №368413, 1973/. In order to increase an effectiveness of dust catching a dust flow goes through the parallel blankets that moist liquid. A moving air flow helps to vibrate blankets due to the irregular speeds. Dust particles located in air turbulent flow are being moisturized and coagulated. Fiber is moisturized by water supply to pipe frame where the blankets are fixed.

To achieve a required effectiveness of dust catching it is necessary to conduct multiple test researches in various mode parameters, as well as perform new design studies for forming an aerodynamic structure of air dust flow.

There is a dust suppression method based on enriched water steam. With a steam condensate the area of low pressure is formed where all particles move and could be caught. The disadvantage of such method is its low effectiveness that is caused by unreasonable use of generated steam for the purposes of dust suppression. Besides, to achieve a required norm of dust content large steam resources are required, and that result in unreasonable costs for steam generation.

Similar method to the above-mentioned method is a method (article No.130461), where air dust flow is mixed with steam spray with further settling of steam-dust flow by the sprayed water.

Under such process it is expected to obtain a low degree of dust catching. Condensate effect will be shown in unstable way, takes probabilistic nature depending on random contact of water sprayed drops with water steam molecules and will be determined by turbulence degree of air dust flow. Dust coagulation effectiveness is expected as minor in conditions of enriching air dust flow by steam. That is why water steam and sprayed water are used unreasonably, and there is increased consumption of steam and water.

When studying a movement of aerosol particles in the steam diffusion field it was evident that the aerosol particles are intensively remote from a cold surface. Aerosols with speed 1 m/s were put though the condenser of 0,5 m long and 5×10^{-3} m wide. Metal wall is washed by water with temperature at condenser inlet 20°C and outlet about minus 70°C. Particle concentration was 1012 particles/m³. Catching degree varied in large limits 75-95%. Mechanism of the dust suppression process is based on two principles: 1) condensate enlargement of aerosol particles like condensation nucleus; 2) directed movement of steam particles mainly towards a cold surface.

Mechanism of the dust suppression process is very complicated, though the main acting factors could be indicated such as Stefan flow of condensed steam as a driving force of aerosol particles. Also it is enforced by the available diffusion, thermophoretic forces and convective flows, large particles are removed from flow due to the gravitation and centrifugal forces; some particles in air steam flow are minimized because of coagulation process.

Study of the mechanism of dust suppression in the steam diffusion field requires further development, in particular it is related to enhancement of the steam condensation process, steadiness of liquid film distribution, development of new devices for feeding air dust flow by the enriched steam.

Some enhancement of the dust suppression processes could be achieved by additional power sources /article No.1032197, 1983/. It is suggested to charge water steam and dispersed water oppositely, whereas water should be previously magnetized. Steam is injected to a tank with hot mass, which goes through the electric field formed at the steam nozzle outlet. Steam-air-dust flow leaving a tank is condensed at sprayed drops of electrically charged and magnetized water.

Under the weight steam consumption equal to 7×10^{-3} kg/f and over, a relative air dust content reaches up to 3-6% and becomes self-simulated in relation to steam consumption. The increase of process effectiveness in the described condensate system of dust suppression occurs 1,5-2 times (probably in relation to condensate system without electric charge of steam, water and magnetization

of water). Also it is unclear how it impacts upon the process of water magnetization, and what contribution of electric charge separately for steam and water is.

The reached effect is explained by the fact that when oppositely electrically charged sprays of water and steam are injected to the dust source due to electric gravity forces between steam molecules and water drops it leads to more enhanced and ordered steam condensation at water drops. At condensate surface a larger hydrodynamic flotation occurs rather than at non-charged aerosols, which directs to drops that collects dust particles and tends to their catch by drops. Due to that a massive dust particles are settled. Capture rate of dust particles by water drops also is increased due to minimizing forces of surface tension of electrically charged drops.

The described method of dust suppression has an additional effect on settling dust particles. However, it is achieved by huge efforts as it requires the electric charge of steam, water, water magnetization that significantly complicates a condensate system of dust suppression, and extra costs for establishing electric fields and ensuring electrical safety of manpower.

Fig. 1 demonstrates a new class of nozzle-free foam generator with foam generating capillary porous structure

Fig. 2 demonstrates a test facility for research of air (steam) generation processes - mechanical foam.

Combined use of mass and capillary forces ensures formation of uniform and stable film for distribution of the foam generation solution throughout all capillary porous structure $3 \times 0,4$ (three layers of grid where cell width in light is $0,4 \times 10^{-3}$ m). This allows to increase operational mode of foam generator up to 1,5-2 times, reduce consumption of foam forming agent whilst retaining foam stability, dispersion and high expansion rate.

Value of hydraulic resistance will be a few times less because of nozzle unavailability rather than in foam generators GVPV-400 or PGG-4.

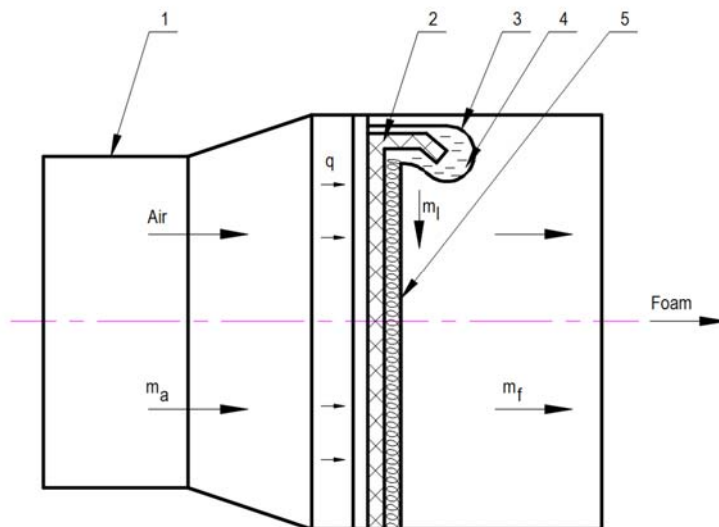


Fig. 1. Nozzle-free capillary porous foam generator of air (steam) mechanical foam:
 1 – cylindrical case; 2 – capillary porous structure; 3 – spray device (feeding artery); 4 – foam generating solution; 5 – air (steam) – mechanical foam; m_a , m_l , m_s – consumption of air (steam), liquid (foam generating solution), foam; q – incoming (foam generating) flow energy density.

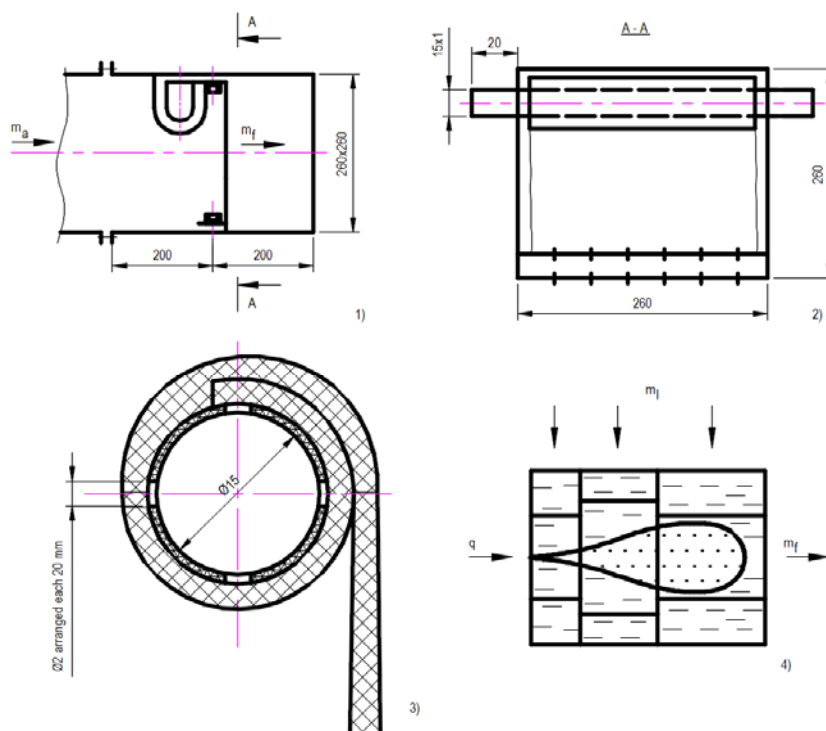


Fig. 2. Test facility for research of foam generation process:
 1) Foam generator; 2) spray device; 3) connection of capillary porous structure; 4) bubble dynamics in structure

Conclusions

Therefore, further theoretical and experimental studies of the dust suppression processes should be aimed at new design solutions that are based on the reviewed methods using evaporator-condensing multiphase systems of dust collection and surface-active agents.

Basically, in terms of the existing types of foam generating agents we could hope for the new aerodynamic diagrams and structures, which will determine a behavior of dust suppression process, significantly increasing a cleanup degree of dust flow, and become reliable and easy to fabricate and operate and meet safety requirements whilst operating the equipment [VIII-XIII].

REFERENCES

1. Polyayev V.M., Genbach A.A. Upravlenie teploobmenom v poristih strukturah // Izvestiya Rossiiskoi akademii nauk. «Energetika i transport». -1992.T.38, №6-S. 105-110.
2. Polyayev V.M., Genbach A.A. Teploobmen v poristoi sisteme, rabotaushii pri sovmestnom deistvii kapillyarnih i gravitacionnih sil // Teploenergetika. – 1193. №7-S. 55-58.
3. Genbach A.A., Kulbakina N.V. Pilepodavlenie i pileulavlivanie s pomoshu cirkulacionnogo penogeneratora s poristoi strukturoi // Energetika i toplivnie resursi Kazakhstana.-2010.-№4-S. 62-65.
4. Polyayev V.M., Genbach A.A. Upravlenie vnutrennimi karakteristikami kipeniya v poristoi sisteme // Kriogennaya tehnika i kondicionirovanie: sbornik trudov MGTY. 1991.-S.224-237.
5. Polyayev V.M., Genbach A.A. Primenenie poristoi sistemi v energeticheskikh ustanovkakh // Promishlennaya energetika.-1192.№1-S.40-43.
6. Genbach A.A., Piontskovskii M.S. Poristii pilegazoulovitel s upravlyaemoi geometrii mikrokanalov // Energetika i toplivnie resursi Kazakhstana.-2010.-№4-S. 59-61.

7. Polyayev V.M., Genbach A.A., Minashkin D.V. Processi v poristom ellipticheskom teploobmennike // Izvestiya vuzov. Mashinostroenie.-1991.-№4-6.-S.73-77.
8. Genbach A.A., Genbach N.A. Issledovanie penogeneratora s obogrevaemoi poverhnostu // Vestnik AIES.-Almaty.-2009.-№4.-S.24-27.
9. Genbach A.A., Genbach N.A. Issledovanie kapillyarno-poristih sistem v teplovih energeticheskikh ustanovkah elektrostancii // Vestnik AIES.-Almaty.-2011.-№2(13).-S.57-62.
10. Genbach A.A., Genbach N.A. Primenenie kapillyarno-poristih sistem v teplovih energeticheskikh ustanovkah elektrostancii // Vestnik AIES.-Almaty.-2011.-№3(14).-S.4-11.
- 11 V.M. Polyayev, A.N. Genbach, A.A. Genbach. Methods of Monitoring Energy Processes // Experimental thermal and fluid science, International of Thermodynamics, Experimental Heat Transfer, and Fluid Mechanics. Avenue of the Americas. – New York, volum 10, april, 1995. – p.273-286.
12. Genbach A.A., Shokolakov K. Poristii pennii pileulovitel. MON RK, Mezhdynarodnii nauchnii zhurnal - prilozhenie Respubliki Kazakhstan – Poisk №2 /2011 S. 266-271.
13. Polyayev V.M., Genbach A.A. Plotnost centrov paroobrazovaniya i vibros kapel iz poristoi strukturi // Izvestiya vuzov. Mashinostroenie. -1990.№9.-S.50-55.

A.A. Genbach, Doctor of technical sciences, professor of «Almaty university power engineering and telecommunication»,

K.K. Shokolakov, doctoral student AUPET, design engineer JSC «Kazakh institute oil and gas»

Стоманени вертикални резервоари и сеизмично въздействие. Ефекти от разплискване.

Мария Пантушева

Стоманените вертикални цилиндрични резервоари са неразделна част от материалната база, необходима за съществуването на съвременното общество. Сеизмичното им осигуряване е от съществено значение за превенция срещу материални щети, загуба на човешки живот и замърсяване на околната среда. Статията представя кратък обзор на предписанията на нормативните документи и изследванията в областта на сеизмичното реагиране на резервоарите, с акцент върху ефектите от разплискването на съдържанието в следствие на сеизмично въздействие.

Ключови думи: стоманен вертикален цилиндричен резервоар, сеизмично осигуряване, разплискване на течността

Vertical Steel Storage Tanks under Seismic Action. Sloshing Effects.

Mariya Pantusheva

Vertical steel storage tanks are an integral part of the facilities, necessary for the existence of the modern society. Seismic design of these structures is essential for prevention against material loss, human casualties and environmental pollution. This article presents a short overview of the research and design code provisions in the domain of seismic design of steel storage tanks with a focus on the liquid sloshing effects.

Keywords: vertical cylindrical steel storage tank, seismic design, sloshing effect

Въведение

Стоманените вертикални цилиндрични резервоари са тънкостенни листови конструкции, лесни за производство, монтаж и поддръжка и изключително подходящи за съхранение на големи количества течности. Тези течности могат да бъдат напълно безвредни, дори необходими за живота на хората и околната среда, а могат да бъдат и токсични, лесно запалими и взривоопасни. Вертикалните стоманени цилиндрични резервоари представляват най-големия дял от съдовете, използвани в петролната и нефтопреработвателната индустрия. Представители на тези съоръжения стоят в основата на възстановяването на обществото след тежко земетресение или друго катастрофално събитие. Резервоарите за аварийен запас от питейна вода, резервоари за снабдяване с вода за пожарни нужди, за съхранение на определен запас от гориво, масло и др. са неразделна част от защитните съоръжения на Гражданската отбрана. Евентуално разрушение или повреда в тях би могло да доведе не само до материални щети, но и до загуба на човешки живот, дълготрайни и катастрофални последици за околната среда. Подобни аварии биха могли да се получат в следствие на сеизмично въздействие. За това свидетелстват множество регистрирани инциденти в световен мащаб причинени от земетресения. Някои от най-тежките документирани случаи са: Kobe (Япония) 1955, Valdivia (Чили) 1960, Alaska (САЩ) 1964, Parkfield 1966, Imperial County 1979, Coalinga 1983 и Northridge 1994 (Калифорния, САЩ), Косаели (Турция) 1999 (фиг.1) Niigata и Tokachi (Япония) 2003, Darfield (Нова Зеландия) 2010 (фиг. 2), и може би най-известният сред тях - Fukushima (Япония) 2011г.



Фиг.4 Състояние на резервоар след пожар, след земетр. в TUPRAS, Izmit, 1999 (PEERC - UC Berkeley)



Фиг. 5 Пълен колапс на резервоар в следствие на земетресението в Darfield (2010), (Timbertanks,[40])

Цялата територия на Република България попада в зони със сеизмична активност, където всяка една конструкция следва да бъде осигурена за референтното сеизмичното въздействие. Голяма част от резервоарите в страната ни, включително и такива, които са под юрисдикцията на агенция “Държавен резерв и военновременни запаси”, са строени през 60^{те}, 70^{те}, 80^{те} години на миналия век. Т.е. преди влизането в действие на НАРЕДБА № РД-02-20-2 от 27 януари 2012 г. за проектиране на сгради и съоръжения в земетръсни райони, преди системата Еврокодове, а някои дори и преди приемането на какъвто и да било сеизмичен правилник. Въпреки, че през последните десетилетия не е имало земетресение с висок магнитуд, което да изпита тези конструкции, следва да се обърне сериозно внимание на съответствието им с действащите стандарти за проектиране.

Същинска част

Кратък преглед на предписанията на нормативна база

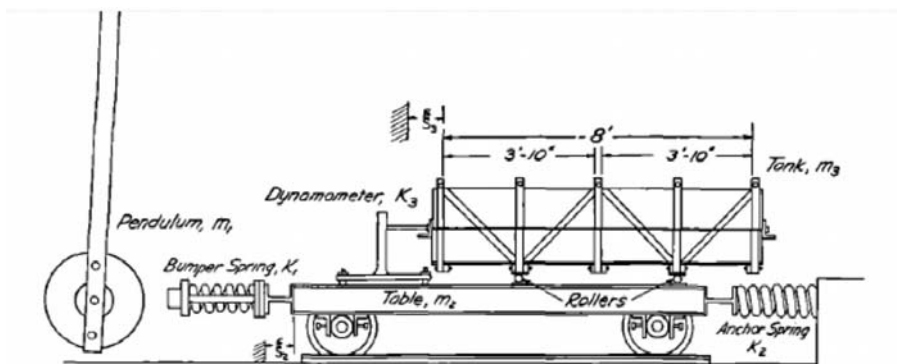
Действащите стандарти за сеизмично проектиране на резервоари на територията на Европейския съюз и САЩ са водещи в областта в световен мащаб. Въпреки това, те все още съдържат множество неясноти, засягащи ефектите от разплискването и други аспекти на реагирането по време на земетресение [42]. Методологията предложена в нормите е подходяща единствено за приблизителни ръчни изчисления (получавайки налягания и резултантни сили и моменти директно под и над основата на резервоара). Анализ чрез изчислителен софтуер не е разгледан. С развитието на технологиите в наши дни, числено изследване чрез подходящ пространствен модел не би следвало да представлява съществена трудност и същевременно би предоставило по-точни резултати.

Друг пропуск е, че освен изчисляването на височината на конвективната вълна, нормите не засягат никакви възможни ефекти, които тя би причинила върху конструкцията на покрива на резервоара, горните пояси на корпуса и връзката между тях. Те не предлагат и начин за изчисление на налягането причинено от нея (в случай, че оставеното свободно пространство над течността се окаже недостатъчно), нито предписват оразмерителни проверки за покривната конструкция. Тези неясноти биха могли да се окажат фатални, тъй като получените стойности за определени параметри, изчислени по различните стандарти, могат да се различават съществено [57]. В това изследване на два резервоара в Сливен е получена разлика във височината на вълната на разплискване над 400%, изчислена съгласно предписанията на БДС EN 1998-4, EN 14015 и API 650. С оглед на мащаба на подобни несъответствия, би следвало да се обърне сериозно внимание на проектирането на покривната конструкция на резервоари при сеизмична ситуация. Това важи с особена сила за съдове, които съдържат токсични или запалими течности и евентуално изтичане на съдържанието би имало сериозни последици.

Исторически преглед

С развитието на индустрията и превръщането на резервоарите в задължителна част от материалната база на съвременното общество, възниква и необходимостта от осигуряване на безопасността и дълговременната експлоатация на тези съоръжения. Изследванията в областта на динамичното реагиране на съдовете за съхранение на течности и тяхното съдържание започват през първата третина на XX век.

През 1933г. Н. М. Westergaard [11] извежда изрази за изчисление на налягането, което предизвиква водата върху язовирна стена с квадратно очертание в план, в следствие на хоризонтално ускорение. Година по-късно е публикуван и трудът на Hoskins и Jacobsen [16]. Двамата учени решават проблема за правоъгълен резервоар, създавайки следната сравнително проста експериментална постановка в Станфордския университет, САЩ (фиг.3).



Фиг. 6 Схема на резервоар върху сеизмична платформа за определяне на динамичните ефекти от движението на течността, [16]

Чрез сравнение между записите на динамометъра, получени последователно при празен резервоар, резервоар пълен с течност и с твърди тела с известна маса, Hoskins и Jacobsen се опитали да установят каква част от отчетената сила се дължи на динамичното реагиране на течността. Изследванията продължават. Учените започват с прости постановки, основаващи се на *кораб резервоар*, стъпващ върху *кораво фундиране* и установяват, че част от течността се движи подобно на твърдо тяло, заедно със стените на съда (*импулсен компонент на реагирането*), а останалата част се разплисква на повърхността (*конвективен компонент*). Някои автори разглеждат *различна геометрия* и отчитат *свиваемостта на флуида* [55].

Graham и Rodriguez [10] представят подробно изследване върху динамичното реагиране на горивото в резервоари на летателни средства. Авторите описват формата на свободната повърхност, извеждат формули за получените сили и моменти и предлагат модел на резервоара, при който горивото е моделирано чрез еквивалентни маси и система от пружини за симулиране на хоризонталното и надлъжно трептене.

Housner [17] работи при предпоставката за *малки премествания и несвиваема течност*. Импулсните и конвективните налягания, собствените честоти и периоди на трептене изчислява по отделно, изхождайки от граничните условия, уравненията за движение и принципите за запазване на енергията. След изчисляването на тези параметри намира и резултатните усилия, действащи върху корпуса и дъното на резервоара.

През 1969 г. Edwards за път използва дигитален компютър за изследване поведението на резервоари при сеизмично въздействие [6].

До 60^{те} години на XX в. изследванията са били фокусирани предимно върху динамичното реагиране на течността, а резервоарът е бил считан за корав. Вниманието постепенно се насочва към вибрационните характеристики на съдовете за съхранение. Изследвани са влиянието на:

- *деформативността на корпуса* [15], [18], [49], [54]. Авторите заключват, че отчитането на податливостта би могло да доведе до ускорение на течността няколко пъти по-високо от това на земната основа;

- *несъвършенствата*, което за тънкостенни черупки е от особено значение. Именно те са причината за получаването на неочаквани $\cos n\theta$ форми на деформация след проведените експерименти през 70^{те} години в университета Berkeley, California [5], [37]. Veletsos и Turner доказват математически, че именно началните геометрични несъвършенства при изготвянето на модела от опитната постановка са причина за получените разлики между експериментални и аналитични данни;

- *стройността* на резервоара [4], [12], [34], [36]. Учените достигат до извода, че при ниски резервоари ($H/R < 2$), конвективните форми биха могли да имат значително участие в сеизмичното реагиране на системата резервоар-течност, докато при стройните резервоари ($H/R > 2$) - определящо е поведението на импулсната маса. Последното твърдение обаче, не е общовалидно, тъй като сеизмичното въздействие би могло да активира и по-висши форми на реагиране при стройни резервоари [12].

През 80^{те} и 90^{те} години на ХХ в. множество автори изследват влиянието на фактори като – *вид на земната основа, отлепване от фундамента, вид на анкерирането, ротация и пластифициране на дъното* върху реагирането на резервоарите при сеизмично въздействие [2], [12], [13; 14], [20], [26; 27], [30–33], [44; 48; 49]. Haroun и Veletsos са едни от водещите в областта, чиито изследвания са в основата на процедурите залегнали в Еврокод 8, част 4. Те заключват, че импулсната част от реагирането се влияе в по-голяма степен от изброените ефекти, докато конвективната, поради високите периоди на трептене, на практика не е чувствителна към тях. Водещите стандарти в областта приемат тези изводи. Изследванията върху влиянието на земната основа върху поведението на резервоарите при сеизмично въздействие продължават и през ХХI в. [9], [21], [22], [24], [25], [39], [41]. Проведени са както натурни експерименти, така и аналитични изследвания. Потвърдено е, че за конвективния компонент влиянието на почвените условия е пренебрежимо [9],[23], [40].

Видът на съхранявания материал и неговите характеристики също влияят върху сеизмичното реагиране на резервоарите. Разработени са процедури за изследване поведението на резервоари, съхраняващи *нехомогенни течности* (layered liquids) [43], [45], [46], [47], [51; 52], [53]. Авторите предлагат нехомогенната система да бъде разглеждана, като съставена от N на брой хомогенни подсистеми.

Veletsos, Shivakumar, Bandyopadhyay и колектив [1], [50; 53] изследват *подземни резервоари за съхранение на радиоактивни отпадъци*.

Разплискване

Описаните до тук статии се фокусират върху резултантните сили и моменти, които действат върху корпуса и дъното на резервоара при сеизмично въздействие. Те пропускат влиянието на едно от основните явления, които възникват при резервоар, пълен с течност по време на земетръс, а именно - разплискването. Наличието на *свободна повърхност* е необходимо условие за реализирането на този феномен. Повече информация за различните видове движение на свободната повърхност на флуид може да се намери в подробния труд на Ibrahim [19] и [38]. Характеристиките на движението се определят най-вече от вида на съхраняваната течност, природата на външното въздействие, формата на резервоара и степента на запълване.

Един от водещите изследователи в сферата на сеизмичното проектиране на съдове за съхранение на течности е Praveen Malhotra. Индиецът представя опростен метод за оценка на налягането от образувалата се вълна при резервоари с плосък покрив [28], както и при такива с конусовидни и сферични стационарни покриви [29]. Постановката е изключително опростена и се базира на геометрията на резервоара. Malhotra обръща внимание и на следния феномен - колкото е по-малко отношението между реалното и необходимото свободно пространство над течността, толкова се намалява конвективната маса за сметка на импулсната. Ето защо за резервоари с недостатъчно свободно пространство над течността,

индиецът препоръчва използването на коригирани стойности на ефективните маси и периоди при определяне ефектите от реагирането.

Фактори влияещи върху разплискването

Параметрите на разплискването най-общо зависят от параметрите на движението (природа, амплитуда, скорост, ускорение и честота) на резервоара, неговата геометрия, дълбочината на запълване и свойствата на течността, представени най-общо на фиг. 4.



Фиг. 7 Фактори, влияещи върху разплискването

Влиянието на *геометричните характеристики* върху височината на образувалата се в резервоара вълна е проучено от Manser, Touati и Barros [35]. Изследвани са 45 резервоара с различни отношения H/R, числено моделирани в средата на ANSYS. Съдовете са разделени в три групи при само един вариращ параметър, съответно – височина, радиус на резервоара и ниво на запълване. Получените стойности за височината на образувалата се вълна са сравнени с предписанията на EC8-4. Авторите достигат до следните изводи:

- Наблюдавани са следните стадии на поведение с увеличаване на съответния вариращ параметър при равни други условия, виж Таблица 1:

Таблица 1

Влияние на геометричните характеристики. Стадии на поведение

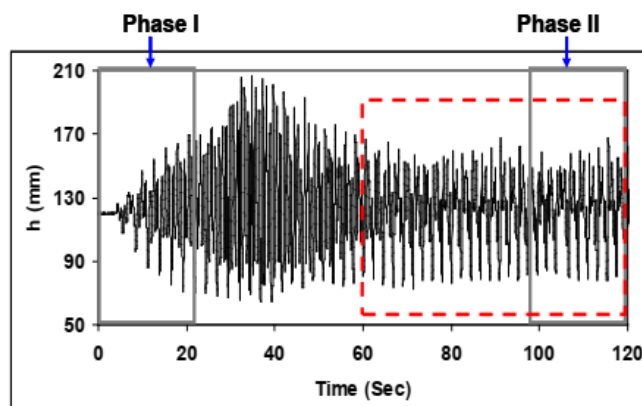
Фази на поведение	Увеличаване височината на резервоара води до	Увеличаване радиуса на резервоара води до	Увеличаване нивото на запълване води до
1	Увеличаване на амплитудата на вълната	Максималната височина на разплискване намалява с увеличаване на радиуса	Увеличаване на амплитудата на вълната
2	Достигане на критична височина на вълната		Достигане на критична височина на вълната
3	Височината на вълната намалява		Височината на вълната намалява

Във всички разглеждани случаи ЕС8-4 предвижда над два пъти по-големи стойности за разглежданите параметри в сравнение с тези, получени от изчислителният анализ.

България не е единствената страна, в която съществува проблемът с възрастта на материалната база. Yazıcı и Cili [56] разглеждат последиците от земетресението в Косаели през 1999 г. върху резервоарите в рафинерията Turgas и газовата плантация Nabas, намиращи се в Izmit, Турция. Нефтеното стопанство отговаря за близо 1/3 от добива на петрол в страната. Към датата на инцидента в Turgas се намират над 100 неанкерирани надземни резервоара с различни размери и съдържание, строени през 60^{те}, 70^{те} и 80^{те} години на миналия век. След земетресението по-голямата част от съоръженията стават негодни за експлоатация, поради загуба на устойчивост на корпуса, повреди в плаващите покриви и възникване на пожари. Yazıcı и Cili обръщат внимание, че *максималното ускорение на земната основа*, разглеждано самостоятелно не е достатъчно, за да се предвидят ефектите от разплискването на течността. Следва да бъде отчетено влиянието и на *максималните референтни скорости и премествания* на земната основа. Освен това за изследвания резервоар при разглежданите въздействия се *наблюдава* значителна амплитуда на разплискване. Авторите заключват, че е необходима оценка на състоянието на съществуващи резервоарни стопанства, особено на такива построени преди 70^{те} години на XX век, в съответствие с днешните стандарти за сеизмично проектиране.

Влиянието на *честотния спектър на въздействието, амплитудата и нивото на запълване на резервоара* върху разплискването са изследвани от Eswaran и Saha [8]. Проведени са натурни експерименти, а поведението на свободната повърхност е записано с видео камера. Установени са следните резултати:

- при по-висока честота нивото на турболентност се засилва;
- при честота на движението на резервоара, близка до собствената честота на течността се наблюдават големи амплитуди на разплискване;
- при ниско честотно въздействие с малка амплитуда ($E_A=30\text{mm}$), максималната височина на течността се достига бързо, амплитудата на разплискване следва синусоидален закон, тъй като по такъв закон се изменя и пораждащото разплискването външно въздействие;
- при въздействие с голяма амплитуда ($E_A=100\text{mm}$), течността реагира бурно в следствие на възникването на турболентия, хидравличен скок, прибой и 3D ефекти. Наблюдава се ясно изразено *двуфазно поведение*. В първата фаза амплитудата бавно нараства до определен момент, след което във втората фаза се наблюдава равномерно трептене, виж фиг. 5.



Фиг. 8 Амплитуда на трептене на свободната повърхност за CASE-28 (FR=29%, $h_s/L=0.35$, EA=100 mm); (a) Първа фаза и (b) Втора фаза, [8]

Характеристиките на съхранявания флуид също влияят върху параметрите на образувалата се вълна при сеизмично въздействие. Определящ параметър за всяка една течност е нейният *вискозитет*. Колкото е по-висок вискозитетът на течността, толкова повече се увеличава импулсната маса за сметка на конвективната, т.е. по-вискозни течности се разплискват по-трудно [1], [53].

Изследването на поведението на резервоари при сеизмично въздействие е проблем, който обхваща няколко специализирани научни области. Освен изброените до тук геометрични и механични характеристики на системата земна основа-резервоар-течност и параметрите на въздействието, върху получените резултати влияе до голяма степен и човешкият фактор. Инженер-проектантът е този, който избира математическия модел, методите на решение, на дискретизация и начинът на моделиране на връзката и взаимодействието (coupling) между флуида и конструкцията [3]. Дори и с днешното развитие на софтуерните продукти, за да бъдат получени достоверни данни, е необходимо да се познават механизмите на действие на изследваните явления. Сравнение между резултатите, които се получават при използване на различни методики на моделиране представят Eswaran и Reddy [7]. Те разглеждат съоръжение за съхранение на гориво в съвременен Индийски реактор, състоящ се от 5 басейна свързани с преходи. Резултатите показват над 10 пъти разлика в изчислената височина на разплискване, изчислена чрез еквивалентен механичен метод и при CFD¹ симулация.

Обобщение и насоки за бъдеща работа

Изследванията – експериментални и аналитични върху сеизмичното реагиране на резервоарите започват през 30^{те} години на ХХ век и продължават и до днес. С оглед на сложния характер на разглеждания проблем, постепенно съвсем простите модели се усложняват и обогатяват, включвайки влиянието на все по-широк спектър от параметри, влияещи върху поведението на системата резервоар-течност. Вниманието на авторите, обаче, е фокусирано предимно върху напреженията, които се създават в корпуса, хлъзгащите сили и преобръщащи моменти, анкерирането. Същото важи и за предписанията на нормативните документи използвани по света. Освен множеството неясноти, засягащи ефектите на разплискването и други аспекти от сеизмичното реагиране, при сравнение на резултатите, получени посредством различните нормативни методики (както и при сравнение с аналитични и експериментални изследвания), са на лице съществени несъответствия.

¹ Computational Fluid Dynamics – метод за изследване динамичното поведение на флуидите, посредством съвременна изчислителна техника

Липсват подробни проучвания върху параметрите на вълната, която се образува в съхраняваната в резервоара течност и нейното евентуално влияние върху покривната конструкция. Възникват следните въпроси:

- Какво е поведението на покривите на стоманени резервоари при сеизмично въздействие?
- При какви условия и до каква степен се влияе то от съхраняваната в резервоара течност?
- Кои фактори влияят най-много и как най-ефективно може да се повлияе на реагирането в положителна посока?
- Какви методи и предпоставки са най-подходящи при числено моделиране?
- Необходимо и икономически целесъобразно ли е сеизмичното осигуряване на покривната конструкция на резервоари за съхранение на течности?

Авторът ще се опита да отговори на тези въпроси в бъдещата си работа. В нея ще бъде изследвано влиянието на разплискването на течността, предизвикано от сеизмично въздействие, върху покривната конструкция на стоманени вертикални цилиндрични резервоари със стационарен покрив.

Благодарности

Авторът изказва своите благодарности към Центъра за научно изследване и проектиране към УАСГ за осигуреното финансиране по проект Д-107/18.

Литература

1. Bandyopadhyay, K.; Cornell, A.; Costantino, C.; Kennedy, R.; Miller, C.; и Veletsos, A. Seismic Design and Evaluation Guidelines for the Department of Energy High-Level Waste Storage Tanks and Appurtenances. Upton, NY, 1995.
2. Barton, D.C.; и Parker, J. V. Finite element analysis of the seismic response of anchored and unanchored liquid storage tanks. *Earthquake Engineering & Structural Dynamics*, (1987).
3. Belostosky, A.M. et. al. About Finite Element Analysis of Fluid – Structure Interaction Problems. *Procedia Engineering*, 91, TFOCE (2014), 37–42.
4. Cambra, F.J. Earthquake response considerations of broad liquid storage tanks. *Research Report California Institute of Technology*, Pasadena, California, EERL 82-25, (1982).
5. Clough, D.P. Experimental evaluation of seismic design methods for broad cylindrical tanks. (1977).
6. Edwards, N.W. A procedure for dynamic analysis of thin walled cylindrical liquid storage tanks subjected to lateral ground motions. (1969).
7. Eswaran, M.; и Reddy, G.R. Liquid Sloshing in Fuel Storage Bays of Advanced Reactor Subjected to Earthquake Loading. *Procedia Engineering*, 144, (2016), 1278–1285.
8. Eswaran, M.; и Saha, U.K. Experimental Investigation for Capturing Liquid Free Surface Elevation in an Externally Induced Tank. *Development and Applications of Oceanic Engineering*, 2, 1 (2013), 15–24.
9. Farajin, M. et. al. Evaluation of Soil-Structure Interaction on the Seismic Response of Liquid Storage Tanks under Earthquake Ground Motions. *MDPI Computation Journal*, 5, 17 (2017).
10. Graham, E.W.; и Rodriguez, A.M. The characteristics of fuel motion which affect airplane dynamics. *Journal of Applied Mechanics*, 19, 3 (1952), 381–388.
11. H. M. Westergaard. Water Pressures on Dams during Earthquakes. *Trans. Am. Soc. Civ. Eng.*, Vol. 98, (1933).
12. Haroun, M.A. Vibration studies and test of liquid storage tanks. 11, June 1982 (1983), 179–206.
13. Haroun, M.A.; и Abou-Izzeddine, W. Parametric Study of Seismic Soil-Tank Interaction. I: Horizontal Excitation. *Journal of Structural Engineering*, Vol. 118, Issue 3 (1992), 783–797.
14. Haroun, M.A.; и Abou-Izzeddine, W. Parametric Study of Seismic Soil-Tank Interaction. II: Vertical Excitation. *Journal of Structural Engineering*, Vol. 118, Issue 3 (1992), 798–811.
15. Haroun, M.A.; и Housner, G.W. Seismic Analysis of Liquid Storage Tanks. *Journal of*

Technical Councils of ASCE, Vol. 107, No. TC1 (1981), 191–207.

16. Hoskins, L.M.; и Jacobsen, L.S. Pressure in a Tank Caused by a Simulated Earthquake. *Bull. Seism. Soc. Am.*, 24, 1 (1934).

17. Housner, G.W. Dynamic pressures on accelerated fluid containers. *Bulletin of the Seismological Society of America*, 47, 1 (1957), 15–35.

18. Housner, G.W. Dynamic analysis of fluid containers subject to acceleration. в *ASCE Technical Seminar* Los Angeles, CA, 1982.

19. Ibrahim, R.A. *Liquid Sloshing Dynamics. Theory and Applications*. Wayne State University, Michigan: Cambridge University Press, 2005.

20. Ishida, K. и Kobayashi, N. An effective method of analyzing rocking motion for unanchored cylindrical tanks including uplift. *Journal of Pressure Vessel Technology (ASME)*, (1988).

21. Karamanos, S.A.; и Vathi, M. Seismic Response of Unanchored Liquid Storage Tanks. *Proceedings of the ASME 2015 Pressure Vessels & Piping Division Conference Boston, USA, 2015*.

22. Koller, M.G. и Malhotra, P.K. Seismic Evaluation of Unanchored Cylindrical Tanks. *13 th World Conference on Earthquake Engineering*, 2534 (2004).

23. Larkin, T.; Chouh, N.; Hernandez, D. и Engelvin, D. Seismic response of a storage tank with fluid-structure- soil interaction. в *NZSEE 2018 Conference*.

24. Larkin, T.J. The influence of foundation conditions on the earthquake response of two tanks. в *NZSEE 2002 Conference*.

25. Larkin, T.J. и Chung, M.A. Nonlinear Foundation Response of Liquid Storage Tanks under Seismic Loading. в *2008 NZSEE Conference*.

26. Malhotra, P.K. Base uplifting analysis of flexibly supported liquid storage tanks. *Earthquake Engineering & Structural Dynamics*, 24, 12 (1995), 1591–1607.

27. Malhotra, P.K. Seismic Response of Soil-Supported Unanchored Liquid-Storage Tanks. *Journal of Structural Engineering*, 123, April (1997), 440–450.

28. Malhotra, P.K. Sloshing loads in liquid-storage tanks with insufficient freeboard. *Earthquake Spectra*, 21, 4 (2005), 1185–1192.

29. Malhotra, P.K. Earthquake induced sloshing in tanks with insufficient freeboard. *Journal of the International Association for Bridge and Structural Engineering (IABSE)*, 16, 3 (2006), 222–225.

30. Malhotra, P.K. и Veletsos, A.S. Beam Model for Base Uplifting Analysis of Cylindrical Tanks. *Journal of Structural Engineering, ASCE*, 120, (12) (1993), 3471–3488.

31. Malhotra, P.K.; и Veletsos, A.S. Uplifting Response of Unanchored Liquid Storage Tanks. *Journal of Structural Engineering*, 120, 7215 (1994), 3525–3547.

32. Malhotra, P.K. и Veletsos, A.S. *Seismic Response of Unanchored and Partially Anchored Liquid-Storage Tanks*. Palo Alto, CA: Electric Power Research Institute, 1995.

33. Malhotra, P.K. и Veletsos, A.S. Uplifting analysis of base plates in cylindrical tanks. 120, 12 (1995), 3489–3505.

34. Manos, G.C.; и Clough, R.W. Further study of the earthquake response of a broad cylindrical liquid-storage tank model. (1982).

35. Manser, W.S.; Touati, M.; и Barros, R.C. The maximum sloshing wave height evaluation in cylindrical metallic tanks by numerical means. 17005, (2017), 4–8.

36. Natsiavas, S. Response and failure of fluid filled tanks under base excitation. (1988).

37. Niwa, A. Seismic behavior of tall liquid storage tanks. Richmond, 1978.

38. Okamoto, K.; Saeki, S.; и Madarame, H. Analysis on the Self-Induced Sloshing using Particle Image Velocimetry Institute of Industrial Science. January 2004 (2015), 1–9.

39. Ormeño, M. Effects of fixity conditions on the seismic response of liquid storage tanks. (2015).

40. Ormeño, M.; Larkin, T. и Chouh, N. Influence of Uplift on Liquid Storage Tanks During Earthquakes. *International Journal of Coupled Systems Mechanics*, 1, 4 (2012), 311–324.

41. Ormeño, M.; Larkin, T. и Chouh, N. Comparison between standards for seismic design of liquid storage tanks with respect to soil-foundation-structure interaction and uplift. *Bulletin of the New Zealand Society for Earthquake Engineering*, March (2012).

42. Pantusheva, M. *Seismic Analysis of Steel Storage Tanks: Overview of Design Codes Used*

in Practice. Annual of the UACEG, Sofia, 2017.

43. Tang, Y.; Uras, R.A. и Chang, Y.W. Effects of viscosity on dynamic response of a liquid storage tank. ASME, PVP-Vol. 2, (1993) (1993), 135–141.

44. Tang, Y.; и Veletsos, A.S. Soil-structure interaction effects for laterally excited liquid-tank system. Contract, (1992).

45. Uras, R.A. Sloshing analysis of viscous liquid storage tanks. в J.A.S. of M.E. (ASME). Pressure Vessels and Piping Conference Honolulu, HI (United States): Office of Scientific and Technical Information, U.S. Dept. of Energy, 1995.

46. Uras, R.A. и Tang, Y. Sloshing analysis of tanks containing multiple fluid layers. (1994).

47. Veletsos, A.; Shivakumar, P.; Bandyopadhyay, K. Hydrodynamic effects in tanks containing layered liquids. Earthquake Engineering & Structural Dynamics, 24, (6) (1994), 835–860.

48. Veletsos, A.S., et. al. Seismic Response of Anchored Steel Tanks. в Third Symp. on Current Issues Related to Nuclear Power Plant Struct., Equip. and Piping, 1990.

49. Veletsos, A.S. Seismic response and design of liquid storage tanks. Guidelines for Seismic Design of Oil and Gas Pipeline Systems, Technical Council on Lifeline Earthquake Engineering, ASCE. 1984.

50. Veletsos, A.S.; и Shivakumar, P. Hydrodynamic effects in tanks with different conditions of support. в Third DOE Natural Phenomena Hazards Mitigation Conference St. Louis, MO, U.S. Department of Energy, Washington, DC, 1991, 578–587.

51. Veletsos, A.S. и Shivakumar, P. Sloshing response of layered liquids in rigid tanks. Earthquake Engineering & Structural Dynamics, 22, 9 (1993), 801–821.

52. Veletsos, A.S. и Shivakumar, P. Dynamic response of rigid tanks with inhomogeneous liquids. Earthquake Engineering & Structural Dynamics, 24, 7 (1995), 991–1015.

53. Veletsos, A.S. и Shivakumar, P. Tanks containing liquids or solids. (1997), 725–774.

54. Veletsos, A.S. и Yang, J. Earthquake Response of Liquid Storage Tanks. в Advances in Civil Engineering Through Engineering Mechanics Raleigh, North Carolina, 1977, 1–24.

55. Werner, W.P.; и Sundquist, K.J. On Hydrodynamic Earthquake Pressures. Transactions, American Geophysical Union, Vol. 30, Issue 5 (1949), 636–657.

56. Yazici, G. и Cili, F. Evaluation of the Liquid Storage Tank Failures in the 1999 Kocaeli Earthquake. 14th World Conference on Earthquake Engineering, January 2008 (2008).

57. Zdravkov L. Analytical Research of the Behaviour of Steel Tanks with Volume $V=500\text{ m}^3$ and $V=2000\text{ m}^3$ During Earthquake. In: Proceedings of the Third National Symposium on Steel, Timber and Composite Structures 2010, Sofia, Bulgaria.

маг. инж. Мария Пантушева, УАСГ, гр. София, катедра „Метални, дървени и пластмасови конструкции“, тел. +359 883 451 997, e-mail: maria.pantusheva@gmail.com

CFD simulation of the interaction between water turbine with oscillating blades runner and sea water under non-regular conditions

Iskra Simova, Detelin Markov, Rositsa Velichkova, Guanyi Chen, Zheng Wandong

Abstract

The paper deals with numerical simulation of a water turbine runner with oscillating blades. Due to the complexity of the turbine details simplifications are used in the process of the modeling. The problems and limitations met during the modelling and meshing the turbine runner are discussed. Preliminary simulation results are presented as well.

Keywords: *water turbine with oscillating blades, numerical simulation, CFD*

Числена симулация на взаимодействието на работното колело на водна турбина с колебаещи лопатки и морската вода при специфични условия

Искра Симова , Детелин Марков, Росица Величкова, Guanyi Chen, Zheng Wandong

Резюме

Настоящата работа представя числени симулации на турбина с колебаещи се лопатки. Поради сложността на детайлите на турбината в процеса на моделиране са предложени редица опростявания. Дискутирани са и проблеми и ограничения, които са възникнали по време на моделирането и омрежаването на турбинното колело. Представени и са обсъдени резултати от предварителни симулации.

Ключови думи: *водна турбина с колебаещи лопатки, числена симулация, ИМФ*

Introduction

Water turbine with oscillating blades is an example of the power takeoff subsystem of a Wave Energy Converter (WEC) and is developed to withdraw wave energy onshore, and both in the nearshore and offshore water [1]. The concept of the turbine is new.

The principal of operation of the turbine of interest is well described in [1], [2] and [3].

Several investigations are performed on the WTOB already aiming for better understanding and studying the behavior and the optimal angles of attack of the oscillating blades. The analytical and experimental studies (in laboratory conditions on a test rig built in the Department of „Hydroaerodynamics and Hydraulic machines“ are presented in [2] and [3]. According to the results obtained the angle of the blade should be within the interval $\alpha = 55 \div 70^\circ$ [3] but due to the experiments performed the runner construction needs improvement in order to reach better performance of the turbine [2]. CFD offers good possibilities for further investigation of the WTOB for faster results while testing more cases with very high precision.

WTOB turbine is intended to work with a vertical shaft, so relative water motion is along the shaft axis. Under real conditions a precession of the shaft may occur. To study this effect various simulations must be done taking into account different angles of inclination of the shaft. Here it is simulated a case when water is moving perpendicularly to turbine shaft.

Physical Model

Sketch of the prototype of the turbine wheel is shown on figure 1a). On this basis a full scale model is built using SolidWorks software package. The model consists of 6 blades connected to a center hub with connecting rods.

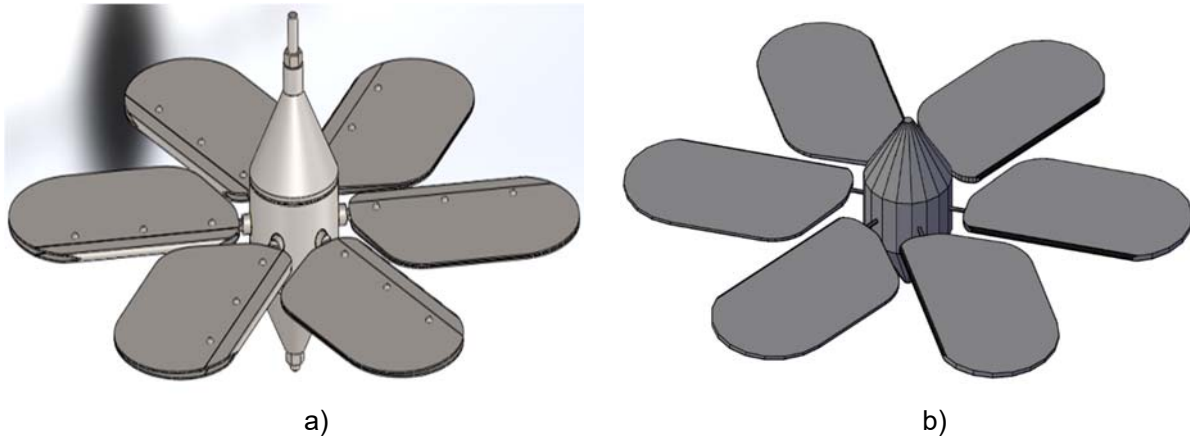


Figure 1. Sketch of the WTOB: a) Prototype of the turbine; b) Full scale model.

Simplification of the model

The full scale model built is still hard for studying via numerical simulation. The cambered surface and the acute angle of the blades will decrease drastically the quality of the computational grid and will compromise the convergence of the solution. From other hand side the connecting rods between the blades and the center hub are too thin and also hard for meshing with grid with acceptable quality. Therefore a simplification of the WTOB runner full scale model is conducted. The center hub is simplified to be a polyhedron and the connecting rods are simplified to be cuboids. The blade edge is designed to be cambered surface and it is simplified to be cut surface. The steps of the model rationalization are shown on Figure 2a), while the final simplified WTOB runner model is presented on Figure 2b).

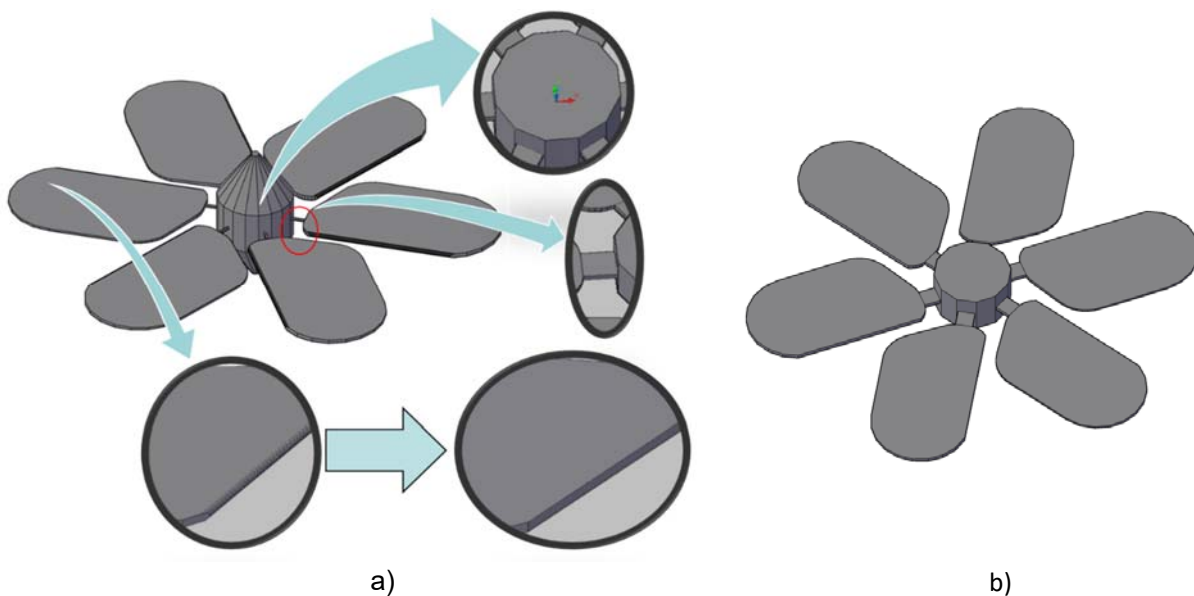


Figure 2. Simplifications introduced to the turbine wheel modeling:
a) Simplifications steps; b) The simplified model.

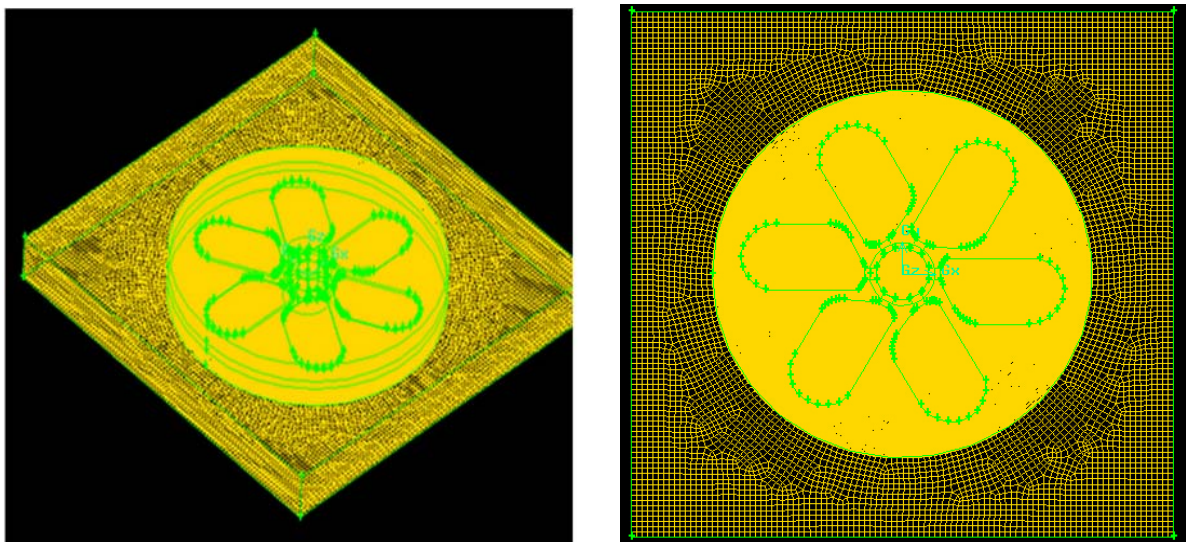
The simplifications done will lead to improvement of the grid quality and will affect the simulation results of the turbine movement.

Grid Generation

The model is divided into two parts: the flowing water field in the square area and the turbine runner moving field in the circular area. This separation of the fields will reduce the total number of grid elements and will improve the computational speed.

The computational grid is generated using Fluent pre-processor Gambit [4]. The total number of control volumes is 1 312 984, all pave type hexahedral elements (Figure 3).

The square area is the flowing water field which is meshed with coarse grid with total number of 15134 cells. The circular area is the turbine runner moving field meshed with fine grid of 1 297 850 control volumes. A passive dynamic grid is introduced only to the turbine runner moving field.



a) b)
Figure 3. Generated grid: a) Axonometric view, b) Top view.

Boundary Conditions

As it have been introduced, the model is divided into two parts, the flowing water field and the turbine runner moving field. As the motion of blades is of interest, the turbine runner moving field is divided into three parts with one and the same thickness. The slice in the middle of the turbine moving field and the blades is the region where passive dynamic grid is used – Interface E, Figure 4.

The surfaces between different parts are interfaces, the output of one surface is the input of another adjacent surface at the interface.

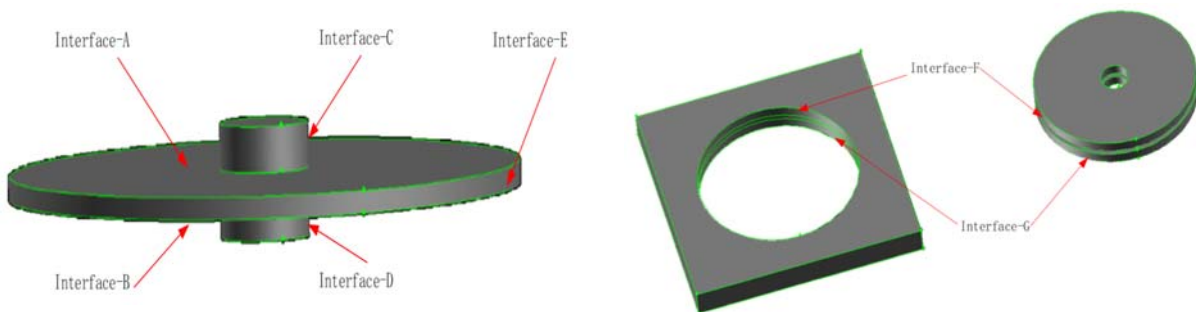


Figure 4. Turbine model interfaces

The other boundary conditions addressed to the whole computational domain are as follows: the inlet is set to be velocity inlet and the outlet is set to be pressure outlet.

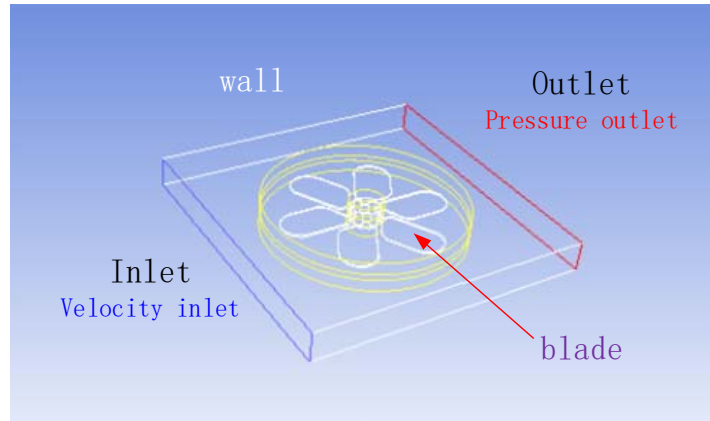
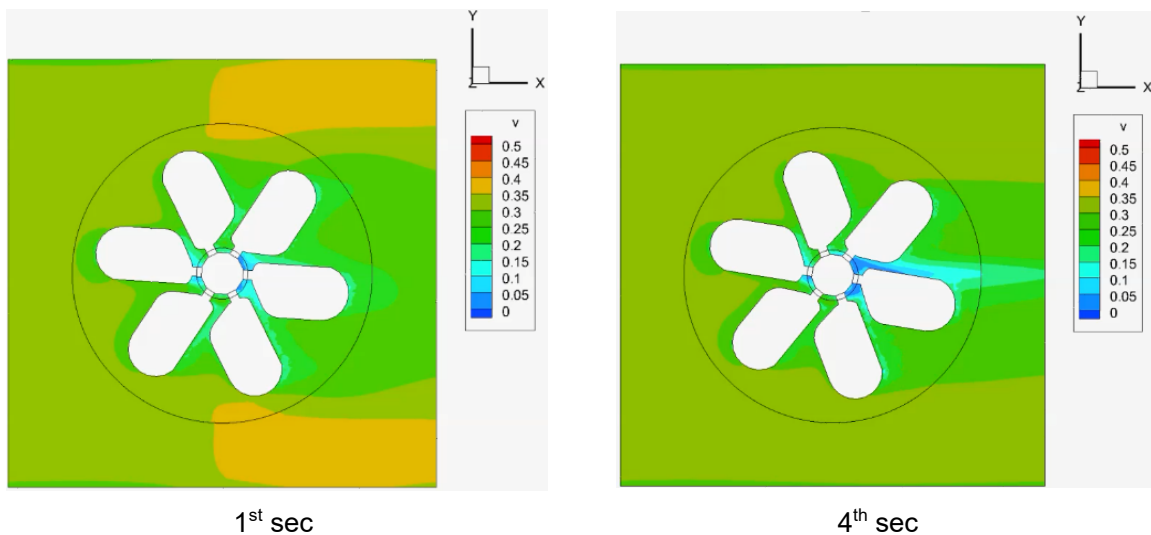


Figure 5. Boundary conditions

Results and Discussion

Preliminary simulations are performed aiming to study the built grid with respect to convergence time. For the simulations an unsteady solver is used. The mathematical model selected for the simulations is based on the Reynolds averaged Navier-Stokes equations, RANS, closed with $k-\epsilon$ turbulent model. The working fluid is water. For the first stage of these preliminary simulations, the weight of the turbine is fixed to be 2 kg. The water flow velocity is 0.3 m/s.

The turbine rotates about 22 degrees for 10 seconds and the simulation takes about 3 days. If the turbine rotates a full round, 170 seconds need to be simulated. This will lead to serious extend of the time (and costs) needed for such simulation, or 51 days for one case indeed.



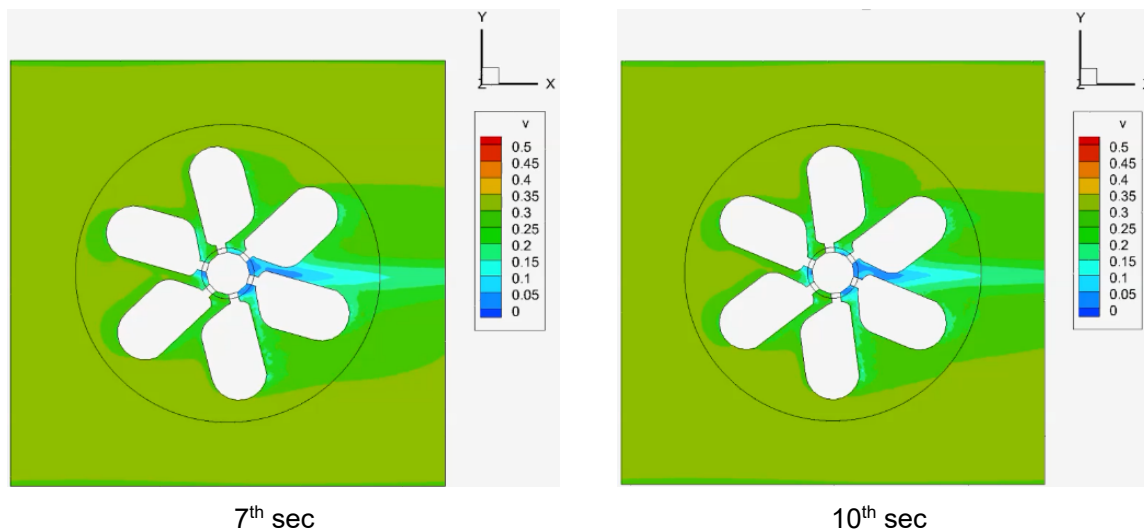


Figure 6. Velocity field represented by contour plot given for different time stages of the simulation

The global objective of the work done on the WTOB via experiments, analytical methods and CFD simulations is to study the behavior of the turbine and to identify some relations between the wave parameters and WTOB runner angular velocity. It is aimed as well to study the effect of the blades angle of attack on the extracted mechanical energy as well as to find the optimal angle of attack or the interval within which the turbine converts maximum wave energy to electricity. According to [3] the angle of the blade reluctant should be in the range of $\alpha = 55 \div 70^\circ$, based on the analytical investigations preformed. This guidance will decrease significantly the planned simulation cases, hence the time and costs of the CFD simulations. Since the turbine does in vertical reciprocating movement the domain of the next step simulation will be larger than the presented in the current preliminary simulations. Larger domain together with the combined problems of moving grid, fluid structure interaction and mechanical dynamics makes the task even more challenging, complex, tough and expensive with regard to the time needed for the cases simulation run. That's why the focus is on improvement on the simulation efficiency. Possible solutions are:

- Building a new grid whit less control volumes (but still ensuring grid independent solution) and better quality;
- Use of an self-programing approach for the simulations apart from the Fluent commercial software package. Such open source programs are more flexible in tackling complex combined problems like free surface flows, moving grids, fluid-solid interaction and mechanical dynamics.

Conclusions

Numerical modeling of complex flows is still challenging. Simulating the true behavior of a WTOB runner is a high cost and time consuming task due to the model construction, the fluid-solid interaction and the mechanical dynamics.

The model of the turbine needs to be improved with respect to the grid and appropriate angels of attack have to be selected for the next stage of the simulations. The rotation speed is related to the turbine weight and the water flowing velocity. Choosing the correct boundary conditions will reduce the simulation time and will increase the chances for convergence and valuable results at the end.

References

1. Agontsev, E., R. Velichkova, D. Markov, I. Simova, V. Makakov, M. Uzunova, *On the investigation of parameters of turbine with fluctuating blades*, Proceedings of University of Ruse "Angel Kanchev", v.55 book 1.2 SAT-9.3-1-HP-09 pp165-170 ISSN1311-3321, 2016
2. Agontsev, E., V. Varbanov, R. Velichkova, V. Makakov, M. Uzunova, I. Simova, D. Markov, *On the possibility for sea and ocean waves energy utilization by a turbine with fluctuating blades*, EENVIRO 2016, Revista Romana de Inginerie Civila, Volumul 8 (2017), Numarul 4 pp 10-17, ISSN 2068-3987
3. Velichkova, R., I. Simova, D. Markov, V. Makakov, M. Uzunova, M. Darchariff, G. Chen, *Analytical study of water turbine with fluctuating blades*, IEEE International Conference in Energy and Sustainability in Small and Developing economies, 9-14 July, Funchal, Portugal, 978-1-5386-2064-9/17/\$31.00 ©2017 IEEE.
4. www.fluent.com

Acknowledgements

This study is part of a bilateral project „Fundamental analysis of sea and ocean waves energy utilization by a turbine with fluctuating blades“, Contract number № ДТНС/Кумаџ/ 01/08/16.12.2016, funded by the Bulgarian Science Fund of the Ministry of Education and Science.

Assist. Prof. Iskra Simova, MSc, Technical University of Sofia, department of "Hydroaerodynamics and hydraulic machines", tel. 02/ 965 3305, e-mail: isimova@tu-sofia.bg

Assoc. Prof. Detelin Markov, PhD, Technical University of Sofia, department of "Hydroaerodynamics and hydraulic machines", tel. +359895587105, e-mail: detmar@tu-sofia.bg

Assoc. Prof. Rositsa Velichkova, PhD, Technical University of Sofia, department of "Hydroaerodynamics and hydraulic machines", tel. +359895586069, e-mail: rvelichkova@tu-sofia.bg

Prof. Guanyi Chen, PhD, Tianjin University, School of Environment Science and Engineering, China, e-mail: chen@tju.edu.cn

Zheng Wandong, PhD, Tianjin University, School of Environment Science and Engineering, China, e-mail: zhengwandong@139.com

Особености при проектирането на осови вентилатори

Тодор Чакъров

В работата се разглеждат важни особености, свързани с проектирането на осови вентилатори. Обсъжда се оразмеряването им с променлива циркулация по височината на лопатките. За целта, в съставените на MATLAB програмни продукти - AXFAN_MM_IM и AXFAN_MM_GV, се въвежда пресмятане на коефициента на съпротивление при номинален режим. Това позволява да се оценява ефективността на вентила-торите и се правят препоръки за тяхното проектиране.

Ключови думи: осов вентилатор, циркулация, коефициент на съпротивление, ефективност.

Special features in the design of axial fans

Todor Chakarov

The work deals with important features related to the design of axial fans. It is discussed their sizing with variable circulation at the height of the blades. For this purpose, mathematical calculations of the nominal impedance coefficient are introduced in MATLAB compiled programs - AXFAN_MM_IM and AXFAN_MM_GV. This allows the efficiency of the fans to be evaluated and recommendations for their design to be made.

Keywords: axial fan, circulation, resistance coefficient, efficiency.

Въведение

На базата на „метода на особеностите“ е създаден софтуер за решение на обратна хидродинамична задача за токов слой с постоянна дебелина. Пакетът от програми обхваща проектиране на лопатъчните системи на едностъпални осови вентилатори със заден направляващ апарат [1]. При това е предвидена възможност за оразмеряване на лопатката с постоянна или променлива циркулация Γ по нейната дължина. Тези програмни продукти, написани на MATLAB са:

AXFAN_IM - за работно колело на осов вентилатор;

AXFAN_GV - за направляващ апарат на осов вентилатор.

Във всяка програма се решава задача за синтез (обратната задача) на лопатъчна решетка в поредица от m на брой цилиндрични сечения, разположени между външния диаметър d_2 и вътрешния (главинния) - d_1 . Работната лопатка се „набира“ от пресметнатите профили в тези сечения.

В [1] се изясняват няколко съществени въпроса при оразмеряването на осовите вентилатори:

- Какви са допустимите граници на задаваните входни параметри – дебит Q_v , пълно налягане p_v , периферна скорост u_2 (или честота на въртене n и външен диаметър d_2);

- Избор на „главинното отношение“ $\nu = d_1/d_2$ и броя Z на лопатките;

- Възможност за „подрязване хордата на лопатката“ при главинно отношение ν по-малко от оптималното по Марциновски - $\nu_{opt} \approx 0.5$ [2]. Такъв подход води до променлива циркулация Γ по височината на лопатката.

Съществени особености при оразмеряване на работните и направляващи лопатки на осови вентилатори

Тази работа е естествено продължение на [1], като тук аеродинамичните схеми се оценяват и по тяхната ефективност, т.е. и по КПД.

За целта са съставени разширени програмни продукти:

AXFAN_MM_IM - за работно колело на осов вентилатор;

AXFAN_MM_GV - за направляващ апарат на осов вентилатор.

За оценяването на ефективността на вентилатора е необходимо да се пресмята КПД. Това е особено важно при отклоняване от оптималното v и от условието на Стрелетцки [3] за т.нар. вихрово ядро

$$\frac{\varphi_m}{\tilde{\psi}_m} \geq \frac{1}{2v} \quad (1)$$

По [4] е създадена подобрена методика за пресмятане на общия коефициент на съпротивление CXD на работното колело и направляващия апарат - при номинален режим на работа. С този коефициент се определя и КПД на вентилатора η - също за номинален режим.

Коефициентът CXD се дефинира с израза

$$CXD = C_{xp} + C_{xtr} + C_{xwh} + C_{xsl}, \quad (2)$$

където: C_{xp} е коефициент на профилно съпротивление, C_{xtr} - коефициент на триене по повърхнините на главината и корпуса, C_{xwh} - коефициент на съпротивление от вторично течение; C_{xsl} - коефициент на съпротивление от радиалната хлабина.

Коефициентът на профилно съпротивление се пресмята по два начина. Първият се разглежда в [5]. При него по [6] и [7] се пресмята C_{xp} като средно аритметично от стойностите на C_{xpj} в отделните сечения за $j = 1 \div m$. Оказва се, че този начин не е подходящ за оценка на работни колела с корпус. При втория начин C_{xp} се изчислява по подобрена емпирическа зависимост на ЦАГИ [4]

$$C_{xp} = k_3 (0.012 + 0.048 \bar{f} + 0.0023 \tau_{mid}), \quad (3)$$

където C_{xp} е осреднен по дължината на лопатката, $\bar{f} = f/b$ е относителната кривина на профила, а $\tau_{mid} = b_{mid}/t_{mid}$ е гъстотата на решетката за средното сечение – при радиус $r_{mid} = (r_2 - r_1)/2$. За коефициента $k_3 = f(Re)$ в [4] е дадена графична зависимост, която тук е заменена с полиномиална апроксимация (функции POLYFIT, POLYVAL).

Така пресметнат коефициентът C_{xp} дава по-достоверни стойности за работно колело в съчетание с корпус и заден направляващ апарат.

Коефициент на триене по повърхнините на главината и корпуса C_{xtr} зависи от параметрите на граничните слоеве по тези повърхнини. От своя страна тези параметри се определят от разпределението на скоростта. Съгласно [4] C_{xtr} се разглежда като еквивалентно увеличение на C_{xp} и се пресмята по израза

$$C_{xtr} = C_{xp} \frac{\sin \theta_r}{\tau_{mid} \bar{h}}, \quad (4)$$

където $\bar{h} = (d_2 - d_1)/2b$ е относителната дължина на лопатката. Ъгълът θ_r е между хордата на профила и фронта на решетката и приблизително се пресмята по израза

$$\theta_r \approx (\beta_{1mid} + \beta_{2mid})/2 \quad (5)$$

Коефициент на съпротивление от вторично течение C_{xwh} отразява осовия вихър в междуплатъчните пространства. Той се предизвиква от разлика на налягането (циркуляцията) в радиално направление. Пресмята се по зависимостта

$$C_{xwh} \approx 0.018 \tau_{mid} C_{juk}^2, \quad (6)$$

където коефициентът на Жуковски C_{juk} е

$$C_{juk} = 2 \sin \beta_{\infty mid} (\text{ctg} \beta_{1mid} - \text{ctg} \beta_{2mid}) / \tau_{mid} \quad (7)$$

Коефициент на съпротивление от радиалната хлабина C_{xsl} зависи от относителната радиална хлабина $\bar{s} = s/h$. При $0.01 < \bar{s} < 0.03$ е в сила

$$C_{xsl} = (0.8 \bar{s} / \sin \beta_{2mid}) \tau_{mid} C_{juk}^2 \quad (8)$$

С общия коефициент на съпротивление C_{XD} , в програмата AXFAN_MM_IM, се дефинира КПД на работното колело и очакваната мощност на вентилатора за *номинален режим* на работа

$$\eta = 1 - C_{XD}; \quad N_{ef} = Q_v p_v / \eta \quad (9)$$

За направляващия апарат, в програмата AXFAN_MM_GV, се пресмята само коефициента на профилно съпротивление C_{xp} .

Анализ на различни варианти на осови вентилатори

Като илюстрация на възможностите за проектиране и оценка на различни аеродинамични схеми с програмните продукти AXFAN_MM_IM и AXFAN_MM_GV се показват примери за проектиране на два осови вентилатора. За икономия на място са разпечатани само частично файловете с основните зададени и пресметнати данни: за работното колело - resow.m и за направляващия апарат - resowna.m. Онагледяване на резултатите се показва с графики на контурите на профилите. Спестени са таблиците с тримерните координати за скелетната линия, корема и гърба на профила, както и техните графични изображения.

Първият пример е подбран така, че да попадне в зоната на високо ефективните вентилатори – пресметнати с оптимална стъпка, главинно отношение v по Марциновски, задоволяване условието на Стрелетцки и 6 работни лопатки. При тези условия работното колело се получава с *постоянна циркуляция* по дължината на лопатката. Графичното онагледяване е показано на фиг.1, фиг. 2 и фиг. 3.

Вторият пример се отклонява от споменатите по-горе условия – фиг. 3 и фиг.4.

ОСОВ ВЕНТИЛАТОР - AF_M_10_5_60_9

РАБОТНО КОЛЕЛО

ВХОДНИ ДАННИ:

QV=60000.0 [kubm/h]; PV= 900.0 [Pa]; DN= 1.000 [m]; DS= 0.500;

NM=1450 [tr/min]; NZ= 6; RO=1.20 [kg/kubm]; M=12

ПРЕСМЕТНАТИ ДАННИ:

UM2= 75.9 [m/s]; FIM=0.2795; FIMS=0.3727; PSIM=0.2602; BRUS=0.54

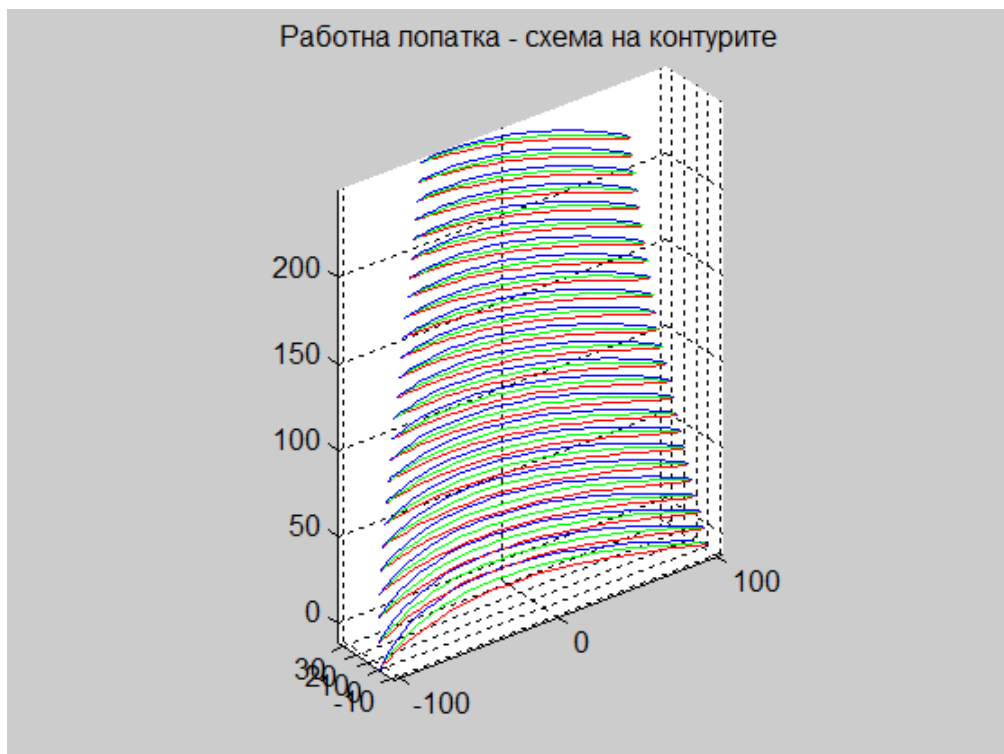
FIM/PSIM=1.07407; 1/(2*DSR)=1

Условието на Стрелетски е задоволено - $FIM/PSIM > (1/(2 \cdot DSR))$
 С постоянна циркулация по височината .

j= 1; DJ= 0.500 [m];
 COTAB(j)= 0.9925; BETB(j)= 45.2 [gr]; HALB(j)=103.3 [mm]
 j= 2; DJ= 0.542 [m];
 COTAB(j)= 1.1312; BETB(j)= 41.5 [gr]; HALB(j)= 96.4 [mm]

 j=12; DJ= 0.958 [m];
 COTAB(j)= 2.3893; BETB(j)= 22.7 [gr]; HALB(j)= 56.2 [mm]
 j=13; DJ= 1.000 [m];
 COTAB(j)= 2.5087; BETB(j)= 21.7 [gr]; HALB(j)= 53.9 [mm]

Cxp = 0.0492; Cxtr = 0.0378; Cxwh = 0.0109; Cxsl = 0.0173; CXD = 0.1152
 Предполагам КПД - **Eta = 0.885** ; Предполагаема мощност - Nef = 16.9530 [kW].



Фиг. 1

ОСОВ ВЕНТИЛАТОР - AF_GV_10_3_60_9

НАПРАВЛЯВАЩ АПАРАТ

ВХОДНИ ДАННИ:

QV=60000.0 [kubm/h]; PV= 900.0 [Pa]; DN= 1.000 [m]; DS= 0.500;
 NM=1450 [tr/min]; NZ= 5; RO=1.20 [kg/kubm]; M=12

ПРЕСМЕТНАТИ ДАННИ:

UM2= 75.9 [m/s]; FIM=0.2795; FIMS=0.3727; PSIM=0.2602

FIM/PSIM=1.07407; $1/(2 \cdot DSR)=1$

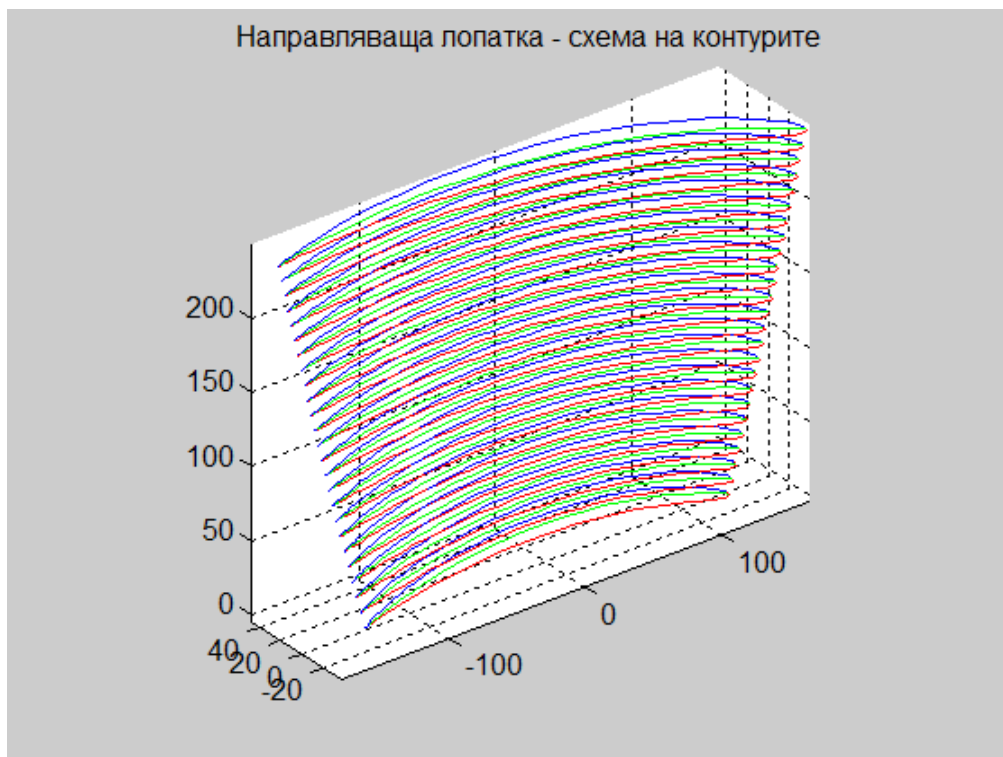
Условието на Стрелетски е задоволено - $FIM/PSIM > (1/(2 \cdot DSR))$

С променлива циркулация по височината

j= 1; DJ= 0.500 [m];
 COTAB(j)=-0.3491; BETB(j)=-70.8 [gr]; HALB(j)=132.3 [mm]
 j= 2; DJ= 0.542 [m];
 COTAB(j)=-0.3223; BETB(j)=-72.1 [gr]; HALB(j)=135.9 [mm]
 COTAB(j)=-0.1904; BETB(j)=-79.2 [gr]; HALB(j)=168.4 [mm]

 j=12; DJ= 0.958 [m];
 COTAB(j)=-0.1822; BETB(j)=-79.7 [gr]; HALB(j)=172.0 [mm]
 j=13; DJ= 1.000 [m];
 COTAB(j)=-0.1746; BETB(j)=-80.1 [gr]; HALB(j)=175.6 [mm]

Cxp = 0.0486



Фиг. 2

ОСОВ ВЕНТИЛАТОР - AF_IM_10_3_70_12
 РАБОТНО КОЛЕЛО
 ВХОДНИ ДАННИ:
 QV=70000.0 [kubm/h]; PV=1200.0 [Pa]; DN= 1.000 [m]; DS= 0.300;
 NM=1450 [tr/min]; NZ= 6; RO=1.20 [kg/kubm]; M=12
 ПРЕСМЕТНАТИ ДАННИ:
 UM2= 75.9 [m/s]; FIM=0.3261; FIMS=0.3583; PSIM=0.3470; BRUS=0.28

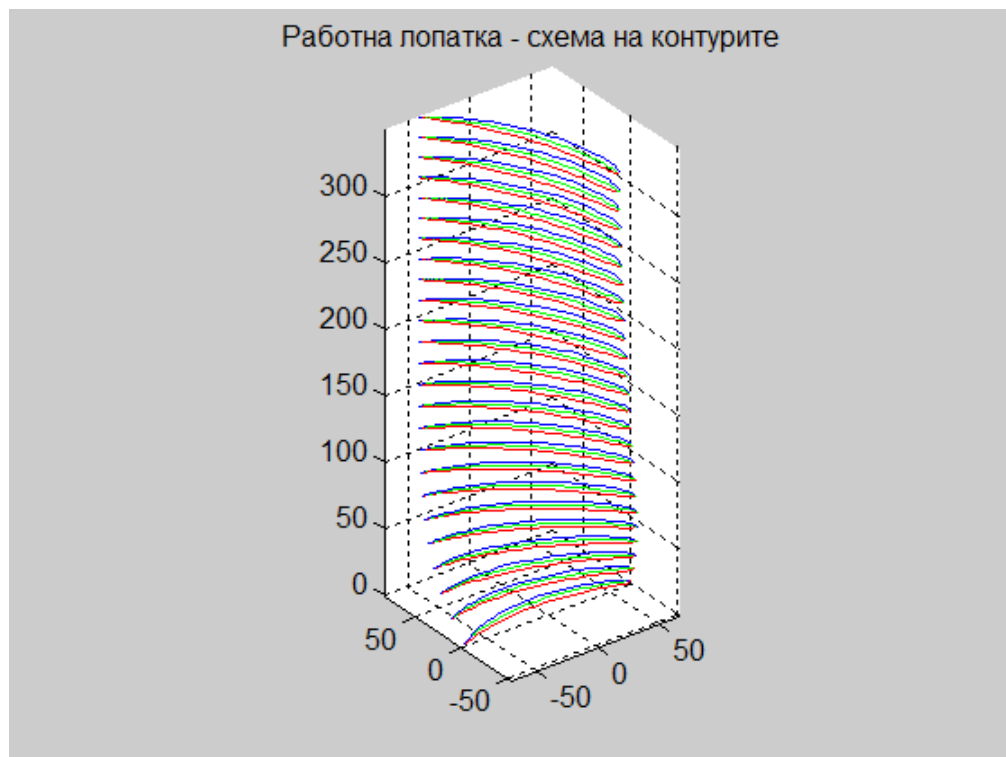
FIM/PSIM=0.939815; 1/(2*DSR)=1.66667
 Условието на Стрелетски не е задоволено - FIM/PSIM<(1/(2*DSR))

С променлива циркулация по височината

$j=1$; $DJ=0.300$ [m];
 $COTAB(j)=0.0303$; $BETB(j)=88.3$ [gr]; $HALB(j)=67.5$ [mm]
 $j=2$; $DJ=0.358$ [m];
 $COTAB(j)=0.3244$; $BETB(j)=72.0$ [gr]; $HALB(j)=68.1$ [mm]

 $j=12$; $DJ=0.942$ [m];
 $COTAB(j)=2.3708$; $BETB(j)=22.9$ [gr]; $HALB(j)=73.7$ [mm]
 $j=13$; $DJ=1.000$ [m];
 $COTAB(j)=2.5486$; $BETB(j)=21.4$ [gr]; $HALB(j)=74.2$ [mm]

$C_{xp} = 0.0497$; $C_{xtr} = 0.0276$; $C_{xwh} = 0.0418$; $C_{xsl} = 0.0483$; $C_{XD} = 0.1674$
 Предполагам КПД - **Eta = 0.833**
 Предполагаема мощност - $N_{ef} = 28.0263$ [kW]



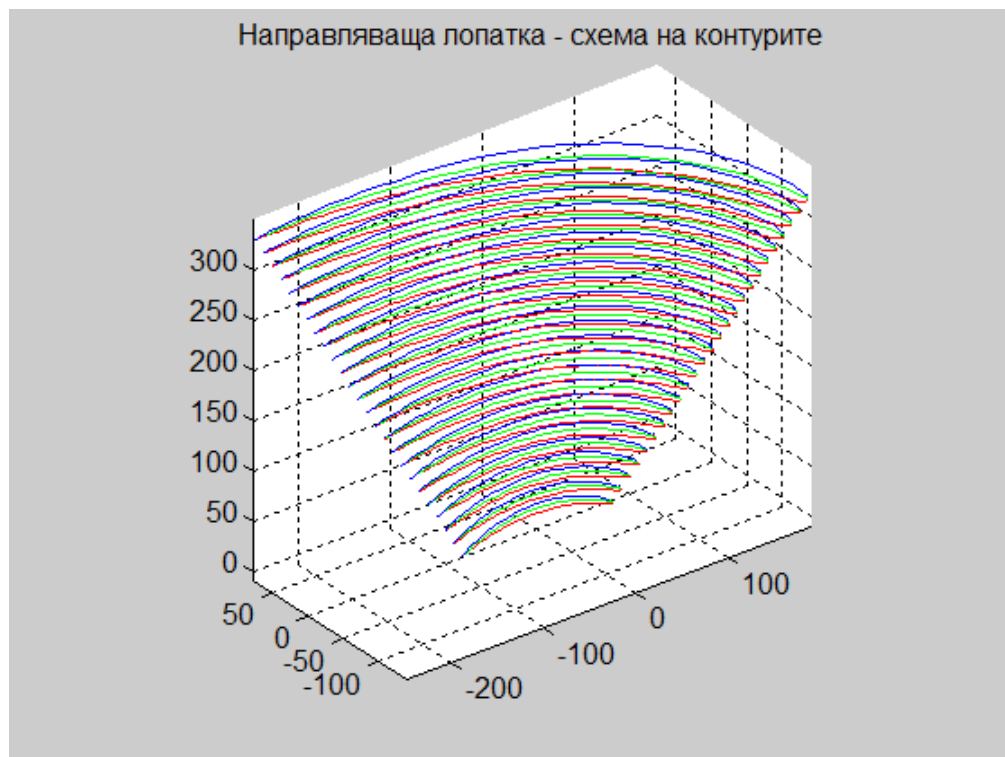
Фиг. 3

ОСОВ ВЕНТИЛАТОР - AF_GV_10_3_70_12
 НАПРАВЛЯВАЩ АПАРАТ
 ВХОДНИ ДАННИ:
 $QV=70000.0$ [kubm/h]; $PV=1200.0$ [Pa]; $DN=1.000$ [m]; $DS=0.300$;
 $NM=1450$ [tr/min]; $NZ=5$; $RO=1.20$ [kg/kubm]; $M=12$
 ПРЕСМЕТНАТИ ДАННИ:
 $UM2=75.9$ [m/s]; $FIM=0.3261$; $FIMS=0.3583$; $PSIM=0.3470$
 $FIM/PSIM=0.939815$; $1/(2*DSR)=1.66667$
 Условието на Стрелетци не е задоволено - $FIM/PSIM < (1/(2*DSR))$
 С променлива циркулация по височината

$j=1$; $DJ=0.300$ [m];
 $COTAB(j)=-0.8069$; $BETB(j)=-51.1$ [gr]; $HALB(j)=79.4$ [mm]
 $j=2$; $DJ=0.358$ [m];
 $COTAB(j)=-0.6755$; $BETB(j)=-56.0$ [gr]; $HALB(j)=93.5$ [mm]

 $j=12$; $DJ=0.942$ [m];
 $COTAB(j)=-0.2571$; $BETB(j)=-75.6$ [gr]; $HALB(j)=235.3$ [mm]
 $j=13$; $DJ=1.000$ [m];
 $COTAB(j)=-0.2421$; $BETB(j)=-76.4$ [gr]; $HALB(j)=249.4$ [mm]

$C_{xp} = 0.0494$



Фиг. 4

Вторият пример е с променлива циркулация Γ по дължината на лопатката. Поради високите стойности на Q_v и p_v , постоянната стойност на Γ е невъзможна, тъй-като с намаляване на радиуса хордата расте и при главината се получава с конструктивно изпълнима дължина. Всъщност проверка за допустима дължина на главинната хорда се извършва винаги. В този пример върховото сечение е пресметнато с *оптимална стъпка* (по Панов-Попов) [1]. Останалите сечения се пресмятат по зададена хорда – разпределена линейно между върховата и главинната.

Друг възможен вариант е сеченията от върховото „надолу“ да се пресмятат с оптимална стъпка до *възможно допустимото*, а от него до главинното – по зададена хорда.

Такъв подход е по-подходящ за пресмятане на работни колела с много ниски стойности на главинното отношение ν - както е при осовите вятърни турбини.

Заклучение

Пресмятането на коефициента на полезно действие η по изложената методика е приблизително. Но може успешно да се прилага за сравняване на различни аеродинамични схеми, особено когато осовият вентилатор се проектира с променлива циркуляция по дължината на лопатката.

От показаните два примера се вижда значителното предимство на първата схема – $\eta=0.885$, пред втората - $\eta=0.833$. Очевидно проектирането на осов вентилатор с *постоянна циркуляция* по дължината на лопатката и задоволяване на другите условия, споменати по-горе може да се тълкува като *оптимално*. Това експериментално е потвърждавано в катедра „ХАДХМ“ към ТУ-София. Отклонение от оптималните условия трябва да се допуска по изключение – при необходимост и ограничен външен диаметър да се постигнат по-високи стойности на дебита Q_v и p_v .

Литература

1. Чакъров Т., Относно проектирането на осови вентилатори, Научни трудове на РУ „А.Кънчев“, том 54, серия 1.2, Русе, 2015.
2. Marcinowski H., Optimalprobleme bei Axialventilatoren, Heizung, Lüftung, Haustechnik, 1957
3. Streletzky M., Gleichgewichtsformen von Strömungen mit konstanten Drall in zylindrischen Rotationshöhlräumen, Voith Forschung und Konstruktion, 1958.
4. Брусиловский И.В., Аэродинамика и акустика осевых вентиляторов, ЦАГИ, 2004.
5. Любенов В., Т. Чакъров, Пресмятане коефициента на съпротивление на двойна крилна решетка, Теоретична и приложна механика, БАН, XII, №1, 1981.
6. Лойцянский Л.Г., Механика жидкости и газа, М., 1974.
7. Шлихтинг Г., Теория пограничного слоя, М., 1974.

Доц. д-р Тодор Чакъров, ТУ-София, катедра „Хидроаеродинамика и хидравлични машини“, GSM +359 888 74 39 90, E-mail: todorchakarov@abv.bg.

Нова моделна вятърна турбина с вертикална ос

Валентин Обретенов, Росен Илиев

В работата са представени резултати от изследвания, насочени към създаването на нов моделен блок към стенд №7 в лаборатория ХЕХТ на ТУ-София. Описана е аеродинамичната схема на стенда и моделния блок, конструктивните особености на моделната турбина с вертикална ос и измервателната апаратура. Анализирани са възможностите за провеждане на опитни изследвания с новата турбина. Представени са и резултати от проведени опитни изследвания с новата турбина.

Ключови думи: вятърна турбина, стенд, опитни изследвания, характеристики.

A new model vertical axis wind turbine

Valentin Obretenov, Rossen Iliev

Abstract: *The work presents results of research aimed at the creation of a new model block to a stand №7 in the HEHT laboratory of TU-Sofia. Described is the aerodynamic scheme of the stand and model block, the design features of the model vertical axis wind turbine and the measuring equipment. The possibilities for conducting experimental tests with the new turbine are analyzed. Also presented are the results of the experimental tests conducted with the new turbine.*

Keywords: wind turbine, test rig, experimental investigation, characteristics.

Въведение

През 2011 г. в лабораторията по хидроенергетика и хидравлични машини (лаборатория ХЕХТ) на ТУ-София [8] беше пуснат в действие първия моделен блок за изпитване вятърни турбини с вертикална ос [3]. В продължение на 7 години на него бяха проведени широк спектър изследвания, основната цел на които беше разработването на ефективни лопатъчни системи за този тип вятърни турбини [2,4,5,7]. Натрупаният опит позволи да бъде конструиран нов моделен блок с по-големи възможности от гледна точка на изследването на работния процес и валидирането на разработените методи за пресмятане на вертикални вятърни турбини. Засиления интерес към възобновяемите енергийни технологии и разширяването на пазарния дял на ветродвигатели с малка мощност е втората причина за създаването на новия моделен блок.

В тази работа е представена схемата, конструкцията и възможностите на новия моделен блок, монтиран към стенд №7 (вятърни турбини) в лабораторията ХЕХТ. Представени са и резултати от първите опитни изследвания, направени на този блок.

Моделна турбина

1. Обща характеристика, основни параметри

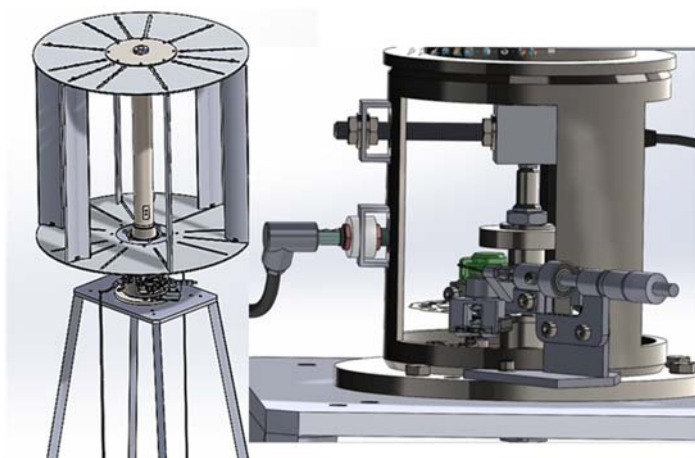
Моделният блок е проектиран с идеята на него да се провеждат опитни изследвания на вятърни двигатели с вертикална ос с различни конструкции на работното колело (Savonius, Darrieus). Конструкцията позволява да се променя броя на работните лопатки, техния профил и ъгъл на поставяне. Предвидена е възможност и за провеждане на изпитвания на ветродвигатели с различни (по схема и конструкция) направляващи апарати.

Основните параметри на турбината и моделния блок са определени на основата на опита от проведените досега изследвания, възможностите за използване на съществуващите на

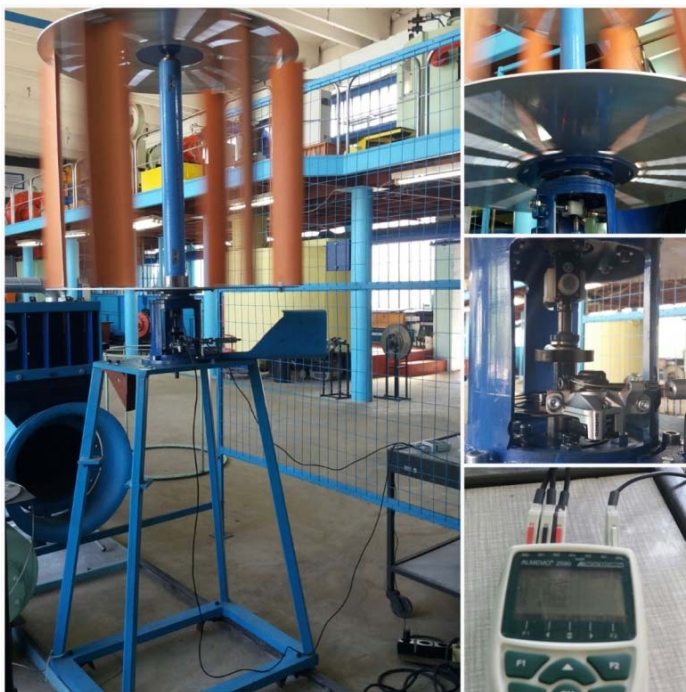
стенд №7 машини и съоръжения, изискванията на стандарта [6], както и опита на лаборатории с традиции в тази област [9,10,11]. Стойностите на основните параметри са:

- Максимална скорост на вятъра $C_w = 10 \text{ m/s}$ (тази стойност може да бъде увеличена, ако се инсталира друг вентилатор);
- Максимален диаметър на работното колело: $D_1 = 1.0 \text{ m}$;
- Максимална височина на работното колело : $H = 0.8\text{m}$;
- Максимална ефективна мощност: $P = 120 \text{ W}$;

На фиг.1 е показан 3D модел на турбината и опорния блок, а на фиг.2 - фотографии на моделния блок.



Фиг.1. Моделна турбина



Фиг.2. Моделен блок

2. Конструктивни особености

Моделната турбина е монтирана върху подвижната платформа 8 (фиг.3), която може да се премества в хоризонтално направление.

Работните лопатки се монтират между два диска. Конструкцията на дисковете дава възможност да се изследват работни колела (7 – фиг.3) с различни диаметри в диапазона ($D_1 = 400 \div 1000$) mm, да се изменя броя на работните лопатки (без демониране на дисковете), а също така ъгъла на поставяне. Височината на работните лопатки е $H = 800 \text{ mm}$ (фиг.3).

Валът на турбината е лагеруван на търкалящи лагери в две опори. В долната му част той е свързан с преобразувател за въртящ момент. Натоварването на вала (за моделиране на различни режими на работа) се извършва с помощта на оригинална механична спирачка (диск с феродови накладки). Задвижването на натоварващата система (НС-фиг.3) е ръчно, като предстои то да бъде заменено с електромеханично.

Конструкцията позволява към ротора на турбината да бъде присъединен генератор, което

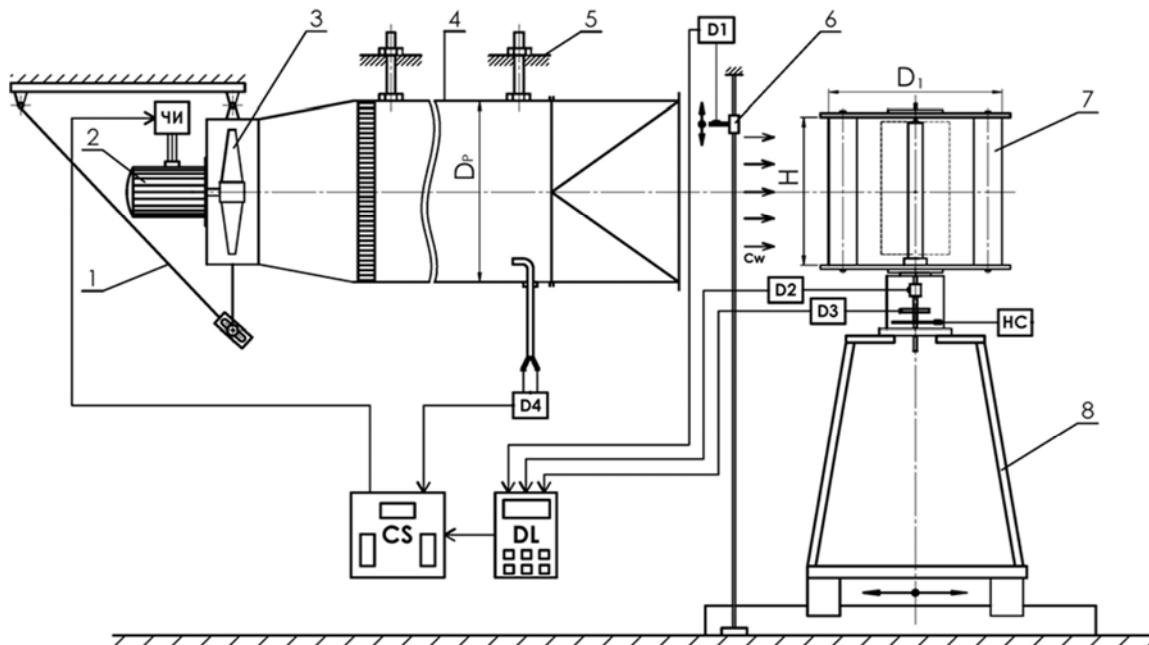
ще промени принципно системата за натоварване на турбината (експериментите ще покажат предимствата и недостатъците на двете системи, преди да бъде взето крайното решение).

Предвидена е възможност за присъединяване на неподвижен цилиндър във вътрешното пространство на работното колело, което ще позволи да бъдат изследвани някои идеи относно възможностите за повишаване ефективността на турбината [1,5].

Опитна уредба

1. Аеродинамична схема на стенда

Тъй като стендът е универсален (на него освен вертикални, могат да бъдат изпитвани вятърни турбини с хоризонтална ос, както и ветропомпен агрегат [3]), елементите, осигуряващи генерирането на въздушно течение с променливи параметри, се запазват. На фиг.3 е показана схемата на стенда с новия моделен блок и новата измервателна апаратура.



Фиг.3. Схема на стенда

Осовият вентилатор 3 се задвижва от асинхронен електродвигател 2 и генерира въздушното течение. Той е монтиран върху платформата 1, която може да се фиксира в различни положения с отклонение $\pm 10^\circ$, а това дава възможност да се променя посоката на течението. Честотата на въртене на вентилатора се регулира в широки граници чрез честотния инвертор ЧИ и по този начин може да се променя скоростта на въздушното течение. Към изхода на вентилатора е присъединена аеродинамичната тръба 4, която е с диаметър $D_p=1270\text{mm}$. Тя е окачена на опорите 5, които позволяват нейното положение да се съгласува с положението на вентилатора. В края на конусната част на тръбата е монтирана изправяща решетка, а в края на цилиндричната – преход, на който изходящото сечение е с квадратна форма. Предвижда се да се монтира продължение на тръбата – тунел с квадратно напречно сечение, в който ще бъде позиционирана вятърната турбина.

2. Измервателна апаратура

Изборът на измервателната апаратура е съобразен с изискванията на учебния процес и програмата за научни изследвания в областта на ветроенергетиката. Основните характеристики на новите измервателни уреди (те са дарени на лабораторията от „Спартак“ АД - Бургас) са представени в табл.1.

1. Скорост на въздушното течение

Скоростта на въздушното течение (C_w) пред работното колело на изпитваните ветродвигатели се измерва с помощта на термоанемометъра D1 (фиг.3). Поради неравномерността на скоростното разпределение се налага усредняване, което в конкретния случай се прави по дебит [3]. Уредът може да се фиксира в произволна точка на въздушното течение в равнина, разположена непосредствено преди работното колело на турбината и перпендикулярна на оста на тръбата. За целта е предвиден механизъм (6), който осигурява придвижването на термоанемометъра по две взаимно перпендикулярни оси. Стендът позволява скоростта да бъде измервана и със скоростомерна тръба и преобразувателя за разлика в налягане DT4 (фиг.3).

Таблица 1.

Измервателна апаратура					
№	Параметър	Тип	Производител	Обхват	Точност
1.	Скорост	FVAD35TH5K1	Ahlborn	0.2 ÷ 20 m/s	±0.2 m/s
2.	Въртящ момент	FKA650DR1B04	Ahlborn	0.0 ÷ 12 Nm	± 0.1%
3.	Честота на въртене	FUA 9192	Ahlborn	1.0 ÷ 12000 min ⁻¹	± 0.02%
4.	Универсален измервателен уред	Almemo 2590-2A/-4AS	Ahlborn	-	-

2. Честота на въртене

Честотата на въртене n на изпитваните турбини се измерва с помощта оптичен преобразувател за честота D3 (фиг.3).

3. Мощност

Мощността на вала на турбината (ефективната мощност) се определя посредством въртящия момент M_b и честотата на въртене n :

$$P = M_b \omega = M_b \frac{\pi n}{30} \quad (1)$$

Въртящият момент се измерва с преобразувателя D2 - фиг.3.

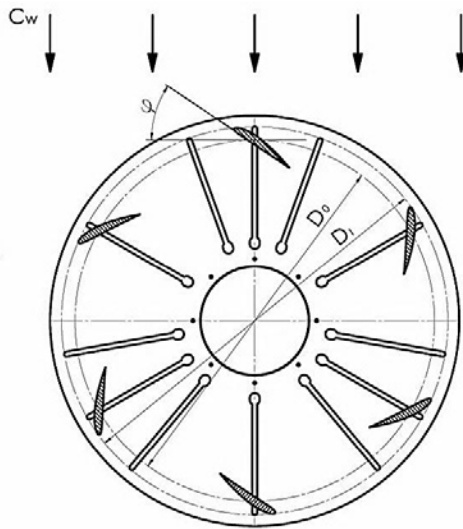
Мощността на въздушното течение се определя по израза [3]:

$$P_w = \rho S \frac{c_{w,s}^3}{2}, \quad (2)$$

където ρ - плътност на въздуха; $S = DH$ - условна площ на работното колело (напречната му площ); $c_{w,s}$ - средна скорост на течението.

4. Коефициент на полезно действие на турбината (коефициент на мощност)

$$c_p = \frac{P}{P_w} \quad (3)$$



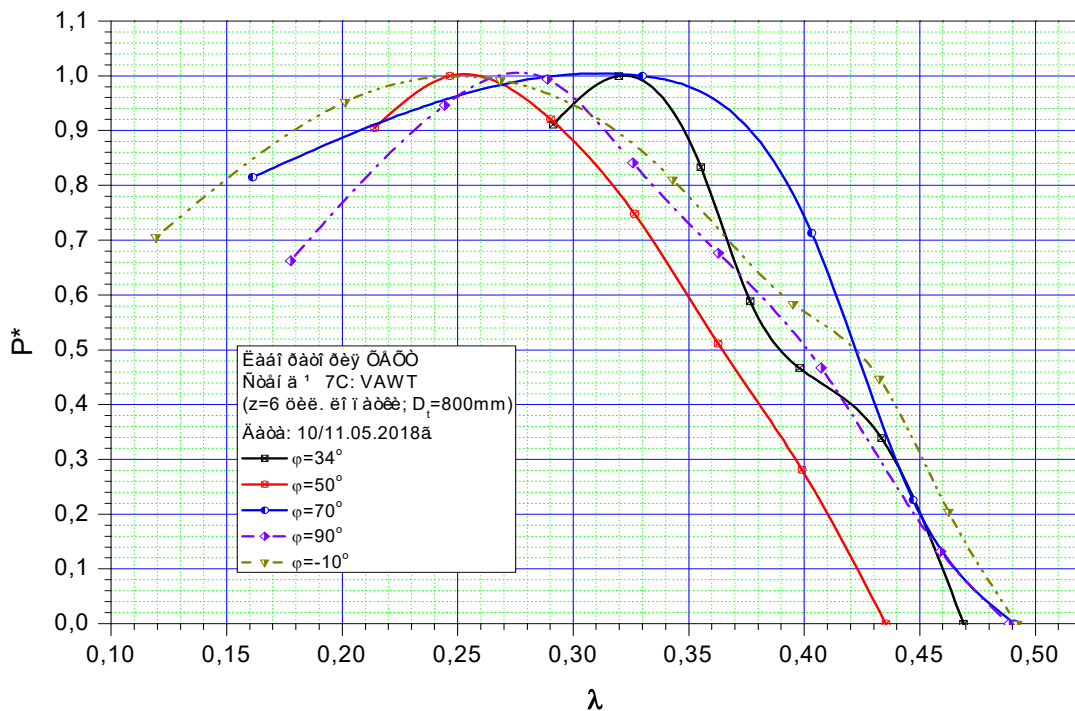
Фиг.4. Работно колело

цилиндрични лопатки ($r=125\text{ mm}$), които при тези изследвания не са профилирани и са с постоянна дебелина (6 mm).

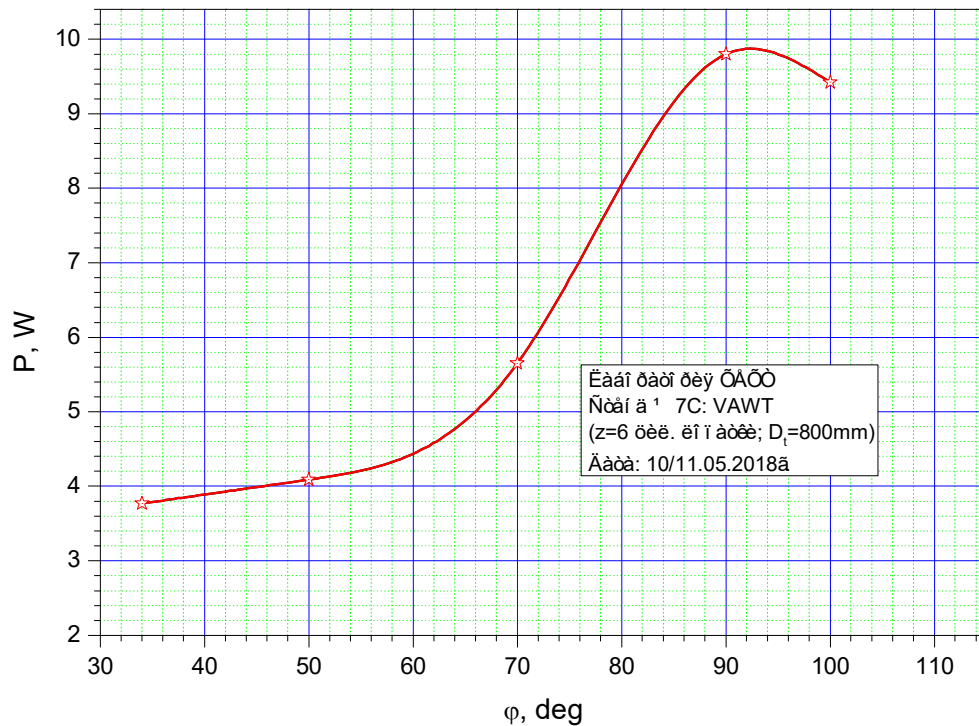
Сигналите от първичните преобразуватели се подават към универсалния измервателен уред DL (фиг.3). Той е 4-канален и притежава вътрешна памет, позволяваща съхраняване на резултатите от измерванията (до 100 000), графичен LCD екран и собствен софтуер. Той може да работи самостоятелно, както и да предава информацията на компютъра от командния пункт (CS- фиг.3).

Опитни изследвания

След пускането на моделния блок в действие, с цел проверка на неговата функционалност, са направени първите опитни изследвания с работно колело на вертикален вятърен двигател с диаметър на осите на лопатките $D_1=800\text{mm}$ и с 6 цилиндрични работни лопатки. Скелетната им линия е изчислена по програмата [5] и е апроксимирана с дъга от окръжност, т.е работното колело е с



Фиг.5. Изменение на относителната мощност



Фиг.7. Зависимост на ефективната мощност от ъгъла на поставяне на лопатките

Заклучение

Резултатите от направените изследвания дават основание да бъдат направени следните по-важни изводи:

1. Създаден е нов моделен блок на вятърна турбина с вертикална ос. Той развива идеите, заложи в първата конструкция, пусната в експлоатация през 2011г. и значително разширява възможностите на стенд №7 на лаборатория ХЕХТ в следните направления:

- Възможност за провеждане на т.нар. динамични изследвания;
- Прецизно натоварване на вала на турбината в широк диапазон;
- Измерване на мощността на вала на турбината с висока точност;
- Съществено облекчаване на монтажа и демонтажа на лопатките на работното колело, респ. съкращаване на времето за провеждане на изследванията;
- Възможност за монтиране на вътрешен цилиндър с произволен диаметър.

Моделният блок ще се използва в учебната и в научно-изследователската работа на лабораторията.

2. Изборът на методите и средства за измерване на величините на стенда е направен според характера на основните задачи за решаване на този етап и е в съответствие с изискваната от стандартите точност.

3. Представени са резултати от първите изследвания с ново работно колело на вертикална вятърна турбина, които показват възможностите на стенда и новия моделен блок.

Литература

1. Обретенков, В. Изследване на вертикална вятърна турбина с вътрешен цилиндър. Научна конференция ЕМФ 2013, сборник доклади, т. II, стр. 66-71, Созопол, 2013. ISSN 1314-5371.

2. Обретенов, В. Изследване на вертикална вятърна турбина със сдвоени работни лопатки. Научна конференция ЕМФ`2014, сборник доклади, т. II, стр. 69-75, Созопол, 2014. ISSN 1314-5371.
3. Обретенов В., Ц.Цалов, Й.Йорданов. Стенд за изпитване на вятърни турбини с вертикална ос. Научна конференция ЕМФ`2011, сборник доклади, т. II, стр. 21-27, Созопол, 2011.
4. Обретенов, В., Цв. Цалов, П. Николов. Опитно изследване на вертикална вятърна турбина с направляващ апарат. Научна конференция ЕМФ`2016, сборник доклади, т. II, стр. 69-77, Созопол, 2016. ISSN 1314-5371.
5. Обретенов, В., Ц.Цалов, Т.Чакъров. Вятърна турбина с вертикална ос. Научна конференция ЕМФ`2012, сборник доклади, т. II, стр. 28-34, Созопол, 2012, ISSN 1314-5371.
6. International Standard IEC 61400: Wind turbines.
7. Obretenov V. Experimental study of runners for vertical axis wind turbine. Proceedings of the Conference COFRET`12, pp.350-353, Sozopol 2012, ISBN 978-619-460-008-3.
8. Obretenov, V.S., Ts. Tsalov. The new hydraulic laboratory at the Technical University of Sofia. Сборник научных трудов IX международной научно-технической конференции „Гидравлические машины, гидроприводы и гидропневмоавтоматика. Современное состояние и перспективы развития“, стр. 79-87, Санкт-Петербург, 2016. ISBN 978-5-7422-5346-4.
9. Vertical Axis Wind Turbine. MECH 4010 Design Project, Department of Mechanical Engineering, Dalhousie University. December, 2005.
10. Yan Lia, Shaolong Wang, Qindong Liua, Fang Fengb, Kotaro Tagawac. Characteristics of ice accretions on blade of the straight-bladed vertical axis wind turbine rotating at low tip speed ratio. Cold Regions Science and Technology 145, pp 1-13, 2018.
11. www.criaciv.com/energy-harvesting-flutter/. Optimization of vertical axis wind turbines. Università degli Studi di Firenze, 2018.

Проф. д-р Валентин Славов Обретенов
Тел.: +359 2 965 2333
E-mail: v_obretenov@tu-sofia.bg

Маг. инж. Росен Сашов. Илиев,
докторант
Тел: +359 2 965 2349
E-mail: sladow@abv.bg

ТУ – София, кат. "Хидроаеродинамика и хидравлични машини"
Лаборатория "Хидроенергетика и хидравлични турбомашини"
www.hydrolab.tu-sofia.bg

The axial-flow circulation pump for liquid-metal heat transfer agent

Konstantin Lebedev, Vladimir Ribakov, Sergey Shumilin

Application of the melted eutectic alloy of lead and bismuth as a heat transfer agent allows to reduce significantly dimensions of reactor installation for electric power production. It is used at construction of the transportable Nuclear Power Plants. They are placed in regions of the remote North where there is no integrated power system. The pump flow duct of the Main Circulation Pump of axial type for Liquid heat transfer agent is one of basic elements of Reactor Installation. This article demonstrates the results of hydrodynamic calculation of bladed system with use of two various design methods, which show their good coincidence. The received results can be realized in projects of future Nuclear Power Plants.

Keywords: reactor installation, heat transfer agent, axial type pump, bladed system, hydrodynamic calculation.

Осова циркуляционна помпа за топлообменна система с течен метал

Константин Лебедев, Владимир Рыбаков, Сергей Шумилин

Приложението на разтопената евтектична сплав от олово и бисмут, като средство за пренос на топлина, позволява да се намалят значително размерите на инсталацията на реактор за производство на електрическа енергия. Тя се използва при изграждане на мобилни атомни електроцентрали. Те са разположени в райони от далечния север, които не са свързани с енергийната система. Проточната част на главната циркуляционна помпа за течен топлоносител е един от основните елементи в реакторната инсталация. В настоящата работа са показани резултатите от хидродинамичното пресмятане на лопатъчната система с използването на два различни метода, които показват доброто им съвпадение. Получените резултати могат да бъдат използвани при реализиране на проекти на бъдещи ядрени централи.

Ключови думи: реакторна инсталация, топлоносител, аксиална помпа, лопатъчна система, хидродинамично пресмятане.

Introduction

A circulating pump unit is a part of nuclear power plant. It is intended for circulation of heat transfer agent (melted eutectic alloy of lead and bismuth) in the main contour of reactor. There are two pump units in each nuclear reactor plant.

The main performance parameters of rated operational regime (technical specification) are as follows:

1. Flow rate – 2500 m³/hours (0.694 m³/s)
2. Head – 7 m
3. The allowed net positive suction head (NPSH) – 4 m
4. Density of heat transfer agent – 10.3x10³ kg/m³
5. Viscosity of heat transfer agent – 0.18x10⁻⁶ m²/s
6. Temperature of heat transfer agent – 345°C
7. Pump efficiency (minimum) – 80%
8. Input power – 625 kW

The pump has a vertical axis of rotation. It is driven by the gas-tight electric motor. The pump flow duct is placed into the cylindrical tube 630 mm dia. The pump consists of the following elements: the inlet stay vanes (four radial plates 10 mm thick) with inner hub, containing lower journal bearing; impeller with conoidal hub and outside cylindrical rim, embracing blade tips; outlet guide vanes.

Dimensions of the pump and its specific speed are defined by required values of flow rate, head and rotating speed. The latter is limited by really achievable cavitation quantities at preset NPSH value.

Pump flow ducts

This article presents the results of computational research of one of the four pump flow ducts at different rotating speeds. The main results are shown in table 1.

Table 1

The main results of the choice of flow duct

№	n	D ₂	C _u	n' ₁	Q' ₁	n _s
	rpm	m	rpm	rpm	m ³ /s	rpm
1	1000	0.30	2055	113.3	2.90	706
2	750	0.39	1540	110.6	1.72	530
3	600	0.47	1230	106.6	1.19	424
4	500	0.58	1027	103.9	0.87	350

n_s – specific speed;

D₂ – external diameter of impeller;

C_u – ultimate value of cavitation specific speed*;

n'₁ – unit speed;

Q'₁ – unit flow rate.

*Cavitation specific speed C_u is defined as $C_u = \frac{5.62n\sqrt{Q}}{(NPSH)^{3/4}}$, n – rpm, Q – m³/s, NPSH – m.

When we made a choice of ultimate value of cavitation specific speed C_u, we accepted of the ultimate value of NPSH Δh_u = 3 m. It corresponds to safety factor φ = 1.3.

The first and second variants cannot be realized due to cavitation restrictions. The fourth variant is rejected because of large dimensions. Therefore, from the considered variants the 3-th one (n_s = 424 rpm) is acceptable.

For design reasons, diameter of the impeller hub – 230 mm and external diameter of the impeller D₂ = 500 mm, were accepted.

For this variant, the following calculated parameters in the specified values were received:

unit speed n'₁ = 113.4 rpm

unit flow rate Q'₁ = 1.05 m³/s

cavitation coefficient σ = 0.43

Hydrodynamic calculation and design of bladed system were carried out on 9 stream surfaces (ss) with application of the software of a CAD of HP [1].

This pump distinctive feature is covering rim providing the additional durability and rigidity of the blade system.

The preliminary estimation of pump efficiency was made including volumetric, hydraulic and internal mechanical efficiency. The volumetric efficiency was estimated as $\frac{Q}{Q+q}$, where q – leakage discharge through the 1 mm clearance between the covering rim (external diameter 520 mm and length 200 mm) and fixed wall of the housing. As a result, the volumetric efficiency was 99%.

Internal mechanical efficiency depends on disk sliding friction of the covering rim and it was equal nearly 98.3%.

The approximate value of hydraulic efficiency was calculated using A. N. Papir formula [2]:

$$\eta_h = 1 - \frac{0.616}{(\lg D_{ref} - 0.172)^2} \tag{1}$$

where D_{ref} – reference diameter
 The expected total efficiency of this pump:

$$\eta = \eta_h \cdot \eta_{mech} \cdot \eta_{vol} = 86.79\% \tag{2}$$

However taking into account external mechanical losses in bearings and seals the total pump efficiency will be up to 83-84%.

Since the volumetric and internal mechanical efficiencies are independent on designer's will, then in order to reach $\eta_r = 89\%$ it is necessary to design pump flow duct with hydraulic losses lower than 11%.

The meridional projection of the impeller is chosen with the variable hub to tip ratio: from $d_h = 0.46$ in the impeller inlet section to $d_h = 0.7$ in its outlet section for achievement necessary cavitation quality and to exclude flow separation in root section of impeller blades. In the outlet guide vane unit hub to tip ratio is constant and equals 0.7.

The meridional projection of the pump flow duct with its main overall dimensions is presented in fig. 1.

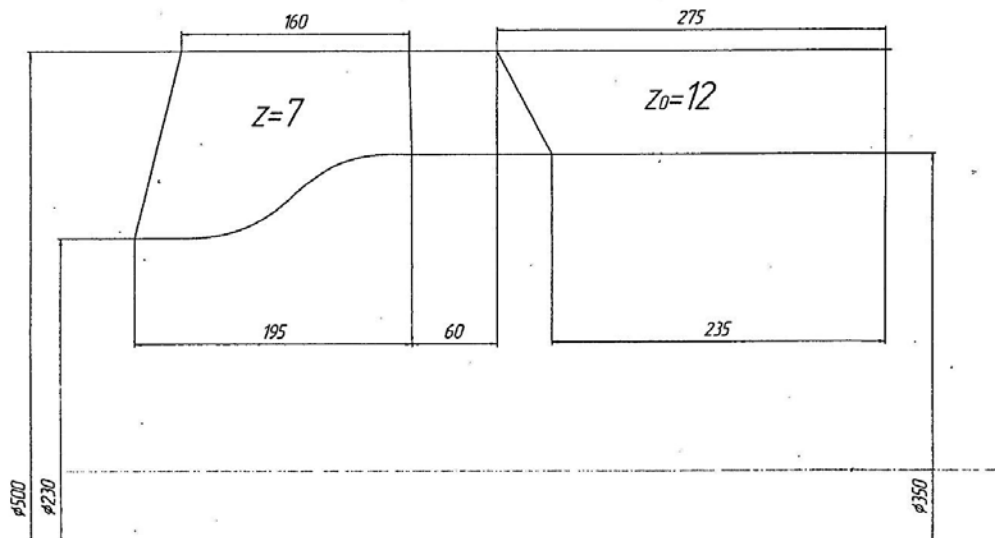


Fig. 1 The meridional projection of the pump flow duct

As a result of calculation the blade system with the number of blades $Z = 7$ and such key geometrical parameters were obtained:

inlet angle of the blade (degrees)	$\beta_{in} = 19 - 24.5 - 37$
outlet angle of the blade (degrees)	$\beta_{out} = 44 - 56 - 78$
blade envelop angle (degrees)	$\varphi_\varphi = 75 - 78 - 81$
blade cascade solidity (l/t)	$1.62 - 1.83 - 2.30$

The blade thickness distribution was accepted similar to that used in pumps for water-jet propulsion units.

In addition, the computational research of leading edge various thickness influence on cavitation qualities was carried out at other geometric parameters of the blade being unchanged.

Variation of the leading edge thickness along blade span from tip to hub resulted in the following quantities:

var.1	$\delta_l = 3.2 - 3.2 - 3.2$ mm	$\sigma = 0.348 - 0.3 - 0.26$	$C_u = 1441$ rpm
var.2	$\delta_l = 6.4 - 6.4 - 6.4$ mm	$\sigma = 0.805 - 0.67 - 0.32$	$C_u = 768$ rpm
var.3	$\delta_l = 4.9 - 6.1 - 6.9$ mm	$\sigma = 0.455 - 0.41 - 0.34$	$C_u = 1178$ rpm

σ – dynamic lowering of pressure;

C_u – critical value of the cavitation specific speed.

For further designing and calculations variant №3 was accepted. The main results of flow computational simulation inside the flow duct on the rated duty are presented in table 2 and average results of the flow rate values $Q = (0.9-1.1) \cdot Q_r$ in table 3.

Table 2

Results of calculation of flow inside the impeller on the rated operational regime

Parameter	1 streamline	3 streamline	5 streamline	7 streamline	9 streamline	Average value
$RV_{u\ in}$	0	0	0	0	0	0
$RV_{u\ out}$	0.981	1.017	0.951	0.952	0.971	0.978
h_{sp}	5.700	4.700	3.800	2.800	1.700	3.800
h'_{sp}	0	0	0	0	0	0
σ	0.455	0.432	0.411	0.382	0.338	0.404
α (degree)	55.900	52.700	49.100	45.200	41.200	-
W_{min}/W_{max}	5.9/4.7	5.3/4.0	4.6/3.6	3.8/2.9	2.7/1.5	-

Proposing the hydraulic efficiency $\eta_h = 0.89$ the value of flow velocity moment in the impeller outlet section would be not less than

$$RV_{u\ out} = g/\omega'_1 \eta_h = 9.81/11.81 \cdot 0.89 = 0.928 \text{ m}^2/\text{s}$$

$$\text{where } \omega'_1 = \pi n'_1/30 = 11.881 \text{ s}^{-1}$$

As it is seen from table 2 the desired value of $RV_{u\ out}$ exceeds desired one at all streamlines of interest. The average value of hydraulic friction losses in the blade cascade is 3.8%, shock losses are absent.

The maximum value of dynamic pressure lowering σ_{dyn} , as one would expect, is observed on the peripheral flow surface and equal 0.455. Then the value of ultimate $NPSH_u = \sigma_{dyn} \cdot H = 3.2 \text{ m}$ and at the accepted $NPSH = 4.0 \text{ m}$ the safety factor $\varphi = NPSH/NPSH_u = 1.25$.

The outlet angle of absolute velocity varies from 56° on the peripheral streamline to 41° on the hub one. These angles define the shape three-dimensional guide vanes.

It should be noted that on all stream surfaces including the hub one the relative velocity W non-uniformity is rather mode rate. Such flow pattern confirms indirectly lack of stalls.

The minimum of total hydraulic losses $\Sigma h_h = h_{sp} + h'_{sp} + h_{sec}$ in the impeller blade cascade appears at rated flow rate Q_r . Here h_{sec} – the secondary hydraulic losses caused by back-streaming in inter blade channels. These losses according to A. J. Stepanov are equated to the hydraulic friction losses on the blades.

Table 3

Average results of calculation of flow inside the impeller on the regimes $Q = (0.9-1.1) \cdot Q_r$

Q/Q_r	$RV_{u\ out}$	h_{sp}	h'_{sp}	Σh_h	σ	Q	H_t	H	η_h	$NPSH_u$
-	m^2/s	%	%	%	-	m^3/h	m	m	%	m
0.9	1.077	3.7	1.0	8.4	0.467	2250	9.1	8.3	91.6	3.3
1.0	0.978	3.8	0	7.6	0.400	2500	8.3	7.6	92.4	2.8
1.1	0.863	4.0	0	8.0	0.495	2750	7.3	6.7	92.0	3.5

Outlet guide vanes have the double curvature because of non-uniformity of absolute velocities behind the impeller. The number of vanes is accepted $Z_0 = 12$, thickness of leading edge of a hydrofoil equals 4.5 mm, trailing edge – 4.0 mm, in the mid-range of a hydrofoil – 8.5 mm.

The main geometric parameters of the guide vanes are as follows:

inlet angle (degrees)

$$\beta_{in} = 57 - 55 - 53$$

outlet angle (degrees)

$$\beta_{out} = 93.5 - 93.5 - 93.5$$

envelop angle of the vane (degrees)

$$\varphi = 25 - 30 - 35$$

deviation of the leading edge from the meridional plane (degrees) $\Delta\varphi = 0 - 5 - 10$
 cascade solidity (l/t) 2.2 – 2.5 – 2.8
 Average results of flow calculation in the guide vane cascade at $Q = (0.9-1.1) \cdot Q_r$ are presented in table 4.

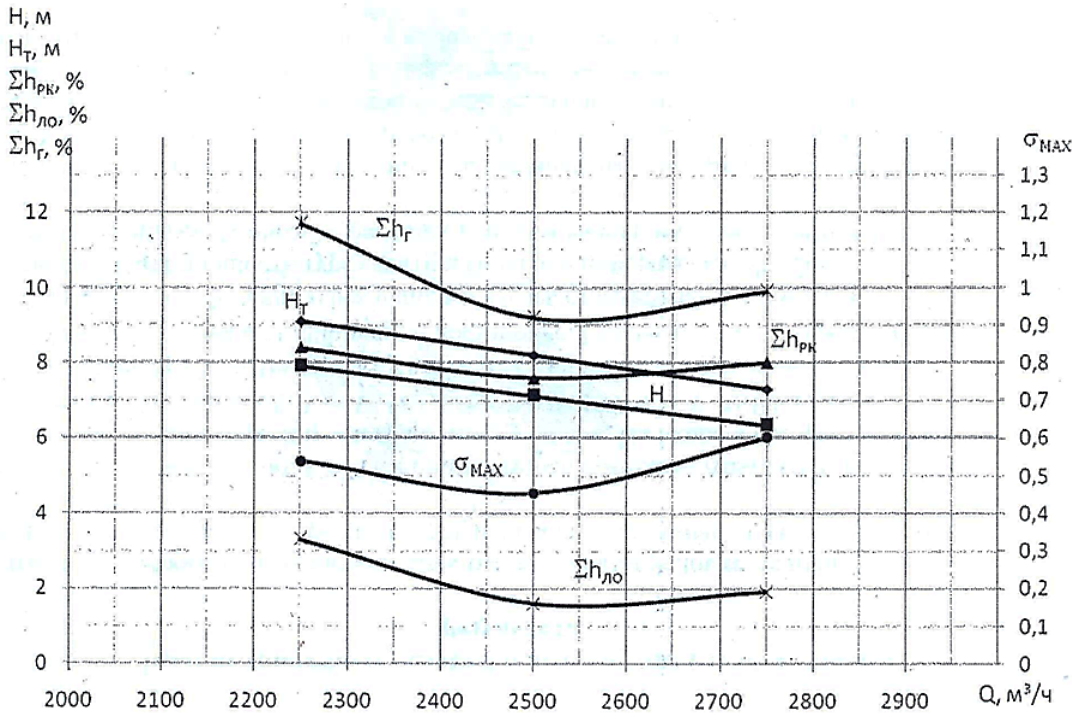


Fig. 2 The main hydrodynamic properties of the axial pump flow duct are presented.

The results of the flow calculation showed that in the range of flow rates $Q = (0.9-1.1) Q_r$ hydraulic losses in the guide vane cascades do not exceed 3.3%. The residual moment of velocity behind these vanes remains nearly constant on the level 2-4% of such a moment behind the impeller.

Table 4

Average results calculation of flow in guide vane cascade

Q/Q_r	$RV_{u\ in}$	$RV_{u\ out}$	h_{sp}	h'_{sp}	Σh_h	σ	Q
-	m^2/s	m^2/s	%	%	%	-	m^3/h
0.9	1.077	0.032	1.6	1.7	3.3	0.99	2250
1.0	0.978	0.031	1.6	0	1.6	0.90	2500
1.1	0.863	0.031	1.9	0	1.9	0.70	2750

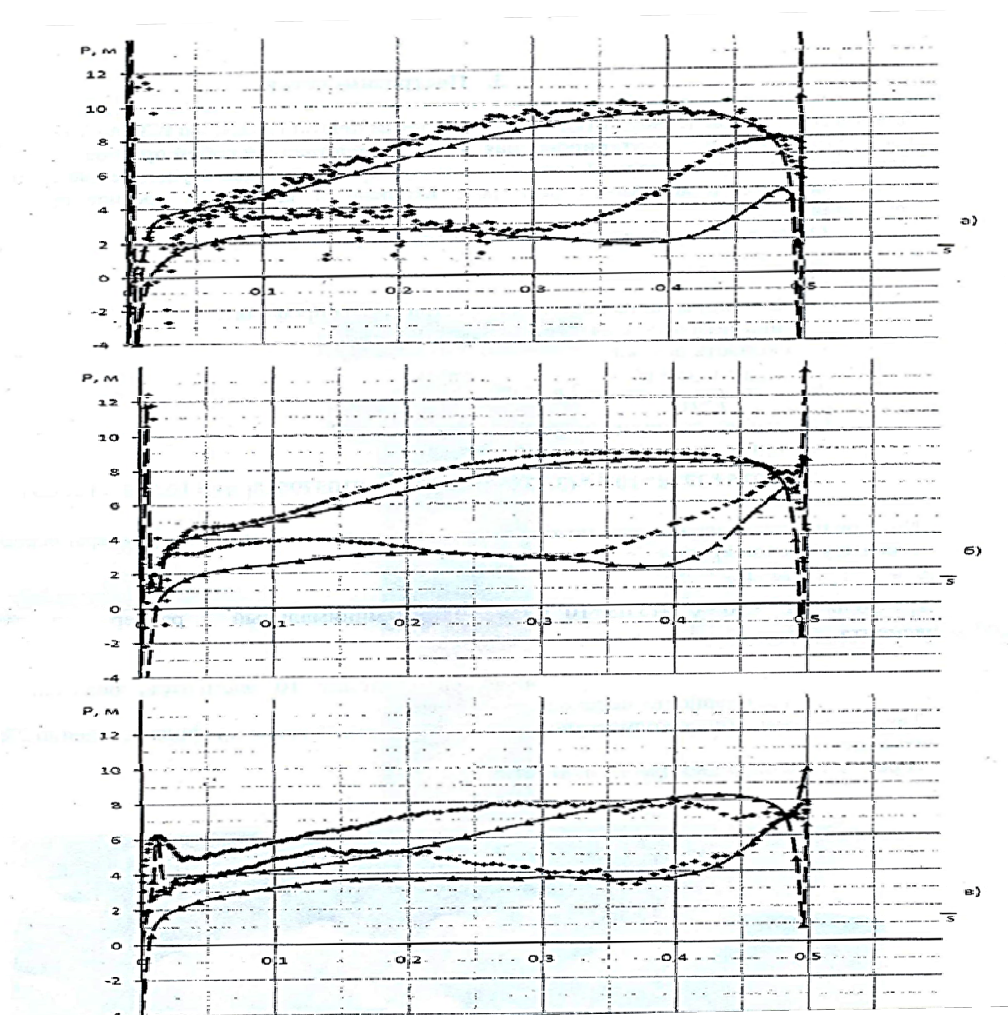


Fig. 3 The pressure profiles on three impeller blade hydrofoils.

Thus, in the best efficiency point of the pump characteristic the total hydraulic losses in the impeller are 7.6%, in the guide vanes cascade 1.6%, i. e. $\Sigma h_h = 9.2\%$ and $\eta = 90.8\%$. Hence the power and cavitation quantities of the designed flow duct meet the required parameters. In fig. 2 the main hydrodynamic properties of the axial pump flow duct are presented.

For justification of the obtained results the computational simulation of three-dimensional viscous flow in the impeller and guide vanes cascades was fulfilled on the regimes $Q = (0.9-1.1) \cdot Q_r$. This simulation included the solution of Reynolds-averaged Navier-Stokes equations with application of $k-\varepsilon$ turbulence model (ANSYS CFX 12).

The pressure profiles on three impeller blade hydrofoils obtained by this simulation and similar profiles obtained from solution of quasi-three-dimensional problem for real liquid metal flow at Q_r are shown in fig. 3. Pressure mark $p = 0$ corresponds to evaporation pressure at suction height – 4 m.

Characteristics

The fig. 4 shows the theoretical characteristics of the axial pump flow duct, resulted from three-dimensional viscous flow simulation and solution of quasi-three-dimensional problem for real liquid metal flow at $Q = (0.9-1.1)Q_r$.

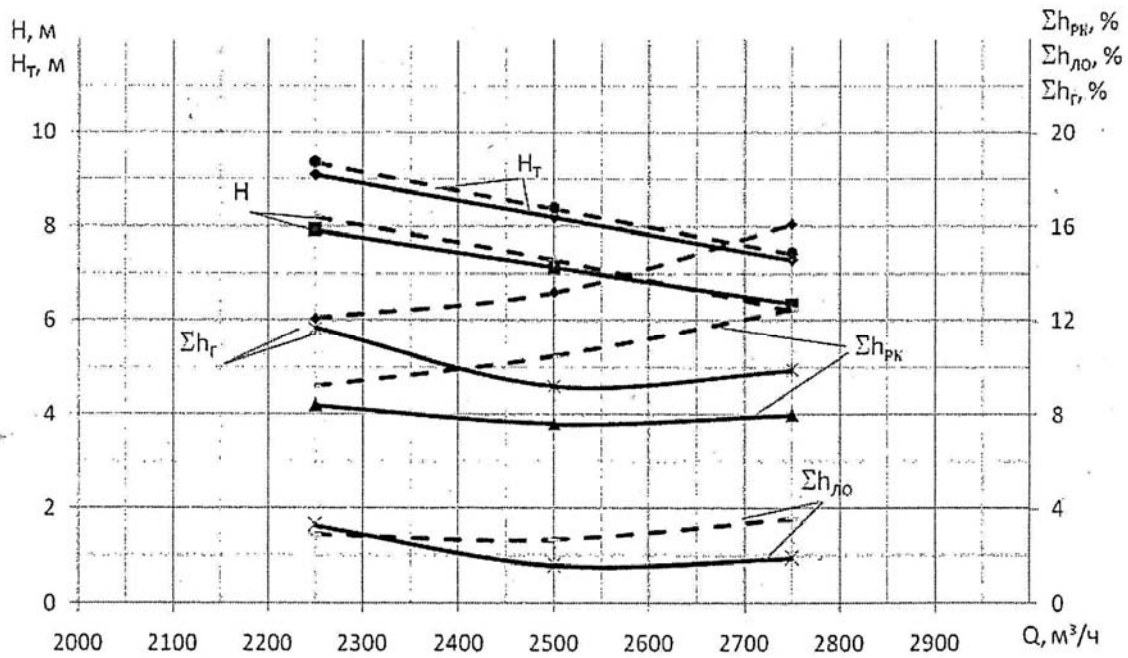


Fig. 4 The main hydrodynamic indices of the impeller and guide vanes cascades
 — results of the quasi-three-dimensional problem solution
 - - - results of three-dimensional viscous flow simulation

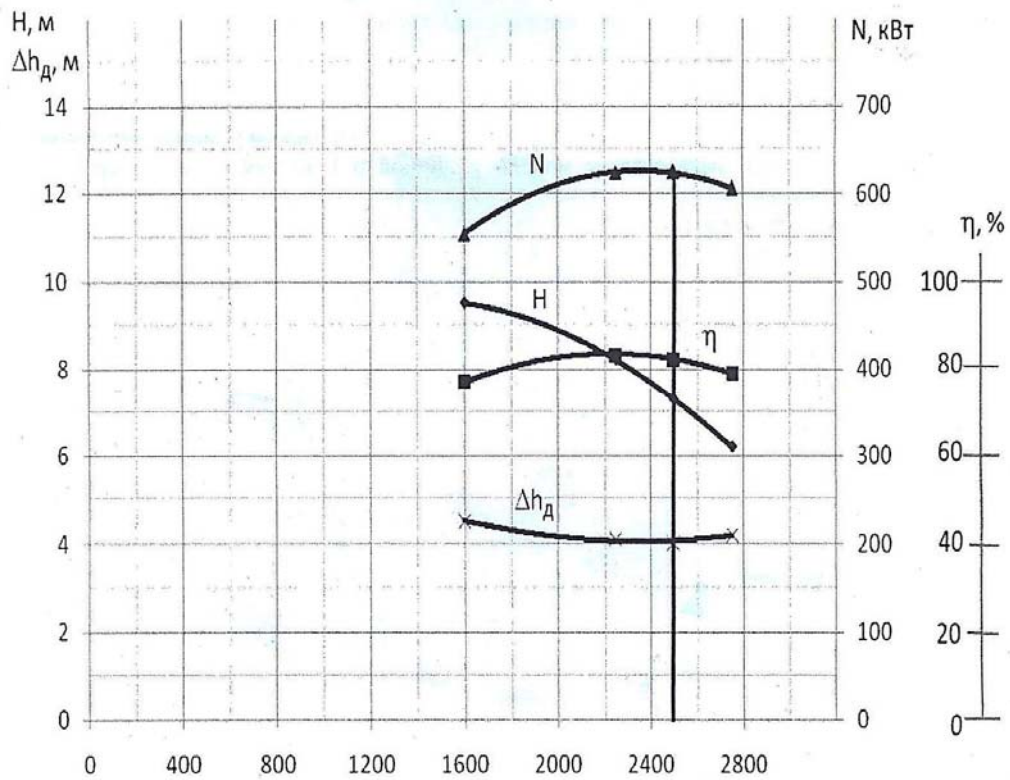


Fig. 5 The computed performance characteristic of the circulator pump.

The fig. 5 shows the computed performance characteristic of the circulation axial-flow pump. It is seen that at rated duty ($Q = 2500 \text{ m}^3/\text{hour}$) head 7.3 m, power 625 kW and efficiency 83% are reached. In the range of flow rate values between 2250 and 2500 m^3/hour losses Δh do not exceed 4 m.

Thus, the hydraulic design of proposed axial-flow pump for heat transfer agent circulation meets the technical specifications.

Conclusion

1. The flow ducts of circulation axial-flow pumps with various specific speed are considered.
2. After comparison of four variants the one with specific speed $n_s = 424 \text{ rpm}$, rotation speed 600 rpm and impeller diameter 0.5 m was chosen.
3. The computational research of the chosen flow duct was carried out using the solution of the quasi-three-dimensional flow of real heat transfer agent and simulation of three-dimensional viscous flow. The both approaches gave well agreed results and confirmed their validity for designing of blade systems.
4. The results of computational research show that power and cavitation indices of the chosen pump flow duct meet the target parameters.

Using of melted eutectic lead-bismuth alloy as heat transfer agent allows to diminish overall dimensions of nuclear power plant. Such compact power plants may be applicable in some regions without general electric network.

The main circulation pump with axial-flow impeller is one of basic elements of nuclear reactor unit with liquid-metal heat flow agent. This article describes the hydraulic design and shows the results of computational research of such axial-flow pump using two various approach (CFD and quasi-three-dimensional problem solution) which show their good coincidence.

References

1. А. А. Жарковский, С. А. Шумилин, М. П. Морозов. Математические модели рабочих процессов лопастных гидромашин. Автоматизированное проектирование и оценка энергокавитационных показателей лопастных систем. СПб, Издательство СПбГПУ, 2002. 47 с.
2. А. Н. Папир. Осевые насосы водометных движителей. Судостроение, 1965. 254 с.

Assoc. Prof. Konstantin Lebedev, Ph.D.,
Tel. 904 6334916,
e-mail: lebkostia@gmail.com
Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University, Department of Hydraulic Machines

Assoc. Prof. Vladimir Ribakov, Ph.D.,
Tel. 911 0894621,
e-mail: vonary30@gmail.com

Leading engineer Sergey Shumilin, Ph.D., Tel. 911 2422129, e-mail: sashumilin@mail.ru
Central Boiler-and-turbine Institute Polzunov named, St. Petersburg

Експериментално изследване на осова помпа в турбинен режим

Огнян Бекриев, Константин Константинов, Александър Станилов

Резюме

Извършено е експериментално изследване на възможностите за работа на работното колело на осова помпа с не регулируеми лопатки в турбинен режим. Изследвана е осова помпа с дебит от 25 l/s, напор 2,5 m, при честоти на въртене 1000, 1500, 3000 min⁻¹. Получените резултати са превърнати в безразмерни коефициенти и е представено е отношението между дебита и напора в помпен и турбинен режим.

Ключови думи: осова помпа в турбинен режим.

Experimental study of axial pump in turbine mode

Ognyan Bekriev, Konstantin Konstantinov, Aleksandar Stanilov

Summary

An experimental study has been carried out on the working potential of the impeller pump with non-adjustable turbine blades. An axial pump with a volume of water flow of 25 l / s, a head of 2.5 m, at 1000, 1500, 3000 rpm, was studied. The results obtained are converted into dimensionless coefficients and the relationship between flow and pressure in pump and turbine mode is presented.

Keywords: axial pump as turbine, PAT.

Увод

С навлизането на необходимостта от предаване на данни и управление на обекти от водоснабдителни системи се появява необходимостта от електрическо захранване. Обикновено максималната необходима мощност е около 300W. Това налага за всеки конкретен обект да се прецени как може да се използва част от енергийния потенциал на преминаващата вода през обекта. Най-често се използват помпи, работещи в турбинен режим. В техническата литература за тях е прието съкращението PAT (Pumps as Turbines).

В техническата литература по често се срещат данни за работа на центробежни помпи в турбинен режим. По малко данни има за работа на осови помпи в турбинен режим. В последните две години такива изследвания са проведени в Китай и Италия.

В [3] са дадени резултати от проведен експеримент в Уханския университет в Китай. Изследвана е осова помпа на която е извършена модификация на направляващия апарат. Направено е сравнение между симулация със числовия модел на помпата и реален експеримент. От експеримента се получават емперични зависимости, които помагат за корекцията на числовите модели, което е и тяхната цел.

В [4] са дадени резултати от използването на PAT в системата за водоснабдяване на град Мерано, Италия. Там експеримента е показал, че е възможно да се добиват по 19.2, kW/h на град с население 39 000 души, като 30% от хората са в града по време на експеримента.

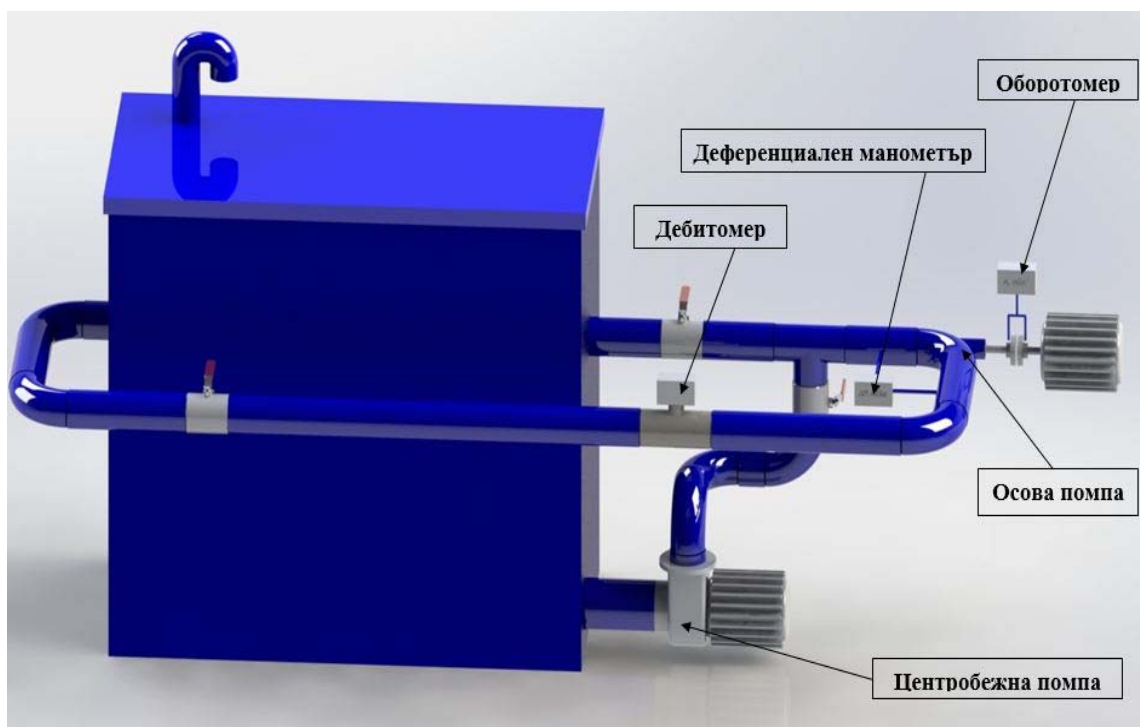
Когато се дават резултати от изследвания на PAT, обикновено се дава само съотношения на параметрите в оптималните режими на работа (BEP). Целта на настоящата работа е да бъде проведено изследване за промяна на характеристиката на осова помпа при работа турбинен режим.

Експериментален стенд

Изпитваната помпа представлява осова помпа без направляещ апарат. Външният диаметър на работно колело е 70mm. Тя бе изпитана на стенд за изпитване на осови помпи с размер DN100, който отговаря изцяло на изискванията на БДС EN ISO 5198:2000 „Центробежни, диагонални и осови помпи. Правила за хидравлични функционални изпитвания. Прецизен клас (ISO 5198:1987)“. Принципна схема на стенда е показана на фиг.1.

На стенда се определят характеристиките на помпата като в помпен така и в турбинен режим. Измерването на дебита се извършва с електромагнитен разходомер ABB, DN 100. Напора се измерва чрез диференциален манометър Deltabar, E+H (с обхват: 0 - 3000 mbar).

За управление на честотата на въртене в помпен режим се използва честотен регулатор. Честотата на въртене се измерва безконтактно чрез цифров оборотомер DT-2234A, Mastech.



Фиг. 1. Стенд за изпитване на осова помпа в турбинен и помпен режим.

Показаният на фиг.1 стенд осигурява възможност да се използват едни и същи измервателни средства за определяне параметрите на осовата помпа в помпен и турбинен режим.

Определянето на мощността на вала в помпен режим е извършено чрез измерване на електрическата мощност, консумирана от електродвигателя. В турбинен режим мощността на вала е определена чрез измерване на въртящия момент.

При работа в турбинен режим работното колело на помпата е обърнато, като по този начин е осигурено осово втичане.

Експериментални резултати

Получените резултати са дадени в безразмерен вид. Характеристиките в помпен и турбинен режим са дадени като зависимости между коефициента на дебит φ и коефициента на напор ψ .

За тези коефициенти са използвани следните зависимости:

$$\varphi = \frac{Q}{nD^3};$$

$$\psi = \frac{gH}{n^2 D^2} ;$$

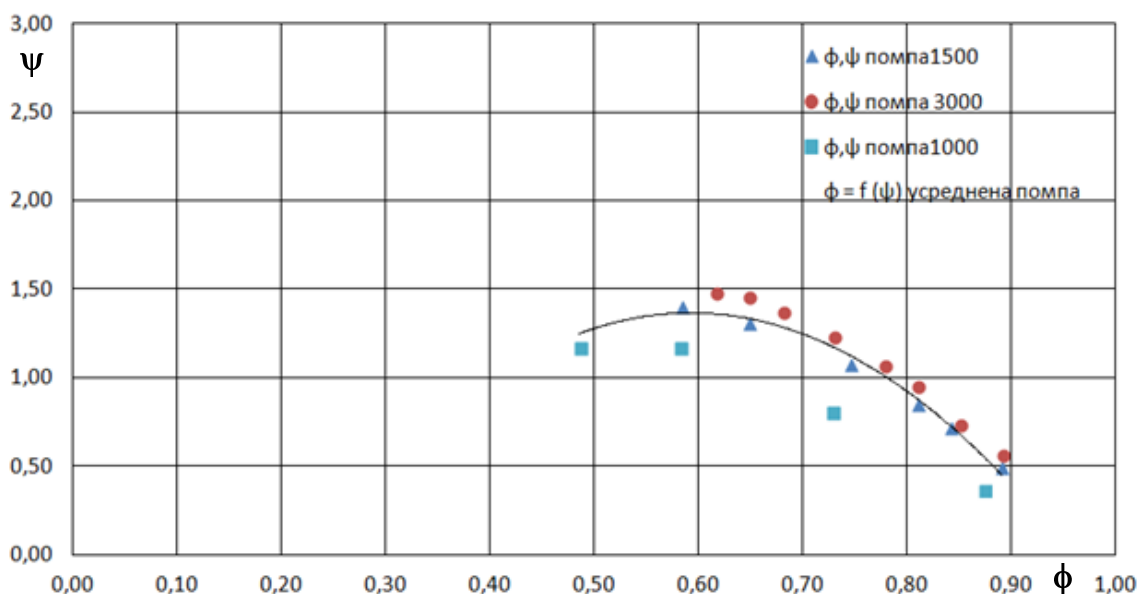
където: Q – дебит, m³/s ;

H – напор, m;

D – външен диаметър на работното колело, m;

n - честота на въртене, s⁻¹.

На Фиг. 2 е дадена получената характеристика $\phi = f(\psi)$ на осовата помпа в помпен режим. Тя е построена при три честоти на въртене на работното колело, 1000, 1500 и 3000, min⁻¹.



Фиг. 2. Характеристика в помпен режим

На фиг. 3 е дадена получената характеристика $\phi = f(\psi)$ на осовата помпа в турбинен режим. Тя е построена при две честоти на въртене на работното колело, 1500 и 2000, min⁻¹.

Анализ на получените експериментални резултати

При оценка на параметрите на помпа в турбинен режим, обикновено се дават коефициенти, даващи отношението между параметрите дебит и напор при оптимален режим на работа, [1],[2]. Те имат следният вид:

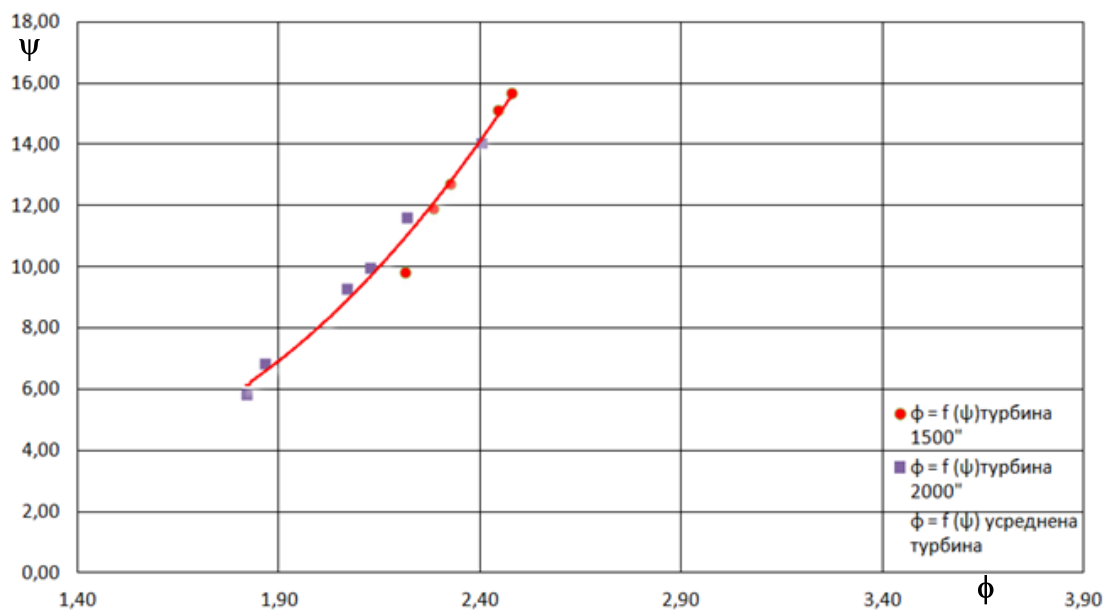
$$\text{коефициент на дебит : } K_Q = \frac{Q_T}{Q_P} ;$$

$$\text{коефициент на напор: } K_H = \frac{H_T}{H_P} .$$

Тук с Q_P и H_P са дадени оптималните параметри при помпен режим на работа, а с Q_T и H_T оптималните параметри при турбинен режим на работа. Оптималните параметри при помпен режим на работа са дебит 25 l/s , напор 2,5 m при честота на въртене 1500 min⁻¹.

Получените стойности за коефициентите K_Q и K_H са съответно: K_Q = 2,8 ; K_H = 17,8.

Коефициентите K_Q и K_H не дават възможност да се оцени цялата характеристика на помпата в турбинен режим. Чрез програмата Table curve са анализирани характеристиките в помпен и турбинен режим, с цел получаване на аналитична зависимост, която да дава цялата характеристика. Полученото уравнение дава точност от 98% спрямо експерименталните резултати.



Фиг. 3. Характеристика в турбинен режим

Уравнението има следния вид:

$$\varphi^{0.5} = a + b\psi^3.$$

За помпен режим коефициента $a = 1.38$, а коефициента $b = -0.89$.

За турбинен режим коефициента $a = 1.28$, а коефициента $b = 0.177$.

Заклучение

Проведено е експериментално изследване, на базата на което е определена зависимост, даваща възможност за определяне на характеристика на осова помпа при работа в турбинен режим. В предвид малката мощност от 300W необходима за хранване на обекти от водоснабдителни системи влиянието на ефективността намалява значително спрямо необходимостта от получаване на зададените параметри.

Литература

1. Apfelbacher R "Pumpen als Turbinen: (rückwärtslaufende Kreiselpumpen, Entspannungsturbinen)" W. H. Faragallah (Hrsg.). - Sulzbach: Faragallah, 1993. - 400 S.: zahlr. graph.Darst.;(dt.) ISBN 3-929682-02-8.
2. Arthur Williams "Pumps as Turbines ", Intermediate Technology Publications LTD, London, 1997, ISBN 1 85339 285 5.
3. <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0960148116307212>
4. <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1876610216313728>

Огнян Бекриев, доцент, д-р, инж., ТУ-София, 02 965 2567, e-mail: bekriev@tu-sofia.bg

Константин Константинов, инж., докторант, ТУ-София, 02 965 2038, e-mail: k.k_nov@abv.bg

Александър Станилов, гл. ас., д-р, инж., ТУ-София 02 965 2038, e-mail: astanilov@tu-sofia.bg

Полево измерване на пиезOMETЪРА на топлопреносна мрежа

Огнян Бекриев, Радослав Асенов

Настоящата публикация има за цел, да бъде представен експериментален подход за измерване на статичното налягане и определянето на хидравличния режим на топлопреносна мрежа (ТПМ). Събраните данни от измерването са необходими за верифициране на термо-хидравличен модел, чрез софтуерен продукт TERMIS на Schneider Electric.

Ключови думи: пиезOMETЪР на топлопреносна мрежа

Field measurements of the piezometer in district heating networks

Ognyan Bekriev, Radoslav Asenov

This publication aims to present a method for measuring, some parameters of the hydraulic regime, of the district heating network. The collected measurement data is required to verified a thermo-hydraulic model, using the Schneider Electric software product TERMIS.

Keywords: piezometer in district heating networks

Приложимост на метода и метрологично осигуряване.

Целта на измерването е да бъдат събрани данни за статичните налягания в точки от магистралните топлопроводи на водна топло-преносна мрежа. Тези налягания са необходими за създаване на термо-хидравличен модел на топлопреносната мрежа, чрез софтуерния продукт TERMIS на Schneider Electric.

За да се създаде точен модел, е необходимо да бъдат измерени и въведени в софтуера статичните налягания на подаване и връщане в характерни точки от магистралните топлопроводи. Всички измервания трябва да бъдат направени с гарантирана точност. Също така, измерванията трябва да се проведат в рамките на период от време, през който не се е променил съществено дебита на топлоносител през мрежата и топлинния товар. Описаният по-долу метод е неприложим, ако се провеждат превключвания на големи групи потребители или текат преходни процеси от друго естество.

1.1.1 Измерванията са проведени посредством електронен тензорезистивен преобразувател за манометрично налягане модел PMP 41-RC13SBJ11M1 производство на фирма Endress+Hauser.



Фиг. 1. Преобразувател за налягане PMP 41

Метрологични характеристики на използвания преобразувател:

- Обхват на сензора за налягане: 0...40 bar g;
- Максимална грешка: $\pm 0.1\%$ от зададения диапазон;
- Динамичен диапазон: 10:1;
- Температурна стабилност: 0.08 %/10K.

Този прибор отговаря на стандартите DIN EN 60770 и IEC 60770. С него се гарантира висока точност и повтаряемост на резултатите. Той позволява отчитане на наляганията от дисплея с висока разделителна способност и по-точни измервания, в сравнение с монтираните в абонатните станции стрелкови манометри. За захранване на прибора се използва акумулатор с напрежение 12V и капацитет 9Ah. Консумацията на електрически ток от прибора е 4...20 mA.

Организация на измерването на статичното налягане на подаващия и връщащ топлопровод.

Измерванията се извършват в предварително избрани абонатни станции (АС), присъединени директно към магистрален топлопровод. Присъединителният топлопровод трябва да захранва не повече от една АС. Целта е да има възможност за спиране на циркулацията на топлоносител през захранващия топлопровод, като по този начин измерените статични налягания не зависят от хидравличните загуби в тръбопроводите.

В зависимост от начина на захранване на консуматорите, се различават следните два случая:

- захранване през дворна мрежа с общо отклонение от магистралния топлопровод, показан на схемата по-долу (Фиг. 2 – а)

При този вариант не е целесъобразно спиране на циркулацията на топлоносител, тъй като това засяга множество потребители и допълнително усложнява задачата.



Фиг.2. Варианти на топлологията на мрежата.

- захранване на една абонатна станция с директно отклонение от магистралния топлопровод. (Фиг. 2 – б)

В този случай, методът е приложим, защото спирането е възможно от станцията, в която се прави измерването. Измерените налягания могат лесно да се съотнесат към тези в

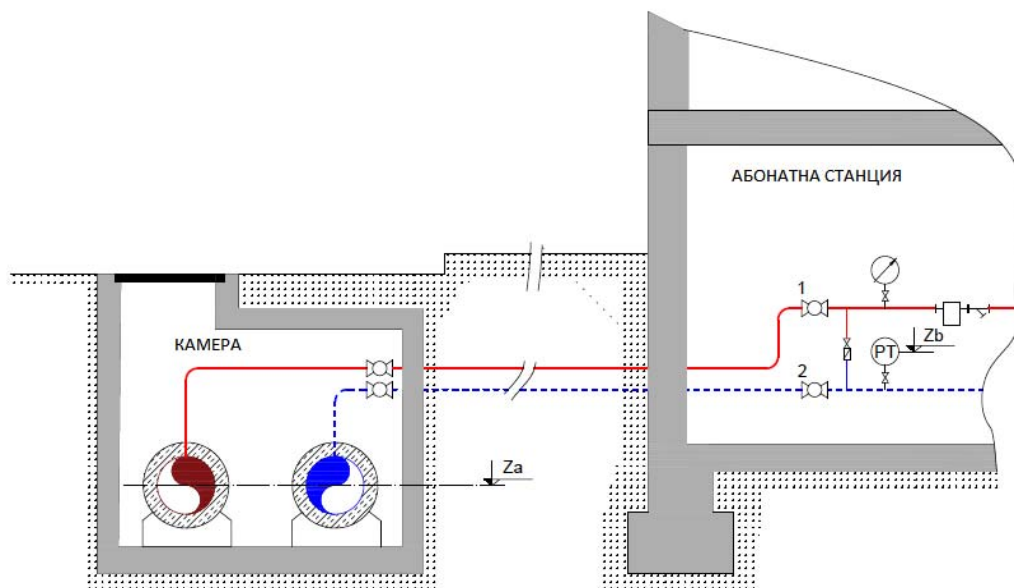
магистралния топлопровод при спярна циркулация, защото няма загуба на налягане в подаващата и връщаща линия между главното стъбло и АС. При разлика в котите на разполагане на главния топлопровод и избраната АС, е необходимо да се направят корекции от допълнителното хидростатично налягане.

Точките, в които се прави измерването, се подбират равномерно разпределени по дължина на изследвания участък от ТПМ.

Манипулациите в абонатната станция се провеждат по следния ред:

- 1) Затваря се сферичният спирателен вентил на подаващия тръбопровод към абонатната станция.
- 2) Затваря се сферичният спирателен вентил на връщащия тръбопровод от абонатната станция.
- 3) На мястото на стрелковия манометър за връщащо налягане към абонатната станция, посредством бърза връзка с о-пръстен, се присъединява електронният трансмитер за налягане РМР 41.
- 4) Отваря се плавно връщащият спирателен вентил на абонатната станция.
- 5) Отчита се статичното налягане на връщащия магистрален топлопровод.
- 6) Затваря се връщащият спирателен вентил на абонатната станция.
- 7) Плавно се отваря подаващият спирателен вентил на абонатната станция.
- 8) Отчита се статичното налягане на подаващия магистрален топлопровод.
- 9) Затваря се подаващият спирателен вентил на абонатната станция.
- 10) Освобождава се налягането от абонатната станция през дренаж.
- 11) Монтира се обратно стрелковият манометър.
- 12) Възстановява се циркулацията на топлоносител и работата на абонатната станция.

Измерените статични налягания, следва да се коригират с хидростатичното налягане, резултат от разликата в котите между оста на магистралния топлопровод и трансмитера за налягане. На фиг 3, е показано във вертикален разрез, взаимното разположение на топлопроводите и абонатната станция.



Фиг.3. Принципна схема на директно отклонение от магистрален топлопровод

Налягането на подаващия или връщащия топлопровод, когато абонатната станция се намира по-високо или по-ниско от котлата на топлопроводите, се определя по зависимостта:

$$P_{1/2 \text{ кор}} = P_{\text{п/в изм}} + \Delta z \cdot \rho \cdot g, \quad [\text{Pa}] \quad (1)$$

Където:

$P_{\text{п/в изм}}$ - Измерено налягане в подаващата / връщащата линия при АС [Pa].

$\Delta z = (Z_b - Z_a)$ - Разлика между котите на преобразувателя за налягане и оста на главното трасе [m].

ρ - Плътност на водата, отчетена при температура на подаващата / връщащата линия [kg/m³].

g - Земно ускорение, определено по географската ширина и надморската височина на обекта [m/s²].

При определяне на плътността на водата (ρ), е необходимо предварително да бъдат записани показанията за температурата на топлоносителя към и от абонатната станция. Това може да бъде направено от дисплея на топломера. Земното ускорение (g), може да се приеме 9.81 m/s², или по-точно да се определи неговата стойност като функция от географското местоположение и надморската височина.

Данни от измерването на 17.05.2018г. и 16.05.2018

Таблица 1

№	Адрес	P1 изм	P2 изм	dP	Za	Zb	Zти	P1 кор	P2 кор	P1 ти	P2 ти
		bar	bar	bar	m	m	m	bar	bar	bar	bar
1	ул. 20-ти Април 6	5.11	1.91	3.20	566.0	566.3	539	5.14	1.94	7.73	4.55
2	ул. Неофит Рилски 35	6.64	2.36	4.28	563.8	555.8	539	5.87	1.59	8.26	3.98
3	ул. Цар Самуил 8	5.10	1.91	3.19	564.0	566.0	539	5.29	2.10	7.70	4.52
4	ул. Уилям Гладстон 34	7.25	2.81	4.44	559.5	550.5	539	6.38	1.94	8.36	3.92
5	ул. Люлин Планина 35	3.84	2.20	1.64	567.7	571.2	539	4.18	2.54	6.94	5.31
6	ул. Св. Иван Рилски 33	3.82	2.35	1.47	568.8	570.4	539	3.97	2.50	6.84	5.39
7	ул. Позитано 37	7.31	2.58	4.73	548.2	551.2	539	7.60	2.87	8.48	3.76
8	ул. Партений Нишавски бл.10	7.05	2.29	4.76	554.7	554.2	539	7.00	2.24	8.51	3.76
9	жк. Зона Б-5 бл.14	6.90	2.15	4.75	552.8	555.1	539	7.12	2.37	8.45	3.71
10	ул. Три Уши 84	7.01	2.24	4.77	553.3	554.8	539	7.15	2.39	8.53	3.77
11	ул. Странджа 156-160	7.97	2.45	5.52	549.4	548.6	539	7.89	2.37	8.89	3.38
12	жк. Зона Б-19 бл.15-16	6.72	1.98	4.74	555.2	557.5	539	6.94	2.20	8.50	3.77
13	ул. Княз Борис 60	6.24	1.81	4.43	560.7	561.0	539	6.27	1.84	8.36	3.94
14	ул. Странджа 109	7.20	1.46	5.74	559.5	557.6	539	7.01	1.27	8.98	3.25

За построяване на пиезометъра по измерените стойности на наляганята, е необходимо допълнително да се направи корекция, поради разликата между котите на разположение на тръбопровода Z_a и топлоизточника $Z_{\text{ти}}$. Коригираните наляганя на подаващия и връщия топлопровод спрямо топлоизточника са означени съответно P_1 ти и P_2 ти.

Тази корекция се прави по зависимост (1), като разликата ΔZ се определя по зависимостта:

$$\Delta Z = Z_a - Z_{\text{ти}}, \quad [\text{m}] \quad (2)$$

Където:

Z_a – кота на тръбопровода при точката на измерване, [m].

$Z_{ти}$ – кота на тръбопровода при топлинния източник (отправна кота), [m].

В рамките на същото полево изследване, са измерени наляганията в две от измервателните точки на диспечерската система за управление. Целта е, да се установи възможността за калибриране на термо-хидравличния модел в TERMIS, по данни от такива точки.

Измерени налягания за точки от диспечерската система

Таблица 2

№	Адрес	P1 изм	P2 изм	dP	Za	Zb	Zти	P1 коп	P2 коп	P1 ти	P2 ти
		bar	bar	bar	m	m	m	bar	bar	bar	bar
13	ул. Княз Борис 60	6.24	1.81	4.43	560.7	561.0	539	6.27	1.84	8.36	3.94
14	ул. Странджа 109	7.20	1.46	5.74	559.5	557.6	539	7.01	1.27	8.98	3.25

След анализа на получените резултати може да се заключи, че описаният метод е приложим за калибриране и валидиране на термо-хидравличния модел в TERMIS само в случаите, когато АС е присъединена към главния магистрален топлопровод на самостоятелно сградно отклонение.

Постигането на по-висока прецизност на измерванията изисква да се направи корекция с разликата в котите, между оста на топлопровода и трансмитрите на системата.

Заклучение

Получените по описания метод данни за наляганията могат да се използват за калибриране на термо-хидравличния модел в TERMIS. Чрез този метод се събират повече данни за режима на работа и се постига по-голяма точност при итеративните пресмятания на модела. За целите на хидравличното моделиране, могат да се измерят наляганията в точки от мрежата, за които няма данни от диспечерската система. Такъв интерес са точките, в които магистралният топлопровод се разклонява и събира, формирайки паралелни клонове, точки с висока или ниска надморска височина и други.

Литература:

1. Kozin, V., and others. Heat supply., Москва. High school. Moscow, 1980.
2. Kiri, Al., Asenov, A. Measurement of thermal, hydraulic and mechanical quantities. <http://dtnpe.tu-sofia.bg/>
3. Operation manual Endress+Hauser TI321/00/en/03.05;
4. Operation manual Endress+Hauser BA200P/00/EN/04.10.

Автори:

Огнян Бекриев, доцент, д-р, инж., ТУ-София, 02 965 2567, e-mail: bekriev@tu-sofia.bg
 Радослав Асенов, маг. инж. “Топлофикация София ЕАД”, докторант ТУ-София, +359882433106, radoslavasenovasenov@gmail.com

Общ подход при проектиране на енергийно ефективни системи за пневмотранспорт в суспендирано състояние

Иван Дуков, Диана Танева

Резюме

Предлага се един общ подход за проектиране на енергийно ефективни системи за пневмотранспорт в суспендирано състояние, като се разглеждат всички възможни комбинации от входни величини, формиращи заданието за проектиране. Целта е определянето на останалите геометрични и режимни параметри в зависимост от приетия критерий за енергийна ефективност.

Ключови думи: пневмотранспорт, енергийна ефективност

A common approach to the design of energy-efficient dilute-phase pneumatic conveying systems

Ivan Dukov, Diana Taneva

Abstract

A common approach is proposed for designing energy-efficient dilute phase pneumatic conveying systems by looking at all possible combinations of inputs that form the design assignment. The objective is to determine the remaining geometric and performance parameters depending on the accepted energy efficiency criterion.

Keywords: pneumatic conveying, energy efficiency

ВЪВЕДЕНИЕ И ПОСТАНОВКА НА ПРОБЛЕМА

Пневмотранспортът, който използва газ за пренос на частици през тръбопроводи и канали, се прилага с успех от много години в голям брой приложения в химическата, фармацевтичната, хранително-вкусовата, металургичната, минната и много други индустрии. Съществуват различни режими на пневмотранспорт в зависимост от концентрацията на твърдата фаза и скоростта на газа. В повечето случаи, за гранулирани материали (такива с характерен размер на частиците >1 mm) се използва пневмотранспорт в суспендирано състояние (dilute-phase conveying). Счита се, че това не е енергийно ефективен метод, поради значителните разходи за генериране на състен въздух. От друга страна, методът е лесен, удобен и гъвкав за адаптиране към различни условия на работа и е най-сигурния по отношение на риска от запушване на тръбопровода. Пневмотранспортът в суспендирано състояние е и най-сигурен и безопасен в екологично отношение.

Очевидна е актуалността на задачата за повишаване на енергийната ефективност при пневмотранспорт в суспендирано състояние, чрез оптимален избор на основните геометрични и режимни параметри на системата. В това направление са някои от предишните работи на авторите.

Разглеждат се два вида пневмотранспорт:

Непрекъснат пневмотранспорт, при който се задава необходимия за конкретното приложение разход на твърдата фаза.

Пневмотранспорт на дискретни (фиксиран) количества твърда фаза, без ограничение на времето за транспортиране.

При проектирането на една система за пневмотранспорт се задават в различни комбинации следните величини или групи от величини:

A → зададени са основните характеристики на твърдата фаза: плътност ρ_p , еквивалентен диаметър d_p и форма на частиците, най-често определяна чрез степента на сферичност φ_p ;

B → известни са всички данни еднозначно определящи геометрията на транспортиращата линия: началната $S(x, y, z)$ и крайната точка $E(x, y, z)$ на транспортиране на материала и геометрията на трасето G_i ;

C → зададени са само началната $S(x, y, z)$ и крайната точка на транспортиране $E(x, y, z)$ на материала;

D → зададен е масовият разход на материала q_p ;

E → зададена е общата маса на материала m_p .

При проектирането една система за пневмотранспорт, в зависимост от вида ѝ, са възможни следните комбинации от зададени величини:

непрекъснат пневмотранспорт - **A+B+D** или **A+C+D**;

пневмотранспорт на фиксирани количества - **A+B+E** или **A+C+E**.

Независимо от вида на системата за пневмотранспорт и дадените в заданието величини, като крайна цел на проектирането винаги се търсят следните величини: диаметърът на тръбопровода D , средната скорост U_g или масовият дебит q_g на газовата фаза и загубите на налягане Δp . Величината Δp не е независима, но е необходима при въвеждане на критериите за ефективност и за избор на компресорното оборудване.

При пневмотранспорт на фиксирани количества се търси още масовия разход q_p на твърдата фаза.

В двата вида системи е възможно да се търси и геометрията на трасето G_i , ако не е предварително зададена.

В табл. 1 са дадени възможните комбинации от зададени и търсени величини.

Зададени и търсени величини		Табл. 1	
Вид пневмотранспорт	Зададени величини	Търсени величини	
Непрекъснат	A+B+D	$\rho_p, d_p, \varphi_p, S(x, y, z), E(x, y, z), G_i, q_p$	$D, U_g(q_g), \Delta p$
	A+C+D	$\rho_p, d_p, \varphi_p, S(x, y, z), E(x, y, z), q_p$	$D, U_g(q_g), \Delta p, G_i$
За фиксирани количества	A+B+E	$\rho_p, d_p, \varphi_p, S(x, y, z), E(x, y, z), G_i, m_p$	$D, U_g(q_g), \Delta p, q_p$
	A+C+E	$\rho_p, d_p, \varphi_p, S(x, y, z), E(x, y, z), m_p$	$D, U_g(q_g), \Delta p, q_p$

В практиката най-често се използва непрекъснат пневмотранспорт със зададен масов разход q_p на материала и геометрия G_i на трасето, случай **A+B+D**.

Пневмотранспорт при зададена маса m_p на материала и геометрия G_i , случай **A+B+E**, се среща например при натоварване и разтоварване на кораби и шлепове с насипни материали. В достъпните ни информационни източници не бяха открити коментари и анализи

от гледна точка на енергийната ефективност при тези условия. Най-вероятната причина за това е, че се дава предпочитание на по-бързото приключване на процеса, а не толкова на енергийната му ефективност.

Обикновено при проектирането на системите за пневмотранспорт се задава и геометрията G_i на транспортната линия, но това не е задължително и при възможни различни варианти за реализация, случаи $\boxed{A}+\boxed{C}+\boxed{D}$ и $\boxed{A}+\boxed{C}+\boxed{E}$, трябва да се избере най-ефективния.

КРИТЕРИИ И УСЛОВИЯ ЗА ЕНЕРГИЙНА ЕФЕКТИВНОСТ

Непрекъснат пневмотранспорт

В системите за непрекъснат транспорт продължителността на процеса не е от значение и енергийната ефективност се определя само от консумираната от работната флуидна машина (компресор, вентилатор) мощност P , която е

$$P = \frac{P_u}{\eta_{gm} \cdot \eta_{em}} = \frac{\Delta p \cdot Q_g}{\eta_{gm} \cdot \eta_{em}}, \quad (1)$$

където $P_u = \Delta p \cdot Q_g$ е полезната мощност; Δp - пълното налягане (напор) на машината; Q_g - обемният дебит; η_{gm} и η_{em} са к. п. д. на нагнетателя и електродвигателя.

Напорът Δp на нагнетателя се изразходва за ускоряване на твърдата фаза в началния участък на тръбопровода от скорост нула до средната установена скорост на частиците, за издигане на евентуално наличната геодезична височина и за преодоляване на хидравличните съпротивления при протичането през тръбопроводната система. Коефициентите на полезно действие η_{gm} и η_{em} практически са константи, от което следва, че критерият за енергийна ефективност трябва да е полезната мощност P_u , а очевидното **условие за енергийна ефективност на системите за непрекъснат пневмотранспорт е минимална консумирана полезна мощност $P_u \rightarrow \min$.**

При зададена геометрия на транспортната линия (вариант $\boxed{A}+\boxed{B}+\boxed{D}$), загубите на налягане Δp зависят от дебита на газа Q_g и диаметъра D на тръбопровода. От своя страна, дебитът на газа Q_g е правопрпорционален на скоростта на газа U_g и следователно полезната мощност P_u в най-общия случай е функция на две променливи - $P_u = P_u(D, U_g)$. Тази мощност ще е най-малка, ако пневмотранспортът се реализира с минимално възможната скорост на газа при която все още си запазва устойчивото движение на твърдата фаза в суспендирано състояние, без тя да се утаява и натрупва по дъното на тръбопровода. Тази скорост е известна още като критична скорост U_{gcr} , която е различна за хоризонталните и вертикалните тръбопроводи. Известно е, че при еднакви други условия, критичната скорост на газа за хоризонтален тръбопровод винаги е по-голяма от критичната скорост за вертикален тръбопровод. Следователно, скоростта на газа U_g трябва да се приеме равна или малко по-голяма от критичната скорост за хоризонталните участъци от тръбопровода. За еднозначност, в етапа на оптимизация може да се приеме, че $U_g = U_{gcr}$. В разглеждания случай на фиксирани масов разход q_p и основни характеристики на твърдата фаза, критичната скорост зависи само от диаметъра D на тръбопровода - $U_{gcr} = U_{gcr}(D)$. От това следва, че **полезна мощност е функция само на една променлива - диаметъра на тръбопровода D , и условието за енергийна ефективност е $P_u = P_u(D) \rightarrow \min$.**

При различни възможни трасета на тръбопровода, оптимизационната задача трябва да се реши за всеки вариант и да се избере този с най-висока ефективност.

Пневмотранспорт на фиксирани количества

При пневмотранспорт на фиксирано количество материал с маса m_p от значение е не само консумираната мощност P_u , но и времето t за което се реализира процеса. Критерият за енергийна ефективност в случая ще бъде консумираната енергия E :

$$E = P_u \cdot t. \quad (2)$$

Очевидното **условие за енергийна ефективност при пневмотранспорт на фиксирани количества е минимална консумирана енергия $E \rightarrow \min$.**

При фиксирана маса m_p на транспортирания материал, масовият му разход е $q_p = m_p/t$ и променливата t се заменя с q_p .

Като се използва коментираното по-горе може да се покаже, че в общия случай, при зададена геометрия на трасето (вариант $\overline{A} + \overline{B} + \overline{E}$), консумираната енергия е функция на три променливи - диаметъра D на тръбопровода, скоростта на газа U_g и масовия разход на материала q_p , т.е. $E = E(D, U_g, m_p)$. При транспортиране с минимално възможната скорост на газа U_{gcr} , което е задължително условие за енергийна ефективност, независимите променливи стават две и **условието за енергийна ефективност е $E = E(D, q_p) \rightarrow \min$.**

Проектирането на енергийно ефективна система за пневмотранспорт представлява една задача за оптимизация с целева функция, която в зависимост от вида на транспорта е полезната мощност P_u или консумираната енергия E и независими променливи съответно диаметъра D на тръбопровода или диаметъра D и масовия разход q_p на твърдата фаза. Разбира се, при изчисленията трябва да се използва поредица от стандартни стойности на диаметъра D , които зависят от приетия вид и технология на изработка на тръбата.

ПРИЛОЖЕНИЕ НА CFD ПРИ ПРОЕКТИРАНЕТО НА ЕФЕКТИВНИ СИСТЕМИ ЗА ПНЕВМОТРАНСПОРТ

Решаването на формулираната по-горе оптимизационна задача изисква няколкократно определяне на целевата функция при различни стойности на независимите променливи. За целта, независимо от вида на пневмотранспорта, трябва да бъдат определени критичната скорост на газа U_{gcr} и загубите на налягане Δp съответстващи на тази скорост. Това са две основни задачи в теорията и практиката на двуфазните течения газ-частици. Традиционното решение на проблема е използването на някои от многото съществуващи аналитични зависимости, извеждани при редица опростяващи допускания. Все по-масовото навлизане на изчислителната механика на флуидите (CFD) при проектирането на съоръжения и системи основаващи се на различни по вид флуидни течения разкрива ново направление за изследване и проектиране на системите за пневмотранспорт. Численото моделиране на подобни системи със средствата на CFD може да отговори на поставените задачи. В тази област са няколко предишни работи на автори, в които е използван добре известния софтуерен продукт ANSYS Fluent.

Определянето на загубите на налягане Δp чрез моделиране на двуфазното течение в тръбопровода със средствата на ANSYS Fluent е една напълно определена и сравнително проста задача, като решението се получава директно, без да е нужно програмирането на допълнително функции с предвидения за целта програмен език. Подробно описание на отделните етапи от моделирането на системи за пневмотранспорт в суспендирано състояние и резултатите от валидирането с експериментално получени резултати за загубите на налягане са дадени в [1] и [2]. Значително по-сложен е проблемът за определяне на

критичната скорост на газа U_{gcr} . До сега на авторите не са известни практически приложими методи за определяне на критичната скорост с използването на CFD. Това наложи едно сериозно изследване в това направление. В [3] е изложен разработения от авторите метод, основаващ се на числено и експериментално изследване на разпределението на частиците по височина в хоризонтален тръбопровод.

Приложението на CFD при проектиране на енергийно ефективни системи за непрекъснат пневмотранспорт е описано в работата на авторите [4]. Като пример там е разгледан пневмотранспорт по хоризонтален тръбопровод с дължина 40 m на гранули полипропилен с плътност $\rho_p = 876 \text{ kg/m}^3$, среден еквивалентен диаметър $d_p = 3.6 \text{ mm}$, степента на сферичност $\varphi_p = 0.8$ и масов разход $q_p = 3.8 \text{ kg/s}$. Авторите са разработили и методика за определяне на сферичността, чрез съвместното използване на фотографска техника и анализ на изображението [5]. Резултатите от численото моделиране са обобщени в табл. 2. С намаляване на диаметъра D на тръбопровода намалява критичната скорост U_{gcr} , което намалява необходимия дебит Q_g на въздуха, а това влияе към намаляване на полезната мощност на нагнетателя P_u . Известно е, че при протичане на еднороден флуид загубите на налягане Δp нарастват с намаляване на диаметъра на тръбата, което пък ще влияе към повишаване на полезната мощност P_u . При двуфазните течения газ-частици този ефект е още по-силно изразен, защото се увеличава броя на ударите на частиците в стените при преминаването им от входа до изхода. При всеки удар частиците губят част от кинетичната си енергия, която след удара се възстановява за сметка на енергията на флуида. Двупосочното влияние на диаметъра D на тръбопровода върху полезната мощност P_u предполага, че съществува оптимална стойност на диаметъра на тръбата D_{opt} , при която мощността е най-малка. Това се потвърждава напълно от данните в табл. 2. Вижда се, че съществува отчетливо изразен минимум на консумираната мощност при диаметър $D_{opt} = 0.204 \text{ m}$.

Непрекъснат транспорт Табл. 2 Транспорт на фиксирано количество Табл. 3

D, m	0.304	0.254	0.204	0.180	0.154	$q_p, \text{kg/s}$	1.26	1.9	3.8	7.6	10.13
$U_{gcr}, \text{m/s}$	23	18	17	18	19	$U_{gcr}, \text{m/s}$	16	15	17	19	21
$Q_g, \text{m}^3/\text{s}$	1.6	0.9	0.5	0.4	0.3	P_u, W	763	901	1980	4451	6934
$\Delta p, \text{Pa}$	2014	2266	3566	5074	6930	t, min	360	240	120	60	45
P_u, W	3360	2065	1980	2283	2451	E, Wh	4576	3604	3960	4451	5201

Енергийната ефективност при пневмотранспорт на фиксирани количества е изследвана числено и някои резултати са дадени в [6]. Разглежда се пневмотранспорт на същия материал, но при зададено количество с маса $m_p = 27\,360$ kg/s. В този случай се появява втора независима променлива - масовият разход на частиците q_p , определящ времетраенето на процеса t . За всички масови разходи на твърдата фаза оптималната стойност на диаметъра на тръбопровода се оказва една и съща - $D_{opt} = 0.204$ m. В табл. 3 са дадени резултатите за консумираната енергия при този диаметър и различни разходи q_p . Вижда се, че съществува минимум при масов дебит $q_p = 1.9$ kg/s, на който съответства време за транспорт $t = 240$ min.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Проектирането на енергийно ефективна система за пневмотранспорт представлява една задача за оптимизация с целева функция, която при непрекъснат пневмотранспорт е полезната мощност на нагнетателя, а при пневмотранспорт на фиксирано количество е консумираната енергия. В първия случай независимата променлива е диаметъра на тръбопровода, а във втория това са диаметъра и масовия разход на твърдата фаза. И в двата случая съществува добре изразен минимум, съответно на полезната мощност и на консумираната енергия, които са приети като условия за енергийна ефективност. За тяхното определяне с успех могат да се използват средствата на изчислителната механика на флуидите.

ЛИТЕРАТУРА

1. Дуков, И., Д. Танева. Числено (CFD) моделиране на загубите на налягане в пневмоциклон и валидиране. *Научна конференция ЕМФ`2015, Сборник с доклади, том II, стр. 120-125, Созопол, 2015.*
2. Taneva, D. Numerical and experimental determination of the pressure drop in dilute phase pneumatic conveying. *XXI Scientific conference with international participation FPEPM 2016, Proceedings, Vol. II, pp. 64-68, Sozopol, 2016.*
3. Dukov I., D. Taneva. Numerical and experimental determination of the minimum gas velocity for dilute phase pneumatic conveying. *Journal of Thermal Engineering, year VIII, №1, pp. 20-24, Publishing TU-Varna, 2017.*
4. Dukov I., D. Taneva. Application of CFD for design of energy efficient dilute phase pneumatic conveying systems. *Journal of Thermotechnics, ISSN 1314-2550, year 7, 2016.*
5. Dukov I., D. Taneva. Determination of the article shape factor using Cauchy`s theorem and image analysis. *XXI Scientific conference with international participation FPEPM 2016, Proceedings, Vol. II, pp. 60-63, Sozopol, 2016.*
6. Dukov I., D. Taneva. Application of CFD for energy efficient design of batch (discrete) dilute phase pneumatic conveying systems. *XXII Scientific conference with international participation FPEPM 2017, Proceedings, Vol. II, pp. 58-61, Sozopol, 2017.*

Доц. д-р инж. Иван Дуков e-mail: idukov@tu-sofia.bg

Д-р инж. Диана Танева e-mail: dtaneva@tu-sofia.bg

Технически университет – София, кат. „Хидроаеродинамика и хидравлични машини“

Стенд за изследване на електрохидравлична система за кормилна уредба с чувствителност по натоварване

Илчо Ангелов, Александър Митов, Йордан Кралев

Работата представя схемно решение, компоновка и реализация на стенд за изследване на електрохидравлична система за кормилна уредба с чувствителност към изменение на външното натоварване върху изпълнителен сервоцилиндър. Хидравличната задвижваща система реализирана на стенда се състои основно от: регулируема аксиално-бутална помпа с регулатор по налягане, конвенционално хидравлично кормилно устройство, разработен хидравличен блок за управление на хидравлични кормилни системи в различни режими и двойнодействащ равнопощен сервоцилиндър. Показани са първични експериментални резултати от пускането в действие и избор на подходяща система за управление на стенда.

Ключови думи: стенд, кормилна уредба, чувствителност по натоварване

Test Bench for Investigation of Load-Sensing Electrohydraulic Steering System

Ilcho Angelov, Alexander Mitov, Jordan Krlev

The work presents a schematic solution, equipment and realization of a test bench for investigation of electrohydraulic steering system with sensitivity to change the external load (load-sensing) on executive servocylinder. The hydraulic drive system of the bench consists mainly of: variable displacement axial-piston pump with a pressure controller, a conventional hydraulic steering unit, a hydraulic control block for steering systems for various of modes of operation and a double acting servocylinder. Primary experimental results from putting into operation and selecting a suitable bench control system are shown.

Keywords: test bench, steering system, load-sensing

ВЪВЕДЕНИЕ

За управление на посоката на движение на съвременни трактори, комбайни и други видове селскостопански мобилни машини се налага въвеждане на пропорционално-електрическо управление на кормилната уредба, с цел автоматизирането и. Също така ръчното управление с променливо предавателно отношение е предпочитана функция за подобряване на производителността и комфорта на водача.

При челни товарачи, мотокари и други подобни мобилни машини производителността и комфорта на водача могат да бъдат значително подобрени при работа извън обществени пътища, като се използва джойстик или мини волан за управление на посоката на движение на машината [1].

Всичко това може да бъде постигнато чрез въвеждане на електрохидравличен управляващ блок в кормилна система с конвенционално хидравлично кормилно устройство (ХКУ). По този начин кормилната система може да приема и обработва входни въздействия от GPS приемник за автоматично управление или от сензор за ъглово преместване на волана (напр. тип SASA - Danfoss) за постигане на променливо предавателно отношение в кормилната уредба [3]. Едновременната работа в двата режима механичен (чрез волан) и цифров (GPS) хидравличния блок осигурява допълнителен дебит към дозирания от ХКУ.

Алтернативно, електрохидравличният блок може да бъде управляван от джойстик или мини волан.

Включването на хидравличен управляващ блок е подходящо, както при новопроектирани, така и при съществуващи кормилни системи за мобилни машини, осигурявайки споменатите функции и свобода за свързване в пространството на машината чрез гъвкави тръбопроводи [2].

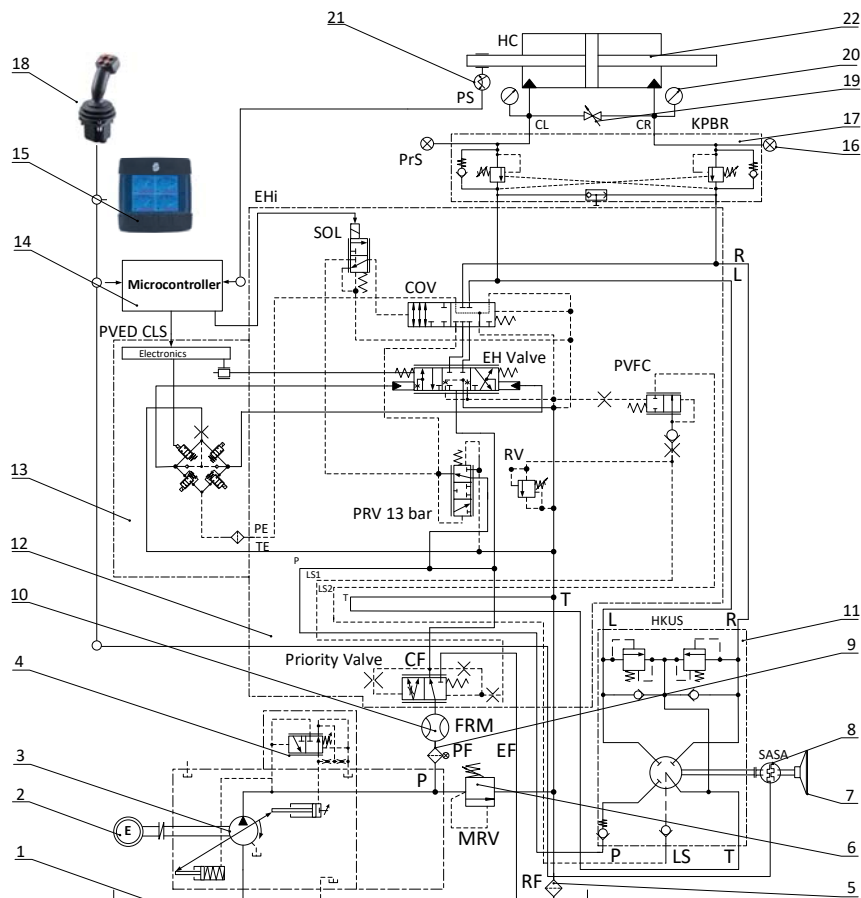
В допълнение на това реализацията на съвременните кормилни системи с чувствителност при изменение на външното натоварване (Load-Sensing) върху изпълнителния сервоцилиндър влияе съществено върху енергийния баланс в цялата хидравличната задвижваща система, осигурявайки възможност за регулиране на входящата хидравлична мощност по два параметъра – дебит и налягане.

Разбира се всичко това е осъществимо само чрез разработването на ефективна вградена система за управление на хидравличния блок, гарантираща качествено поведение на цялата електрохидравлична система [3].

Основната цел на настоящата работа е да представи схемно решение, компоновка и реализация на стенд за изследване на електрохидравлична система за кормилна уредба с чувствителност към изменение на външното натоварване върху изпълнителния сервоцилиндър.

1. ОПИСАНИЕ НА ЛАБОРАТОРНИЯ СТЕНД.

Разработена е хидравлична схема на стенд за изследване на хидравлична система за кормилна уредба с товаро-чувствителност, показана на Фиг.1.



Фиг.1. Хидравлична схема на стенда

Хидравличната задвижваща система се състои основно от: резервоар (1), регулируема аксиално-бутална помпа тип A10VSO (3) с работен обем 18 cm^3 с регулатор по налягане тип DR (4), основен предпазно-преливен клапан (6), филтър в нагнетателния тръбопровод (9), зъбен дебитомер (10), хидростатично кормилно устройство (11), хидравличен управляващ блок (12) и електрохидравличен управляващ модул (ЕХУМ) (13) тип PVE. Обекта на управление е двойнодействащ равноплощен сервоцилиндър (21). Всички вложени в стенда компоненти са идентични с такива вградени в съвременни мобилни машини. Данни за компонентите са представени в Таблица 1.

Таблица 1: Компоненти на стенда.

№	Наименование	Параметри
1	Резервоар	130 l
2	Електродвигател	P=5.5 kW n=1500 min ⁻¹
3	Регулируема аксиално-бутална помпа тип A10VSO18	V _p =18 cm ³
4	Регулатор по налягане	DR
5	Връщащ филтър	$\eta=25\mu\text{m}$
6	Основен предпазно-преливен клапан	q _{nom} = 40 l/min; $\Delta p_{\text{nom}} = 25\text{MPa}$
7	Волян	-
8	Сензор за ъглово преместване тип SASA	CAN
9	Нагнетателен филтър	$\eta=10\mu\text{m}$
10	Зъбен дебитомер	q = 0.5÷70 l/min
11	Хидравлично кормилно устройство тип ЕНКУ 5	V _p =200 cm ³
12	Електрохидравличен блок тип ЕНКУS	-
13	Електрохидравличен управляващ модул	f=40Hz, $\Delta p=1.3\text{MPa}$
14	Микроконтролер	32-bit ADC; PWM;
15	Дисплей	2x CAN ports;
16	Сензори за налягане	$\Delta p_{\text{nom}}=25\text{MPa}$
17	Блок с подпорни клапани	q _{nom} =50 l/min $\Delta p_{\text{nom}}=20\text{MPa}$
18	Електронен джойстик	y-coordinate; CAN
19	Кран	$\Delta p_{\text{nom}}=25\text{MPa}$
20	Манометри	$\Delta p=0\div 25\text{MPa}$ cl. 0.6
21	Потенциометричен измервателен преобразувател	s=300mm R=3200 k Ω
22	Хидравличен сервоцилиндър	80x50x300 mm

Когато електродвигателят (2) задвижващ помпата (3) е изключен, вграденият приоритетен клапан (Priority valve) се намира в своята основна позиция (под действие на пружината), следователно EF линията е затворена. CF-линията е отворена към следящия хидравличен разпределител (EH Valve) вграден в електрохидравличния блок (12). Захранващата P-линия от хидравличното кормилно устройство (11) е свързана с CF-линията.

Когато електродвигателят (2) е включен, ХКУ (11) и следящия хидравличен разпределител (EH Valve) са в неутрално положение, налягането в CF-линията ще се повиши, до достигане на налягането определено от пружината в приоритетния клапан (Priority valve),

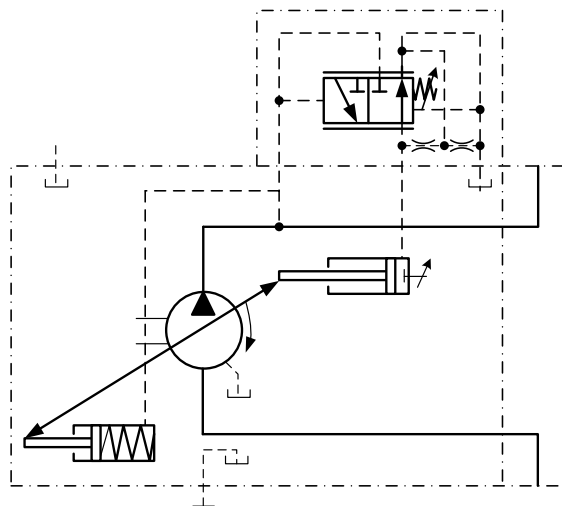
следователно той ще се превключи пропорционално, отделяйки дебит необходим за кормилната уредба към блок (12), а останалият дебит на помпата (P) ще премине през EF-линията към резервоар (1).

Приоритетният клапан е от т.нар. „динамичен тип“, което означава, че когато помпата работи, малък управляващ дебит преминава през: вградения динамичен дросел в CF-контура, дросела и обратния клапан в LS-линията, усилвателя по дебит (PVFC), като осъществява връзка на LS2-линията на електрохидравличния блок (12) с LS-линията на ХКУ (11). В ХКУ (11) този дебит от LS-линията преминава през обратния клапан в нея и през работната двойка „плунжер/втулка“ намираща се в неутрална позиция отива към резервоар (1).

При изключен електромагнитен клапан (2), пропорционалният разпределител за избор на режим (COV) неутрализира възможността за електропропорционално управление на системата, затваряйки връзките CL и CR от (EH Valve) към изпълнителния цилиндър (22). Това е важна функция от гледна точка на сигурност, например, ако към електрохидравличния управляващ модул (13) се подаде случаен (не желан) входен сигнал. В този случай е възможно само управление посредством волан.

За да се премине в режим на електропропорционално управление посредством електрохидравличния управляващ модул (13) в комбинация с микроконтролер (14) и електронен джойстик (18), е необходимо предварително превключване на клапана за избор на режим (SOL) чрез активиране на неговата бобина. Активирането става чрез входно въздействие от оператор съгласно стандарта за MMI (Man Machine Interface)[5].

На Фиг.2 е показана хидравлична схема на регулатора по налягане тип „DR“, с който е оборудвана захранващата аксиално-бутална помпа.



Фиг.2. Хидравлична схема на регулатора на помпата

Включването на регулируема аксиално-бутална помпа предназначена за хидравлични системи с отворена циркулация дава възможност да се регулира дебита подаван към кормилната уредба, променяйки работния обем на помпата от максимална към минимална стойност. Оборудването и с регулатор по налягане тип DR позволява намаляване на работния обем на помпата, а оттам и дебита в системата при повишаване на налягането (до ограничената от регулатора максимална стойност) в кормилната уредба вследствие на повишаването на външната съпротивителна сила действаща върху буталото на изпълнителния сервоцилиндър. По този начин се реализират съвременни хидравлични задвижващи системи с чувствителност при промяна на външното натоварване (сила/момент), регулирайки основните енергийни параметри налягане и дебит, в зависимост от диапазона на регулиране на помпата и закона на регулиране определен от съответния регулатор.

На Фиг. 3 е показана снимка на лабораторния стенд реализиран в кат. „ХАД и ХМ“ при ТУ-София.



Фиг.3. Реализация на лабораторния стенд в кат. „ХАД и ХМ“

Схемата на стенда е подчинена на изискването да дава възможност за управление в два основни режима: механичен чрез волан (7) и цифров чрез входно задаващо въздействие от електронен джойстик (18).

Лабораторният стенд отговаря и на изискванията за изпитване на електрохидравлични кормилни устройства при различни натоварвания. Натоварването по налягане се осъществява от хидравличен блок с регулируеми подпорни клапани (17), които са свързани към двете камери на хидравличния цилиндър (22).

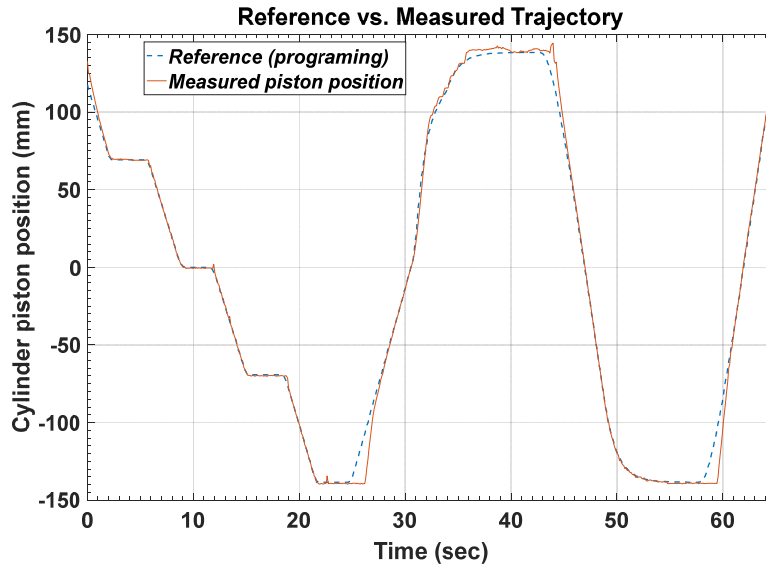
2. ЕКСПЕРИМЕНТАЛНИ РЕЗУЛТАТИ.

Разработена е система за управление [3] осигуряваща възможност за управление в цифров режим чрез входно задаващо въздействие от електронен джойстик или чрез програмирано в микроконтролера задание (закон за движение) на сервоцилиндъра.

Целта на системата е да управлява хода на буталото на сервоцилиндъра (22), като получава задаващ сигнал от електронен джойстик (18). Вграденият в микроконтролера (14) каскаден регулатор изчислява управляващо напрежение за електрохидравличен управляващ модул (ЕХУМ, 13), който превключва хидравлично пропорционален разпределител от плунжерен тип (ЕН Valve). Пропорционалният разпределител определя посоката на движение на буталото на изпълнителния цилиндър (22), като подава работна течност към една от двете камери (СL или СR) на цилиндъра. Изходният сигнал на обекта е преместването на буталото на изпълнителния цилиндър, който се измерва чрез линеен променлив резистор (21).

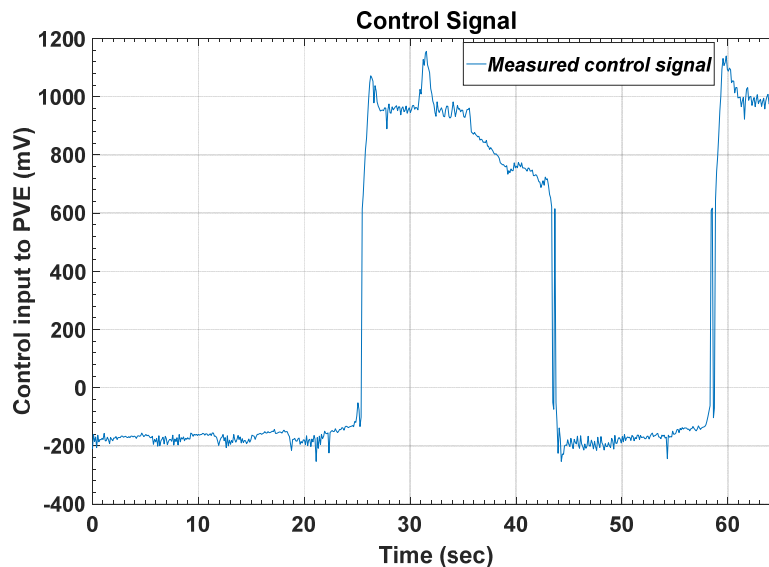
На Фиг. 4 е показан първичен запис от следене на програмирано в контролера задание при пускане в действие на стенда. Заданието представлява комбинация от стъпаловидно въздействие и нарастващо с нелинейна съставяща. Задаващият сигнал е с типичен характер

за изследваното приложение и подходящ за по-нататъшен синтез на системата за управление.



Фиг.4. Експериментален резултат – следене на задание

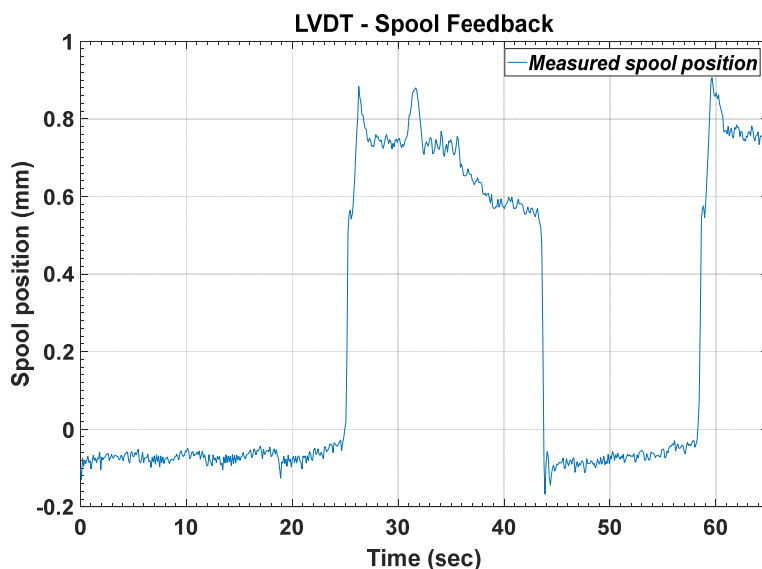
На Фиг. 5 е показан запис от изменение управляващия сигнал по време на преходните процеси при следене на програмното задание, а на Фиг.6 преместването на плунжера на вградения в електрохидравличния блок (12) – следящ хидравличен разпределител (EH Valve).



Фиг.5. Измерен управляващ сигнал

Експериментално получените преходни процеси имат аperiодичен характер без пререгулиране. Налице е минимална грешка в установен режим, както при следене на стъпаловидно, така и при задание с нелинейна компонента.

Нивото на шумовете в управляващия сигнал е ниско, което свидетелства за високата точност на измервателния прибор заложен в обратната връзка по преместване на буталото. Това качество се пренася, като качество на затворената система [3].



Фиг.6. Измерено преместване на плунжера в EH Valve

Заклучение

Разработеният и реализиран лабораторен стенд за изследване на електрохидравлична система за кормилна уредба с чувствителност по натоварване (Load-Sensing) дава възможност за функционални изпитвания на съвременни електрохидравлични кормилни устройства предназначени за широка гама мобилни машини.

Функционалните изпитвания на стенда могат да бъдат извършвани в два режима:

- механичен – посредством волан;
- цифров – посредством входно задаващо въздействие от електронен джойстик.

Оборудването на стенда с регулируема аксиално-бутална помпа с регулатор по налягане, както и включването на съвременни технически средства за измерване дават възможност за снемане в реално време на редица, както механични така и хидравлични величини. Това от своя страна допринася за изследване на енергийния баланс в системата при включването на различни регулиращи устройства.

Благодарности

Представените в настоящата работа резултати са в изпълнение на дог. №181ПР0020-02 финансиран от вътрешен конкурс на НИС при Технически Университет – София, в направление „Перспективни ръководители“.

Литература

1. Danfoss, *Steering, EHi steering valve*, Technical Information, BC00000379en-US0202, January, 2018.
2. Findeisen, D., S. Helduser, *Ölhydraulik*, 6. Auflage, ISBN 978-3-642-54908-3, Springer Vieweg, 2015.
3. Mitov, Al., J. Kralev, Il. Angelov, Ts. Slavov, *Identification and synthesis of linear-quadratic regulator for digital control of electrohydraulic steering system*, 11th International Fluid Power Conference, ISBN 978-3-9816480-1-0, Aachen, Germany, 2018.

4. Murrenhoff, H., L. Eckstein, *Fluidtechnik für mobile Anwendungen*, ISBN: 978-3-8440-0515-8, Shaker-Verlag, 2011.

5. Weber, J., *Arbeitsblätter zur Vorlesung: Mobilhydraulik*, Institut für Fluidtechnik (IFD), TU-Dresden, 2017.

Проф. д-р инж. Илчо Иванов Ангелов, ТУ - София, Катедра „Хидроаеродинамика и Хидравлични машини“, 0887 857 820, ilangel@tu-sofia.bg;

Гл. ас. д-р инж. Александър Стоянов Митов, Технически Университет – София, Катедра „Хидроаеродинамика и Хидравлични машини“, 0886 208 937, alexander_mitov@mail.bg;

Гл. ас. д-р инж. Йордан Константинов Кралев, ТУ – София, Катедра „Системи и управление“, 0882 093 195, jkralev@yahoo.com.

H_∞ регулатор на електрохидравличен управляващ модул за цифрово управление на хидравлични кормилни системи

Александър Митов, Цоньо Славов, Йордан Кралев, Илчо Ангелов

Представен е алгоритъм за оптимално следене на позиция от сервоцилиндър в електрохидравлична кормилна система, който е получен чрез H_∞ синтез въз основа на идентификация на многомерен модел. Експерименталните изследвания са извършени на лабораторен стенд за изпитване на кормилни устройства за мобилни машини. Представеният съвременен метод за управление позволява достигане на по-високи показатели за качество на затворената система в сравнение с класическите ПИД закони.

Ключови думи: идентификация на многомерен модел, H_∞ регулатор, кормилни системи

Embedded H_∞ controller of electrohydraulic control module for digital control of electrohydraulic steering systems

Alexander Mitov, Tsonyo Slavov, Jordan Krlev, Ilcho Angelov

An optimal reference tracking algorithm of servo-cylinder position in electrohydraulic steering system is presented, which is obtained by H_∞ synthesis based on multivariable system identification. Experimental studies were performed on a laboratory test bench for steering device of mobile machinery. The state-of-the-art advanced control method allows for higher closed loop performance compared to the classical PID methods.

Keywords: multivariable system identification, H_∞ controller, steering systems

ВЪВЕДЕНИЕ

Необходимостта от мобилни машини с автоматизирано управление на посоката на движение е определящ фактор за развитието на вгражданите в тях електрохидравлични кормилни системи. Основно звено в тези системи е електрохидравлично кормилно устройство (ЕХКУ). Съвременните ЕХКУ дават възможност за съвместяване на два режима на работа на кормилната система в зависимост от управляващото въздействие: механичен - чрез волан и електрически - чрез електронен джойстик или GPS сигнал. По този начин освен, че се изпълняват изискванията на стандартите за сигурност, се откриват нови предимства по отношение на прецизно дистанционно управление и осигуряване на променливо предавателно отношение между волана и управляемите колела [1].

Уместно е да се отбележи, че при този вид кормилни системи няма механична връзка между волана и управляемата ос на машината, както например при конвенционалната кормилна система на автомобилите. Предаването на енергията се осъществява чрез хидравлична работна течност. Това ги прави приложими при мобилни машини, чиято скорост на движение не превишава 60km/h [4].

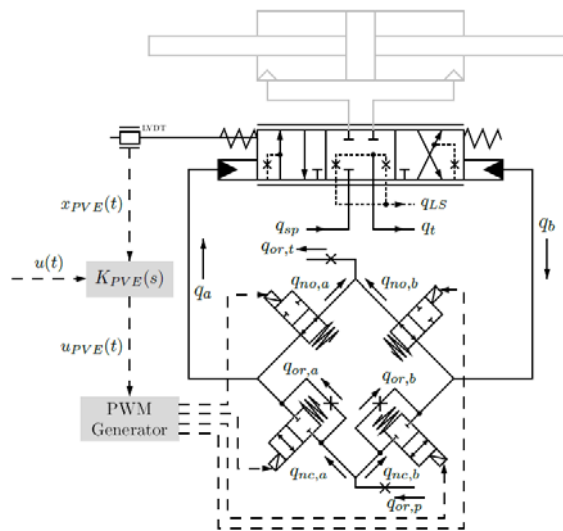
От друга страна, за да се изпълнят изискванията за компактност на кормилните устройства наложени най-вече от ограничения в конструкцията на мобилните машини, преобразуването на електрическия сигнал в хидравличен става чрез електрохидравличен управляващ модул (ЕХУМ) служещ за цифрово управление на хидравличното кормилно устройство. Непрекъснатото развитие на този тип модули свидетелства за едно от наложилите се приложения на дигиталната хидравлика. Пример за това е известният тип PVE на Danfoss [1]. Той реализира електрохидравлична система състояща от четири двупътни

двупозиционни клапани с малък по типоразмер свързани в паралел, който служат за непряко хидравлично управление на вграден в кормилното устройство следящ хидравличен разпределител (с обратна връзка по преместване). Следящият разпределител с пропорционално хидравлично управление определя посоката на движение на сервоцилиндъра задвижващ колелата. Паралелно свързаните клапани в модула се превключват от електромагнити, като работят по двойки според широчинно импулсна модулация с електрическия управляващ сигнал генериран от контролер (Фиг.1). Това налага вграждане на ефективна система за управление гарантираща качествено поведение на цялата електрохидравлична система. За управлението в затворен контур е необходимо познаване на динамичните преобразувания, през които преминава входния сигнал. При многомерни обекти са по-целесъобразни закони за управление изведени от критерии за оптималност върху предавателната матрица на обекта [5].

Основната цел на настоящата работа е да представи разработена система за автоматично управление на електрохидравлична кормилна система, предназначена за приложение при бавноходни мобилни машини. Алгоритъмът за управление минимизира времето за преходен процес, като потиска пререгулирането и постига нулева статична грешка за целия работен диапазон. Изпълнението на тези изисквания за качество на управление са потвърдени експериментално чрез синтез на многомерен H_∞ регулатор.

ОПИСАНИЕ НА ОПИТНАТА ПОСТАНОВКА.

Експерименталните изследвания са извършени на лабораторен стенд за електрохидравлична кормилна уредба на база на ЕХКУ тип OSPE 200 LSRM, като са взети предвид техническите спецификации от производителите на такива системи и стандарти при тяхното проектиране - EU Machinery Directive 2006/42/EC и ISO 13849-1. Описанието на стенда и на системата за управление е извършено в [3]. На Фиг.1 е показана хидравличната схема на ЕХУМ предназначен за управление на ЕХКУ в цифров режим.



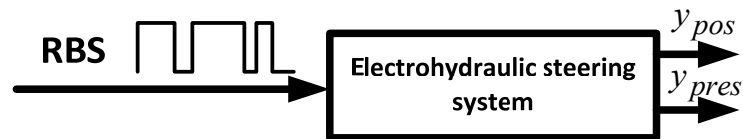
Фиг.1. Хидравлична схема ЕХУМ

ИДЕНТИФИКАЦИЯ НА МНОГОМЕРЕН МОДЕЛ.

За да се определи математичен модел на електрохидравличната кормилна система най-често се използват два подхода – физическо моделиране или идентификация. Физическото моделиране изисква задълбочено познаване на конструкцията на обекта и съответните физически параметри (характеристики дебит-налягане, хидравлични съпротивления, обеми,

геометрия на отварящите ръбове и др.). Поради липсата на такава априорна информация, настоящото изследване изучава числен модел получен чрез процедура за идентификация [2].

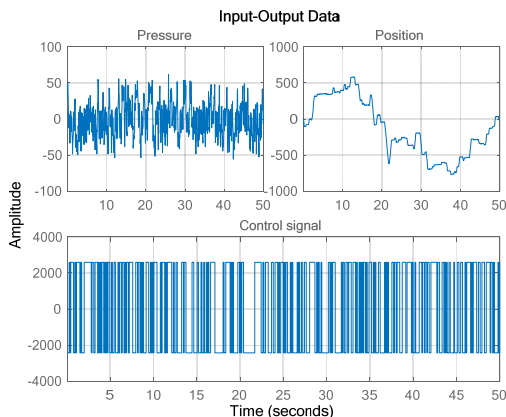
Целта на идентификацията е да достигне до линеен модел тип „черна кутия“, който достатъчно добре описва динамиката на електрохидравличната кормилна система и въздействащите смущаващи въздействия за целия работен диапазон. За да се получи този модел се провежда експеримент с обекта в отворен контур съгласно схемата от Фиг. 2.



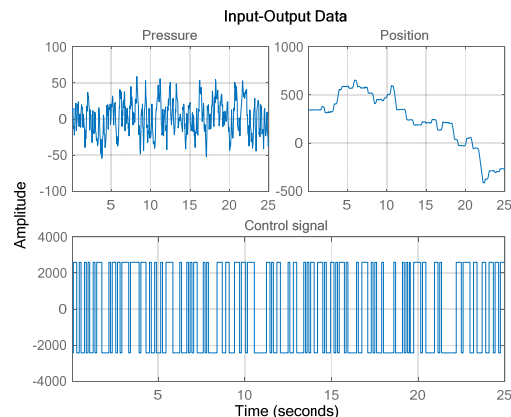
Фиг.2 Схема на идентификационния експеримент в отворен контур

Тактът на дискретизация е избран достатъчно малък ($T_s = 0.05s$). За да се осигури необходимото възбуждане към обекта се подава случаен сигнал тип псевдо-случайна двоична последователност (RBS) – получена като бял гаусов шум преминал през релеен елемент. Амплитудата на случайният сигнал е ± 2500 . По този начин се използва целият допустим диапазон на входния сигнал. Обекта е представен като модел с един вход и два изхода. Първият изход е измереното преместване на буталото на сервоцилиндъра. Вторият изход е измеримият пад на налягане между двете камери на сервоцилиндъра.

Записаните данни се центрират и се разделят на две извадки – за идентификация и за валидация. Те са показани съответно на Фиг. 3 и Фиг.4.



Фиг.3 Извадка за идентификация



Фиг.4 Извадка за валидация

Нивото на възбуждане на входния сигнал е 500, което означава че може да бъде оценен модел с до 500 параметъра от записаната извадка. Процедурата по идентификация започва с оценяване на модел в пространство на състоянията с пълна параметризация

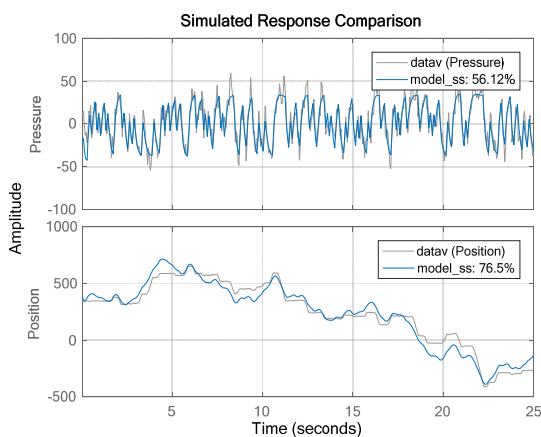
$$\begin{aligned} x(k+1) &= Ax(k) + Bu(k) + K_v v(k) \\ y(k) &= Cx(k) + Du(k) + v(k) \end{aligned} \quad (1)$$

където $x(k) = [x_1 \ x_2 \ \dots \ x_n]^T$ е векторът с променливи на състоянието, $u(k)$ е входният сигнал, $y(k) = [y_{pres} \ y_{pos}]^T$ е изходният сигнал, $v(k)$ е грешката в модела, а A, B, C, D, K_v са матрици с подходяща размерност. Допускайки, че възможният ред на модела е между *първи* и *пети*, се формира множество от *пет* модела в пространство на състоянията. Моделът от *трети* ред се оказва най-опростен модел, който достатъчно добре апроксимира извадката за валидация. Оценените параметри на модела са:

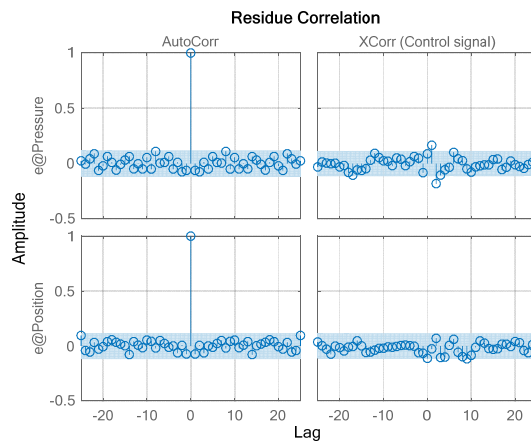
$$A = \begin{bmatrix} 0.8769 & -0.3987 & 0.3986 \\ 0 & 0 & 1 \\ -0.1666 & -0.5099 & 1.509 \end{bmatrix}, B = \begin{bmatrix} -0.0043 \\ 0.0011 \\ 0.0021 \end{bmatrix}, C = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \end{bmatrix}, D = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \end{bmatrix}, K_v = \begin{bmatrix} 0.1112 & -0.062 \\ -0.09525 & 1.55 \\ -0.2003 & 1.89 \end{bmatrix} \quad (2)$$

Сравнението между измерените изходни сигнали (налягане и преместване на буталото на цилиндъра) и изходните на модела е показано на Фиг. 5. Стойността на показателя за съвпадение *FIT* за канала по налягане е 56.12%, а при канала за преместване е 76.5%. Тези резултати означават, че оценения модел обхваща в достатъчна степен за целите на управлението динамиката на обекта. Резултатите за независимост на остатъчната грешка са показани на Фиг. 6.

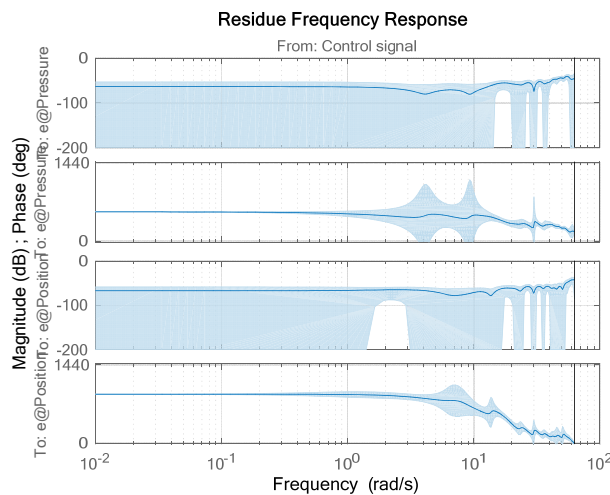
Честотната характеристика на оценен *MA* модел от висок ред от управляващия сигнал към остатъчната грешка при доверителен интервал обхващащ 99% от случаите е показан на Фиг. 7. Както се вижда от Фиг. 6, моделът на шума е адекватен и няма значителна корелация между входния сигнал и остатъците. Този резултат се потвърждава и от теста в честотната област на Фиг. 7, който показва, че няма значителна корелация от входния сигнал към остатъците за интересувания ни честотен диапазон.



Фиг.5 Изходни сигнали на модел и обект



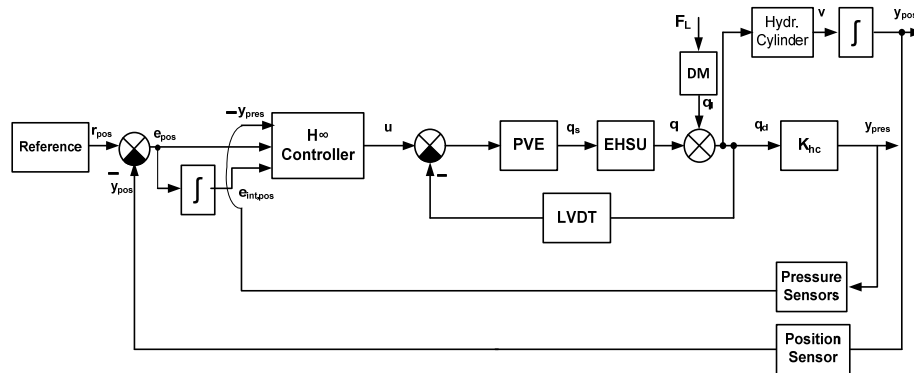
Фиг.6 Тест на остатъчната грешка



Фиг.7 Честотна характеристика от входния сигнал към остатъците
СИНТЕЗ НА H_{∞} РЕГУЛАТОР

Полученият модел от *трети* ред се използва при проектирането на H_∞ регулатор. Структурната схема на системата за управление с H_∞ регулатор е показана на Фиг.8.

Управляващото въздействие се изчислява от цифровия контролер в реално време с такт на дискретизация $T_s = 0.05s$.



Фиг.8 Структурна схема на затворената система

За да се осигури добро следене на зададената позиция (траектория) и, за да се намали грешката в установен режим, към контролера е добавен допълнителен сигнал от обратна връзка, представляващ интеграл от грешката по позиция. Регулаторът е синтезиран в съответствие със структурната схема от Фиг.9, която дефинира S / KS задача за минимизация на изходната чувствителност и управляващия сигнал. Външният входен сигнал за затворената система се явява заданието за позиция r , а изходните сигнали носещи информация за качеството на затворената система са:

$$z_e = W_p e, \quad z_u = W_u u, \quad (3)$$

където, $e = [-y_{pres} \quad e_{pos} \quad e_{int, pos}]^T$, $e_{pos} = r_{pos} - y_{pos}$, $e_{int, pos}$ е получен от интегриране в дискретно време на e_{pos} . Взимайки предвид, че предавателната матрица на изходната чувствителност е

$$S = [I + G_{int} K]^{-1}, \quad (4)$$

където G_{int} е предавателната матрица между сигналите e и u , тогава е лесно да се изведе, че предавателните матрици между изходите за качество и заданието по позиция са

$$z_e = W_p S r, \quad z_u = W_u K S r, \quad r = [0 \quad r_{pos} \quad 0]^T. \quad (5)$$

Предавателните функции W_p и W_u са устойчиви неминимално фазови и представляват тегловни филтри, които имат за цел да определят формата на S и KS . Чрез подходящ избор на формата на функцията на изходната чувствителност S може да се постигне малка грешка от следене на заданието в ниските честоти, а чрез избора на формата на KS се постига ограничаване на амплитудата на управляващия сигнал. В резултат W_p се избира като

нискочестотен филтър, а W_u като високочестотен филтър. Следователно задачата за синтез на регулатор се свежда до решаване на следната оптимизационна задача

$$\min_{K_{stabilizing}} \left\| \begin{bmatrix} W_p S \\ W_u K S \end{bmatrix} \right\|_{\infty} \quad (6)$$

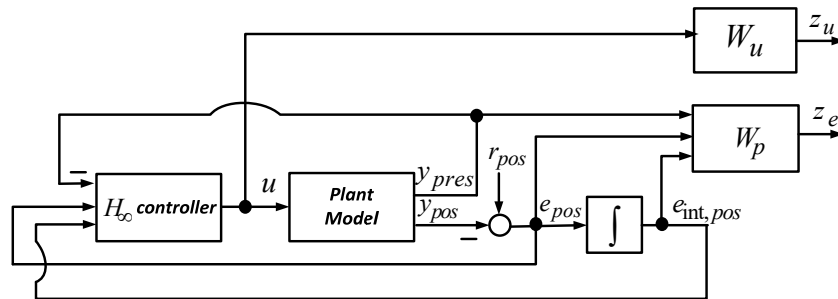
Освен това за всеки регулатор, който постига

$$\left\| \begin{bmatrix} W_p S \\ W_u K S \end{bmatrix} \right\|_{\infty} < 1 \quad (7)$$

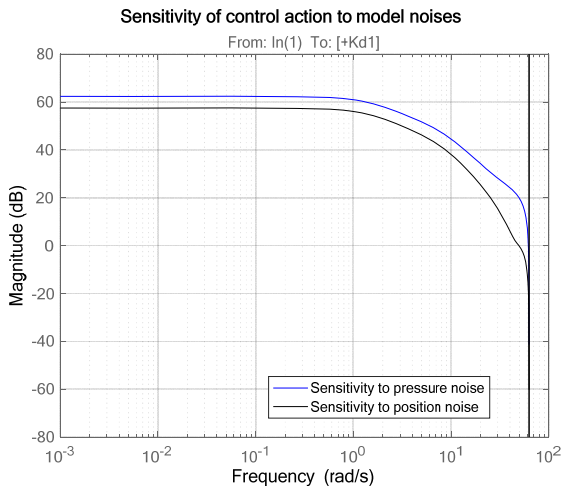
се доказва, че той изпълнява изискванията за качество. Синтезът на регулатор е извършен за няколко различни тегловни функции. Въз основа на проведените симулации на затворената система тегловните филтри могат да бъдат избрани като

$$W_p = \text{diag} \left(0.1 \quad 0.005 \quad \frac{0.8(0.1s+1)}{0.5s+1} \right), W_u = 0.08 \quad (8)$$

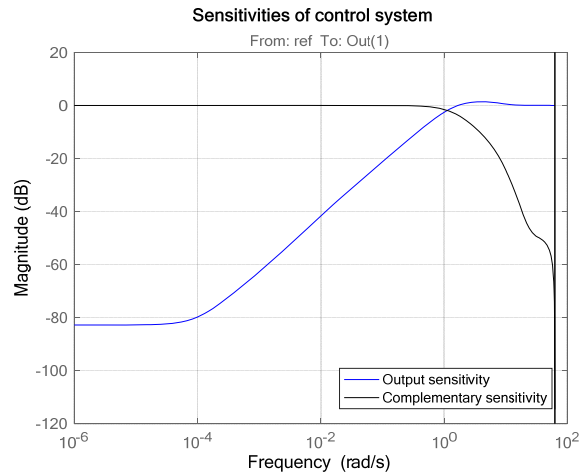
В резултат е получен регулатор от *petu* ред, който гарантира устойчивост на затворената система. Горната граница на H_{∞} нормата е 0.6899. На Фиг.10 и на Фиг.11 са показани функциите на управляващия сигнал и на изходната чувствителност.



Фиг.9 Схема за синтез на H_{∞} регулатор



Фиг.10 Чувствителност на управляващия сигнал към шумовете в изхода



Фиг.11 Изходна и допълнителна чувствителност на затворената система

Както се вижда от Фиг.10 честотната лента на затворената система е приблизително 2rad/s, което е достатъчно за постигане на добро следене на заданието. Също така затворената система потиска много добре нискочестотните смущения. Например смущение с честота 0.01rad/s ще бъде потиснато около 100 пъти (Фиг. 10). От Фиг. 11 се вижда, че управляващия сигнал ще бъде по-чувствителен към шума в налягането, но и двете функции на чувствителност са приемливи.

ЕКСПЕРИМЕНТАЛНИ РЕЗУЛТАТИ

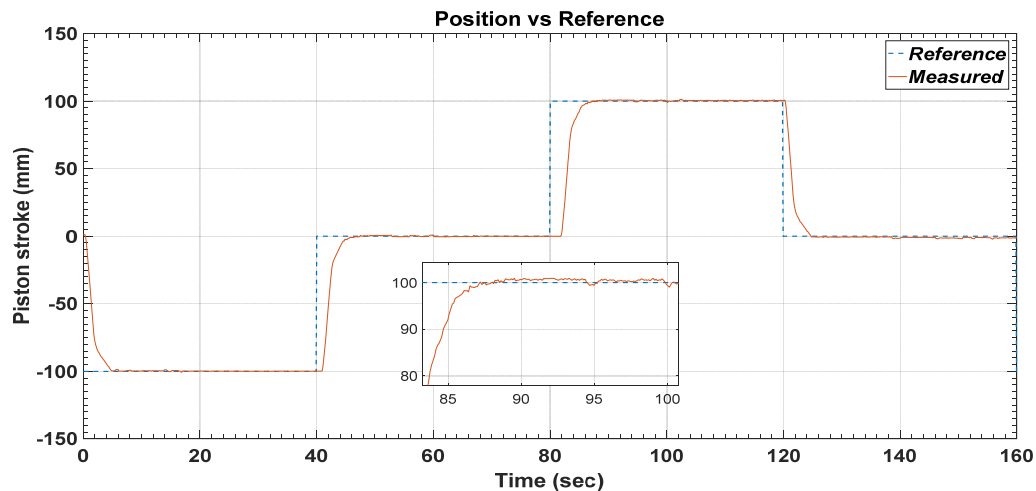
Експериментите с проектирания H_{∞} регулатор изискват въвеждането на алгоритъма в микроконтролера с използване на SCL език за програмиране. За целта регулаторът е представен в еквивалентна векторно-матрична форма от вида

$$u(k+1) = \begin{pmatrix} A_c & B_c \\ C_c & D_c \end{pmatrix} e(k) \quad (9)$$

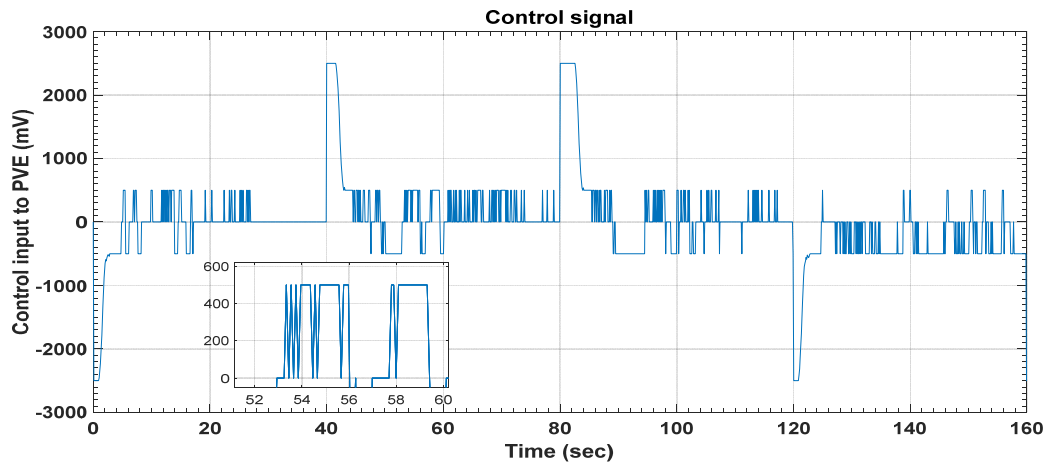
Интегрирането на грешката по позиция е реализирано като се използва алгоритъм за числено интегриране по формулата на Ойлер

$$e_{\text{int, pos}}(k+1) = e_{\text{int, pos}}(k) + T_0(e_{\text{pos}}(k) + w(k)) , \quad (10)$$

където $w(k)$ е „*anti-windup*“ сигнал изчислен като разлика между управляващия сигнал преди и след ограничението [5]. Елементите на матриците на регулатора са представени като числа във формат с фиксирана точност като се използва мащабен коефициент 1000. Всички аритметични операции се извършват с фиксирана точност. На Фиг.12 е показано сравнение на задание с измерена позиция на буталото на цилиндъра, а на Фиг.13 управляващия сигнал на затворената система за управление. Както се вижда, времето за установяване е около 4÷5s и липсва грешка в установен режим (Фиг. 12). Управляващият сигнал остава в ограниченията и не е с прекалено висока честота.

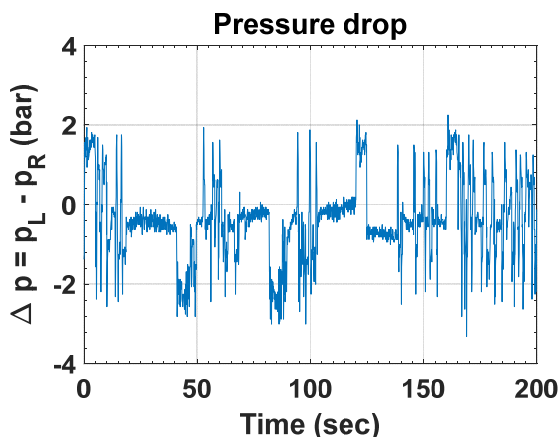


Фиг.12 Експериментално следене на стъпаловидно задание

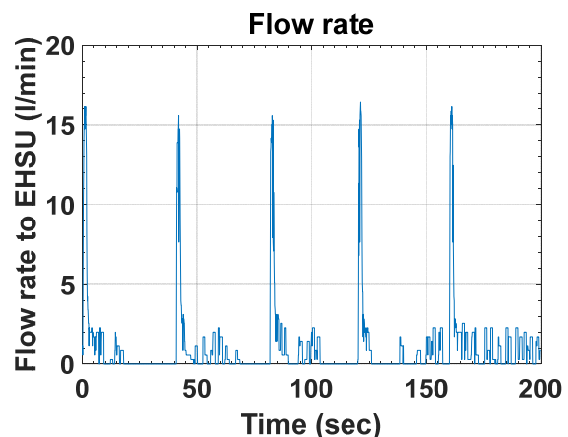


Фиг.13 Управляващ сигнал

На Фиг. 14 е показана измерената разликата в наляганията в двете камери на сервоцилиндъра, а на Фиг.15 измереният дебит отделен от приоритетния клапан (Control Flow, CF-output) [1] за захранване на ЕХКУ.



Фиг.14 Пад на налягане между двете камери на цилиндъра



Фиг.15 Дебит от приоритетния клапан (CF) към ЕХКУ

Заклучение

В работата са представени проектиране и синтез на вграден H_{∞} регулатор от пети ред с интегрална съставка, предназначен за електрохидравлична кормилна система. Синтезът на регулатора използва модел от трети ред получен чрез процедура за идентификация по експериментални данни.

Разработен е подходящ софтуер за реализация на управляващия алгоритъм в 32-битов микроконтролер предназначен за мобилни приложения.

Проведените със съвременни технически средства експерименти потвърждават поставените изисквания за качеството на затворената система – високо бързодействие, без пререгулиране и нулева грешка в установен режим.

Благодарности

Изследванията в настоящата работа са в изпълнение на договор № ДМ07/7 финансиран от Фонд "Научни изследвания" към МОН.

Литература

1. Danfoss, "OSPE Steering Valve", Technical Information, 11068682, November, 2016
2. Ljung, L., *System Identification: Theory for the User*. Prentice-Hall, Inc., Englewood Cliffs, NJ, 2nd edition, ISBN 978-0136566953, 1999.
3. Mitov, Al., J. Krlev, Il. Angelov, Ts. Slavov, *Identification and synthesis of linear-quadratic regulator for digital control of electrohydraulic steering system*, 11th International Fluid Power Conference, ISBN 978-3-95886-215-9, Aachen, Germany, 2018.
4. Murrenhoff, H., L. Eckstein, "Fluidtechnik für mobile Anwendungen", ISBN: 978-3-8440-0515-8, Shaker-Verlag, 2011.
5. Zhou, K., J.C. Doyle, etc. *Robust and Optimal Control*. Prentice Hall International, Inc., Upper Saddle River, NJ, ISBN 0-13-456567-3, 1996.

АВТОРИ:

Гл. ас. д-р инж. Александър Стоянов Митов, Технически Университет – София, Катедра „Хидроаеродинамика и Хидравлични машини“, 0886 208 937, alexander_mitov@mail.bg

Доц. д-р инж. Цоньо Николаев Славов, Технически Университет – София, Катедра „Системи и управление“, 0887 988 160, ts_slavov@tu-sofia.bg

Гл. ас. д-р инж. Йордан Константинов Кралев, ТУ – София, Катедра „Системи и управление“, 0882 093 195, jkralev@yahoo.com

Проф. д-р инж. Илчо Иванов Ангелов, ТУ - София, Катедра „Хидроаеродинамика и Хидравлични машини“, 0887 857 820, ilangel@tu-sofia.bg

Установка за експериментално изследване на електрохидравлични следящи системи с обемно регулиране на скоростта на изпълнителния механизъм

Илчо Ангелов, Никола Станчев, Александър Митов

Представено е схемно решение, конструктивно изпълнение и компоновка на експериментална уредба за изследване на електрохидравлични следящи системи с обемно регулиране на скоростта на движение на различни видове изпълнителни механизми. Разработеното схемно решение дава възможност за промяна на работните параметри на хидравличната задвижваща системата. Предложена е методика за провеждане на експериментални изследвания при промяна на външното натоварване.

Ключови думи: експериментална установка, електрохидравлична следяща система, обемно регулиране

Test bench for experimental research of an electrohydraulic closed-loop control systems with displacement volume control of the actuator speed

Ilcho Angelov, Nikola Stanchev, Alexander Mitov

This article presents the design regarding the hydraulic diagram, the synthesis of the main hydraulic and constructive parameters and arrangement of functional test bench stand of an electrohydraulic closed-loop control systems of different types of hydraulic cylinders or hydraulic motors and different methods for research experimental work.

Key words: experimental research work, closed-loop displacement volume control, electro hydraulic system;

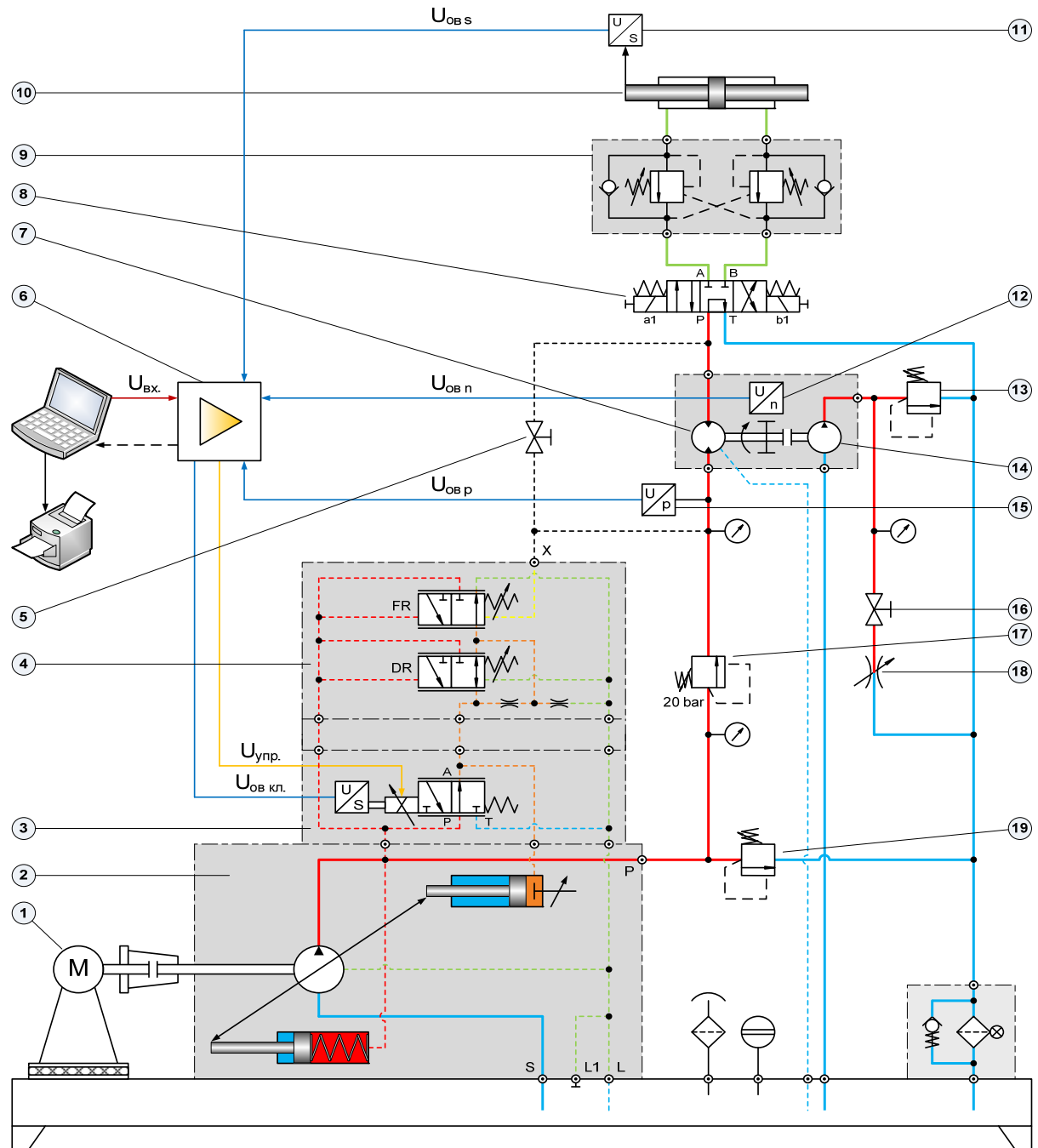
ВЪВЕДЕНИЕ

В последните години все по-широко приложение намират електрохидравличните задвижващи системи с обемно регулиране на работните параметри на изпълнителните органи - скорост и сила (момент). По този начин се преодолява основният недостатък на конвенционалните задвижващи системи с дроселно регулиране, а именно относително големите загуби на енергия [1]. В този аспект, постигането на относително висок структурен КПД на основната задвижваща (хидравлична) система чрез въвеждане на обемно регулиране е предпоставка за подобряване на енергийния баланс в цялата система. Това е желано качество при редица не само индустриални, но и мобилни приложения [5].

С настоящата работа се предлага експериментална установка за изследване на хидравлична система с обемно регулиране на работните параметри на два вида изпълнителни механизми – хидравличен цилиндър и ротационен хидродвигател. Експерименталната установка е реализирана върху съществуващ стенд за изследване на електрохидравлични кормилни системи с чувствителност по натоварване. Настоящата система се базира на регулируема аксиално-бутална помпа и електрохидравличен блок за управление осигуряващ обратни връзки по дебит и налягане [9]. За целта е извършен синтез на хидравличната система с възможност за управление и регулиране на дебита на помпата при промяна на външното натоварване върху изпълнителните органи [3].

1. СХЕМНО РЕШЕНИЕ НА ЕКСПЕРИМЕНТАЛНАТА УСТАНОВКА.

На Фиг.1 е представена хидравлична схема на експериментална установка за изпитване на електрохидравлични следящи системи (ЕХСС) с обемно регулиране на скоростта и позицията на изпълнителния механизъм.



Фиг.1. Хидравлична схема на експериментална установка за изследване на ЕХСС с обемно регулиране на скоростта на изпълнителните устройства

Експерименталната установка е изградена от следните компоненти: електродвигател 1, задвижващ регулируема аксиално-бутална помпа 2, трипътен, трипозиционен

пропорционален разпределител с електрическа (вградена) обратна връзка 3, работещ в паралел с хидромеханичен регулатор 4 по дебит и налягане тип DFR1. След захранващата група е свързан основен предпазно-преливен клапан 19 и подпорен клапан 17.

Системата дава възможност за включване на два вида изпълнителни органи - нерегулируем аксиално-бутален хидромотор 7 или двойно-действащ равноплочен хидравличен цилиндър 10. Изборът на различен вид обект на управление предполага включване на различни видове сензори, в зависимост от измерваната величина: сензор за ъглова скорост 12 на ротационен хидродвигател и за позиция на хидроцилиндър - 11.

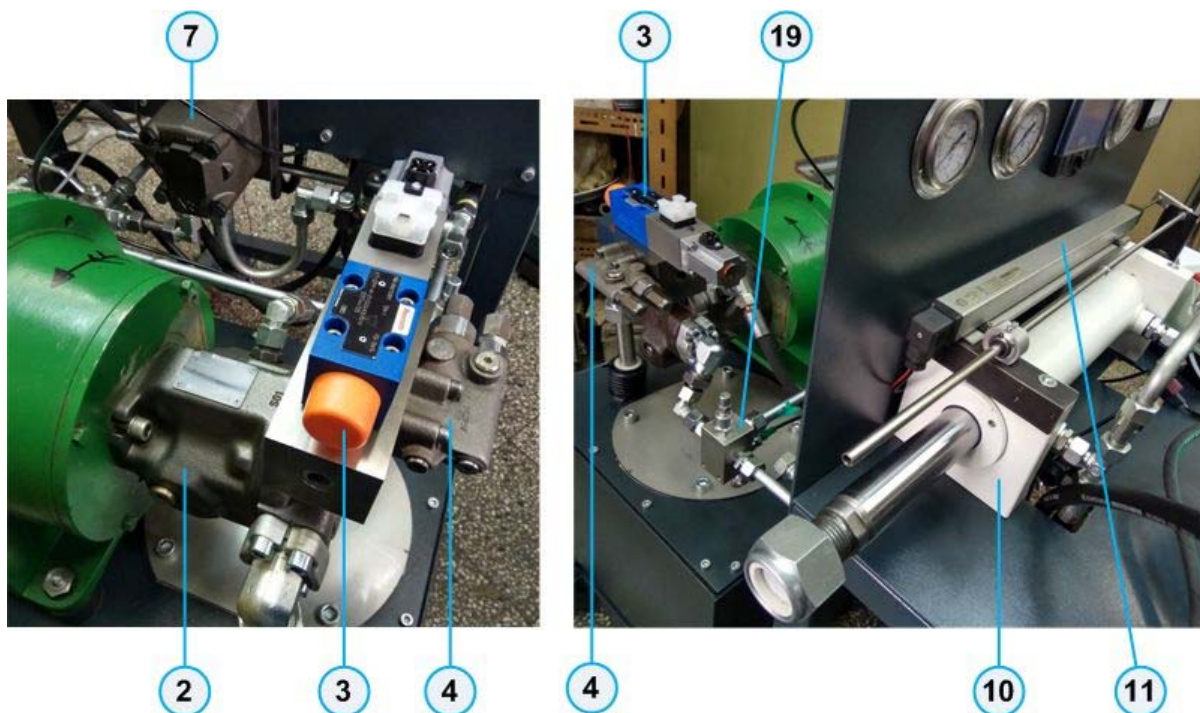
Последователно след хидромотора 7 се намира хидравличен 4/3 разпределител 8, който служи за определяне на посоката на движение на хидроцилиндъра 10 или на хидромотора 7. Хидравлична зъбна помпа 14, която в комбинация с регулируем дросел 18 служи за промяна на натоварването на хидромотора 7, а предпазно-преливен клапан 13 с пряко управление, ограничава максималното възможно натоварване на хидромотора 7. Подпорни клапани 9 са включени между разпределителя 8 и хидроцилиндъра 10 и служат за реализация на товарно смущение по налягане върху изпълнителния орган.

Управлението и регулирането на изпълнителните органи при различни работни параметри се осъществява от аналогов електронен усилвател 6, който обработва сигналите от сензорите 11 и 12 за позиция/скорост и от сензор 15 за налягане.

Таблица 1: Основни компоненти на експерименталната установка

№	Наименование	Параметри
1	Електродвигател	$P_{ед}=7,5 \text{ kW};$
2	Регулируема аксиално-бутална помпа A10VSO	$V_p=18 \text{ cm}^3$
3	Пропорционален разпределител VT 6–DFPE	3/3, NG 6
4	Хидро-механичен регулатор	DFR1
5	Кран	$q_{nom}=50 \text{ l/min}$ $\Delta p_{nom}=20 \text{ MPa}$
6	Електронен усилвател VT5041-3X	AIN
7	Хидромотор	$V_p = 32 \text{ cm}^3$
8	4/3 разпределител	$q_{nom}=50 \text{ l/min}$ $\Delta p_{nom}=20 \text{ MPa}$
9	Подпорен клапан DBDS6	$p = 0 \div 200 \text{ bar}$
10.	Сервоцилиндър	80x50x300 mm
11.	Сензор за позиция	$s=300 \text{ mm}$ $R=3200 \text{ k}\Omega$
12	Сензор за скорост	$f = 2 \div 6000 \text{ Hz.}$
13.	Предпазно-преливен клапан	$q_{nom}=50 \text{ l/min}$ $\Delta p_{nom}=20 \text{ MPa}$
14.	Зъбна помпа	-
15.	Сензор за налягане	$p_N = 0 \div 20 \text{ MPa}$
16.	Кран	$q_{nom}=50 \text{ l/min}$
17.	Предпазно-преливен клапан	$q_{nom}=50 \text{ l/min}$ $\Delta p_{nom}=20 \text{ MPa}$
18.	Регулируем дросел	$q_{nom}=50 \text{ l/min}$
19.	Предпазно-преливен клапан	$q_{nom}=50 \text{ l/min}$

Част от основните компоненти изграждащи експерименталната установка за изследване на ЕХСС с обемно регулиране на скоростта на изпълнителните устройства са показани на Фиг.2. Позициите на означените компоненти съответстват на тези, които са представени на хидравличната схема показана на Фиг. 1.



Фиг.2. Основни компоненти изграждащи експерименталната установка за изследване на ЕХСС с обемно регулиране на скоростта на изпълнителните устройства.

2. ОПИСАНИЕ НА ПРИНЦИПА НА РАБОТА НА ЕКСПЕРИМЕНТАЛНАТА УСТАНОВКА.

Експерименталната установка за изпитване на електрохидравлични следящи системи с обемно регулиране на скоростта на изпълнителните устройства е разработена като конфигурация от хидравлични компоненти с възможност за реализиране на работа на две различни системи, в зависимост от параметъра на следене - скорост и позиция. Едновременно с това има възможност за контролирано изменение на натоварването на съответния изпълнителен орган.

При двата вида следящи системи, регулирането на скоростта, позицията и сила (момент) на изпълнителните органи се осъществява посредством съвместната работа на регулируемата аксиално-бутална помпа 2 с пропорционално електрическо управление и електронно-пропорционалното устройство 6 с аналогова конструкция.

Следящата система за регулиране на скоростта на изпълнителния орган е реализирана като задвижване на ротационен хидромотор 7 с постоянен работен обем, на който се измерва скоростта на въртене в реално време от сензор за ъглова скорост 12. Към хидромотора 7 е присъединена хидравлична помпа 14 с постоянен работен обем, която засмуква и нагнетява хидравлична работна течност в отделен циркуляционен кръг. С изменение на настройката на регулируемия дросел 18, който е монтиран непосредствено в напорния тръбопровод на помпата става възможно безстепенно изменение на налягането на изхода на помпата 14, при което се реализира променливо натоварване на ротационния хидромотор 7.

Другият вид следяща система - за регулиране на позицията на изпълнителния орган е реализирана като задвижване на двойнодействащ симетричен хидравличен цилиндър

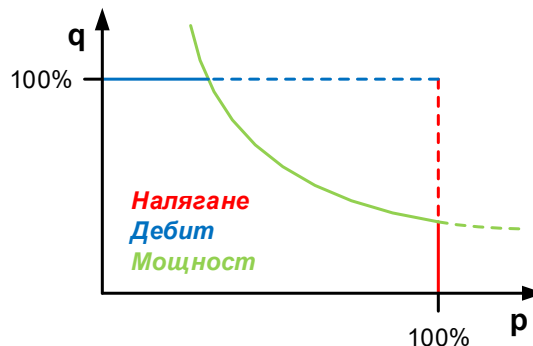
10, позицията на който се измерва в реално време от потенциометричен измервателен преобразувател за позиция 11. В този случай промяната в натоварването на изпълнителния орган се извършва чрез хидравличен блок с подпорни клапани 9 включени в двете работни камери на хидравличния цилиндър. Посредством индивидуалната настройка на двата клапана, се реализира еднакво или различно натоварване в двете посоки на движение на хидроцилиндъра 10.

В работен режим след пускане на системата буталната помпа подава работна течност в нагнетателния тръбопровод с максималния си работен обем, при което поради наличието на подпорен клапан 17, налягането в системата се покачва до стойност, която е достатъчна, за да се ограничи до минимална стойност работния обем на помпата [4]. При подаване на управляващ сигнал към пропорционалния разпределител 3, работният обем на помпата се изменя в зависимост от съответният закон на управление формиран в електронния блок за или предварително е зададен програмно от външно задаващо устройство.

Регулаторът на помпата (DR [2]) работи само при достигане на максимално налягане, при което работният обем на помпата автоматично се намалява до минимален и консумираната мощност в този случай е минимална. Сигналите от сензора за налягане 15 и сензора за ъглова скорост 11, се подават в осъществява регулиране по затворен контур, посредством електронен усилвател 6.

С помощта на специализиран софтуер, който се предоставя от фирмата производител [9] на съответното електронно-пропорционално устройство 6, е възможно да се записват, обработват и визуализират стойностите на работните параметри в системата, както и да се реализират различни по форма външни задаващи сигнали.

При предложеното решение с обемно регулиране може да се осъществи безстепенно регулиране на работните параметри на системата в динамичен режим, съответно дебит и налягане в определени диапазони, както се вижда от характеристиката на Фиг.3. Това решение дава възможност к.п.д. на системата да се повиши до около 70%. Освен това е възможно да се осъществи и регулиране по мощност, като консумираната от системата мощност може да се изменя по определен, предварително зададен закон за регулиране.



Фиг.3. Закон за регулиране при постоянна консумирана мощност в ЕХСС с обемно регулиране на скоростта

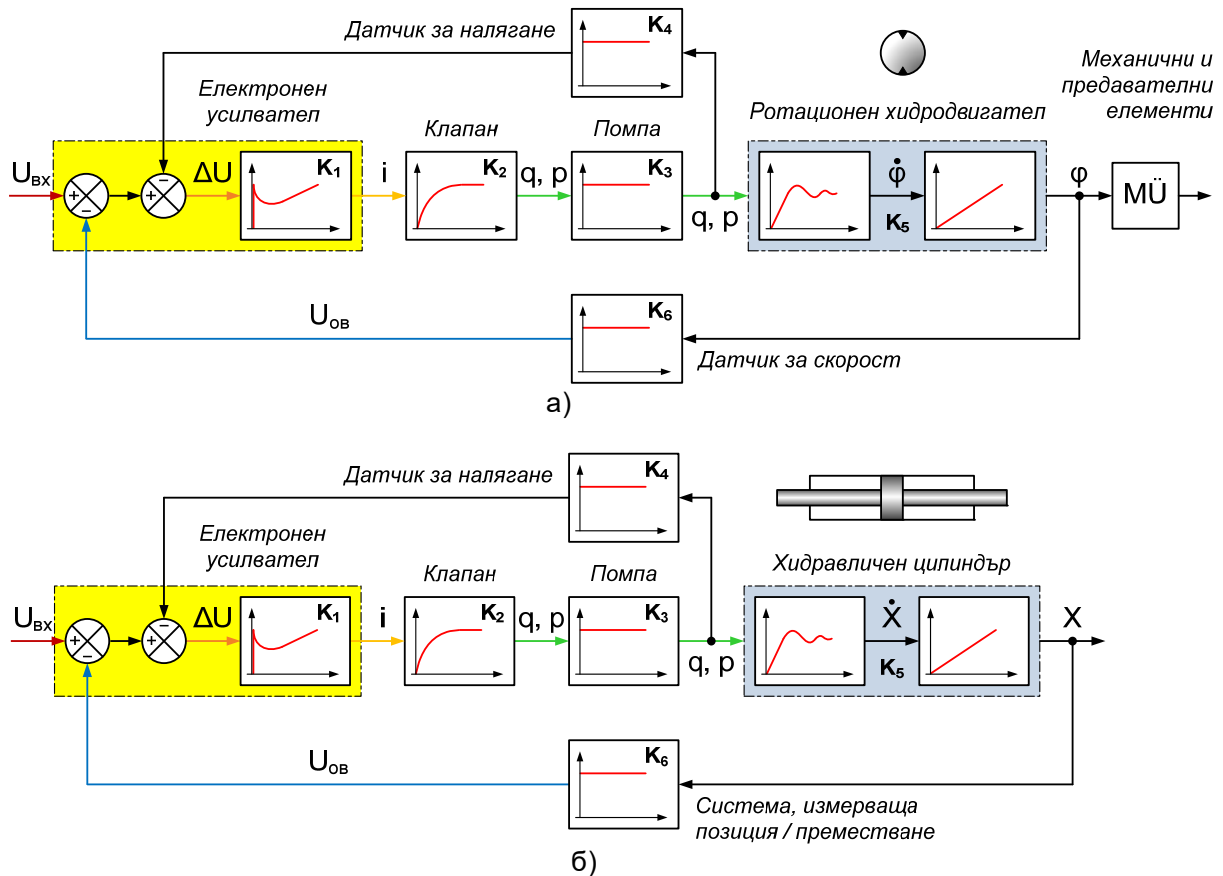
3. ОСНОВНИ ПАРАМЕТРИ НА СИНТЕЗИРАНАТА СЛЕДЯЩА СИСТЕМА

На Фиг.4 са представени блокови диаграми на разглежданата задвижваща система, което дава възможност да се определи коефициента на усилване на всяко звено от веригата, както и оптималният коефициент на усилване $K_v = K_{v,opt}$. Представени са две отделни диаграми, съответно диаграма на следяща система с регулиране на скоростта на изпълнителния орган - а) и диаграма на следяща система с регулиране на позицията на изпълнителния орган - б).

$$K_V = K_1 \cdot K_2 \cdot K_3 \cdot K_4 \cdot K_5 \cdot K_6, s^{-1}, \quad (1)$$

където:

K_1 – коефициент на усилване на електронния усилвател;



Фиг.4. Структурна схема с предавателни функции на синтезираната EXSS, а) - следяща система по скорост, б) - следяща система по позиция [1]

$$K_1 = \frac{K_{V,opt}}{K_2 \cdot K_3 \cdot K_4 \cdot K_5 \cdot K_6}, A/V, \quad (2)$$

K_2 – коефициент на усилване на пропорционалния клапан;

$$K_2 = \frac{q_N}{i_N}, m^3 / A \cdot s, \quad (3)$$

K_3 – коефициент на усилване на регулируемата помпа;

$$K_3 = \frac{2\pi}{V_g}, m^{-3}, \quad (4)$$

K_4 – коефициент на усилване на обратната връзка по налягане;

$$K_4 = \frac{10V}{p}, V/Pa, \quad (5)$$

$K_{5,a}$ – коефициент на усилване на ротационния хидродвигател;

$$K_{5,a} = \frac{2\pi}{V_g}, m^{-3}, \quad (6)$$

$K_{5,b}$ – коефициент на усилване на хидравличен цилиндър;

$$K_{5,b} = \frac{1}{A_c}, m^{-2}, \quad (7)$$

$K_{6,a}$ – коефициент на усилване на обратната връзка по скорост;

$$K_{6,a} = \frac{z \cdot n}{60}, s^{-1}, \quad (8)$$

$K_{6,b}$ – коефициент на усилване на обратната връзка по преместване;

$$K_{6,b} = \frac{10V}{S}, V/m, \quad (9)$$

където:

A_c - площ на буталото на хидроцилиндъра, m^2 ;

V_g – геометричен обем, cm^3 ;

z – брой на елементите генериращи индукция;

n – честота на въртене, min^{-1} ;

V – електрическо напрежение, V ;

p – налягане, Pa ;

Експерименталната установка на ЕХСС с обемно регулиране на скоростта на изпълнителните хидроцилиндър и хидромотор с два варианта на натоварване дава възможност да се изследва поведението и в статичен и динамичен режим. Структурата и наименованието на същинската част е в зависимост от специфичното ѝ приложение. На базата на анализ на комбинираните експериментални резултати, става възможно да се използват методите за идентификация и да се представи системата като такава с познати предавателни функции на звена от по нисък ред и да се синтезира ЕХСС с оптимални параметри [8]. Това дава възможност да се намали времето за оптимизиране на конструктивните и експлоатационните параметри на системата, както и да се ускори времето за настройка и корекция на законите за управление при постигане на високо бързодействие и устойчивост на затворената система.

Съответствието между поведението на модела и на обекта определя в голяма степен какво качество ще достигне затворената система. Това съответствие зависи от редица фактори - информативността на извадката данни, структурата на модела, инвариантността на обекта, метода за избор на параметри на модела и др. Вземайки под внимание тези фактори се налага въвеждане на изискване за баланс между икономично описание и точност на представяне на реалната система [6,8].

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

За така предложената компоновка на експерименталната установка за изпитване на електрохидравлични системи с обемно регулиране на скоростта на изпълнителния механизъм, може да се обобщи следното:

1. Разработено е схемно решение и конструктивно изпълнение на експериментална установка за изпитване на електрохидравлична система с обемно регулиране на скоростта на база на предварителен синтез на основните хидравлични и конструктивни параметри, при различни разновидности на системата за натоварване на управлявания изпълнителен механизъм.

2. Експерименталната установка дава възможност да се реализират различни режими на работа при променливо натоварване с поддържане на постоянна скорост при минимален разход на енергия и висок общ к.п.д.

3. С включването на подходяща измервателна апаратура, разработената експериментална установка дава възможност за изследване на статични и динамични характеристики при различни товарни режими на работа.

4. При изследването на конкретна ЕХСС въз основа на получените от експерименталните данни на статичните и динамичните характеристики, чрез идентификация на системата може да се извърши синтез за оптимизация, както на вече съществуващи, така и на новопроектирани електрохидравлични системи [7] с обемно регулиране на скоростта на изпълнителния механизъм.

Литература:

1. Angelov, Il., N. Stanchev, Al. Mitov, *Electrohydraulic servo systems*, ISBN 978-954-580-352-9, Heron Press, Sofia, 2015.
2. Angelov, Il., N. Stanchev, *Electrohydraulic positional closed loop system for sheet spin line*, International Scientific Conference "Machine Science`2012", Sliven, 2012.
3. Angelov, Il., N. Stanchev, *Synthesis of the electrohydraulic control system of the flow rate as the pressure changes, by axial-piston pump type A10VSO*, International Scientific Conference of University of Ruse, 2013.
4. Angelov I., N. Stanchev, *Analysis and synthesis of an electrohydraulic closed loop control system for drive of an electrogenerator device*, International Scientific Conference FPEPM, Sozopol, 2013.
5. Findeisen, D., S. Helduser, *Ölhydraulik*, 6.Auflage, ISBN 978-3-642-54908-3, Springer Vieweg, 2015.
6. Landau, I., G. Zito. *Digital Control Systems: Design, Identification and Implementation*, ISBN-101846280559, Springer-Verlag, London, 2006.
7. Mitov, Al., Il. Angelov, N. Stanchev, *Stand for electrohydraulic steering units type OSPE 200*, International Scientific Conference of University of Ruse "RU & SU`2014", ISSN 1311-3321, стр. 220÷225, 2014.
8. Mitov, Al., *Research of steering electrohydraulic drive system with digital control*, Dissertation, TU-Sofia, 2016.
9. Rexroth Bosch Group, *Pressure and flow control system*, RE 30630, 2015.

АВТОРИ:

Проф. д-р инж. Илчо Иванов Ангелов, ТУ - София, Катедра „Хидроаеродинамика и Хидравлични машини“, 0887 857 820, ilangel@tu-sofia.bg;

Гл. ас. д-р инж. Александър Стоянов Митов, Технически Университет – София, Катедра „Хидроаеродинамика и Хидравлични машини“, 0886 208 937, alexander_mitov@mail.bg;

Маг. инж. Никола Иванов Станчев, Технически Университет – София, Катедра Хидроаеродинамика и Хидравлични машини, 0898 977315, agentsteel@abv.bg.

Система за хидрозадвижване на мобилна машина

Венцислав Василев

В настоящата работа е описано свързването и въвеждането в експлоатация на система за хидрозадвижване на мобилна машина, съставена от две отделни подсистеми – на товарач с кука за контейнери и на автокран с ротационен кламер.

Ключови думи: товароподемен кран за горската промишленост, товарач с кука, хидравлична система

Hydraulic system of mobile machine

Ventzislav Vassilev

This paper describes the assembling and entering in use of hydraulic system based on mobile machine. That system consists of two separated hydraulic subsystems: hook lift for containers, and timber crane.

Keywords: multilift, hook lift, timber crane, hydraulic system

Въведение

Фирма, занимаваща се с продажби и сервиз на транспортни и подемно-транспортни машини, възложи да се намери решение за монтаж върху шаси на товарна кола, както на хидравлично задвижван товароподемен кран с ротационен кламер, фиг. 1.а, така и на товарач с кука (мултилифт) за контейнери – фиг. 1.б. При това двете системи трябва да работят алтернативно – или едната, или другата, като се захранват от общ помпен блок.



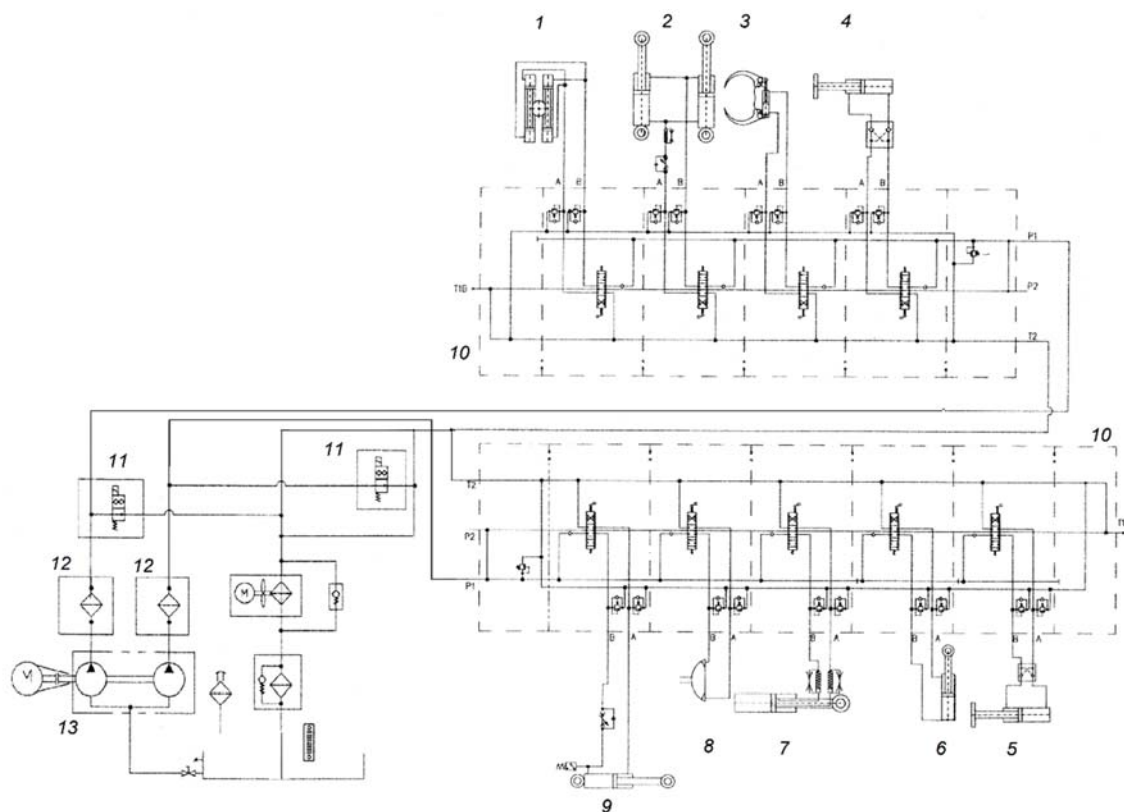
Фиг. 1.а кран с ротиращ кламер



Фиг. 1.б товарач с кука

Изходни данни

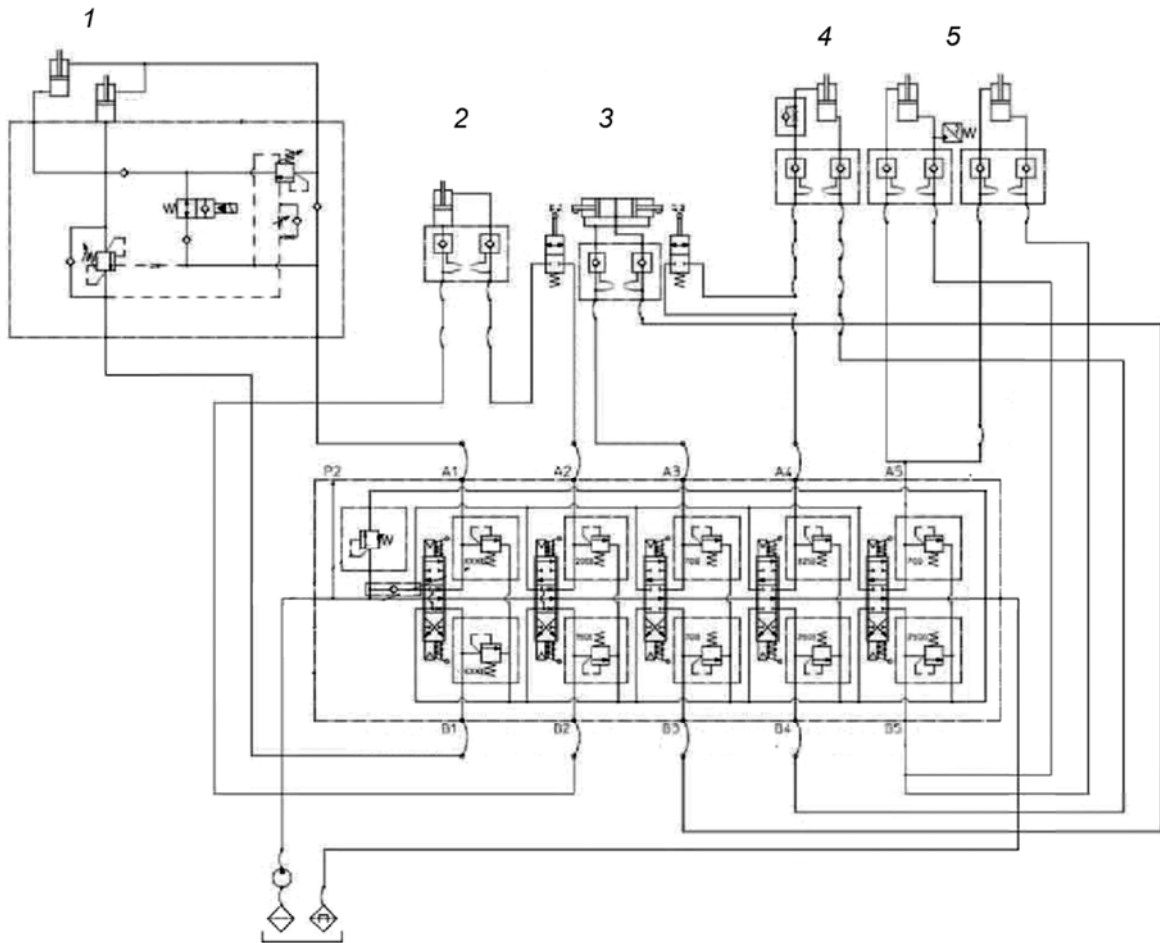
Принципната схема на товароподемния кран за дърводобивната промишленост, предназначен за монтаж на автомобил е показана на фиг. 2. Кранът има хидравлично задвижване за ротация на колоната – 1; разгъване и прибиране на носача – 2; отваряне и затваряне на кламера – 3; поотделно спускане и повдигане на опорите – 4 и 5; хоризонтално движение на опорите – 6; повдигане и спускане на стрелата – 7; ротация на кламера – 8; увеличаване и намаляване на дължината на носача – 9.



Фиг. 2. Принципна хидравлична схема на товароподемния кран

Системата има два независими хидравлични кръга с блокове с разпределители 10 със свободно протичане при нулева позиция. Разпределителите са с пряко ръчно управление, като чрез тяхното отваряне се регулира скоростта на съответното движение. Допълнително е предвидено разтоварване за безопасност на системата, реализирано чрез разпределителите с електромагнитно управление 11, които се включват само, когато операторът е на седалката на товароподемния кран. Независимите хидравлични кръгове се захранват с масло през напорни филтри 12. Захранващи помпи 13 и резервоар не са включени в закупеното изделие. Дебитът, предписан от производителя е 2×50 l/min, а работното налягане е ограничено и различно за всяко движение, като максималното е 265bar, определено от главните предпазни клапани в блокове 10.

Принципната схема на системата за хидрозадвиждане на товарача с кука за контейнери, (наричан и мултилифт) е дадена на фиг. 3. Мултилифтът има хидравлично задвиждане за повдигане и спускане на стрелата – 1; надлъжно изнасяне и прибиране на стрелата – 2; заключващи цилиндри за контейнера – 3; сгъване рамото на стрелата – 4, и допълнително заключване на стрелата – 5. Цилиндри за повдигане на стрелата са с подпорен клапан, а останалите имат монтирани сдвоени обратни клапани с хидравлично управление. И тук разпределителите в блока имат свободно протичане при нулева позиция. За разлика от крана, разпределителите са с двойно управление, електропневматично, от кабината и пряко ръчно. Дебитът, предписан от производителя е 75 l/min, а работното налягане е ограничено и е различно за всяко движение, като максималното е 160 bar, определено от главния предпазен клапан в разпределителния блок.



Фиг. 3. Принципна хидравлична схема на товарача с кука

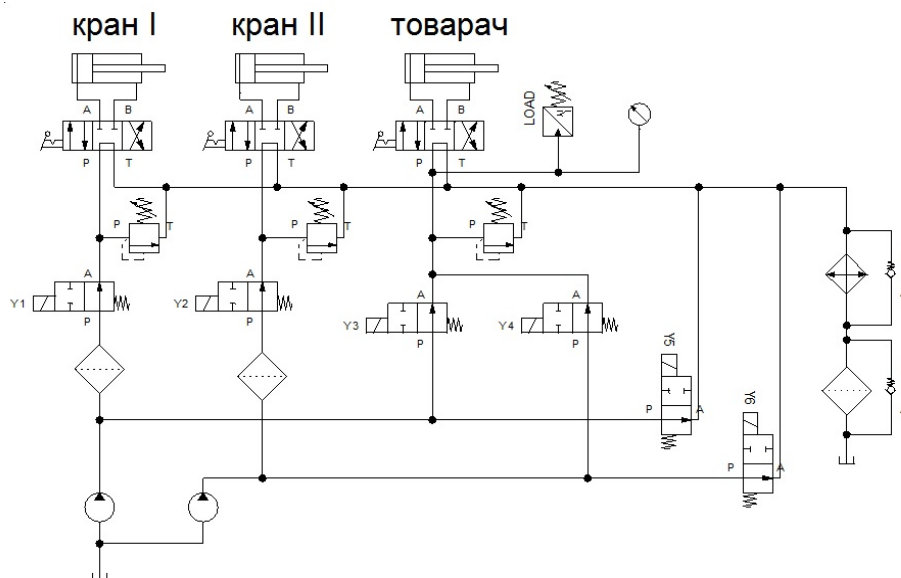
Принципно решение

Принципното решение включва няколко основни момента:

- да има ясно превключване на режима на работа, или на товароподемен кран, или на товарач с кука;
- да не се променя хидравличната и механична част на двете товароподемни съоръжения;
- да се реализира задвижването на двата кръга на крана с две отделни помпи, както е предвидено от неговия производител;
- да се използва блокът за разтоварване на крана (поз. 11 на фиг.2), като общ блок за сигурност и на двете системи
- товарачът с кука да може да работи както с двете помпи и дебит по-голям от зададения от производителя, така и при повишаване на налягането да работи само с едната помпа и по- малък дебит.

Принципното решение е представено чрез силно опростената схема на фиг. 4. Блоковете разпределители със свободно протичане при нулева позиция на товароподемния кран и на товарача са представени с по един разпределител и един цилиндър на схемата. Маслото от помпите достига до трите отделни кръга през четири броя нормално затворени седлови разпределителя с електромагнитно управление – Y_1 до Y_4 . С Y_5 и Y_6 са означени нормално

отворените разпределители в блоковете 11 на товароподемния кран, които ако не се включат, не може да има никакво движение.



Фиг. 4. Принципна схема на обединената система от товароподемни машини

При това решение, с помощта на четири допълнителни, относително евтини разпределители Y_1 до Y_4 , монтирани в общ блок, се реализират зададените от възложителя условия.

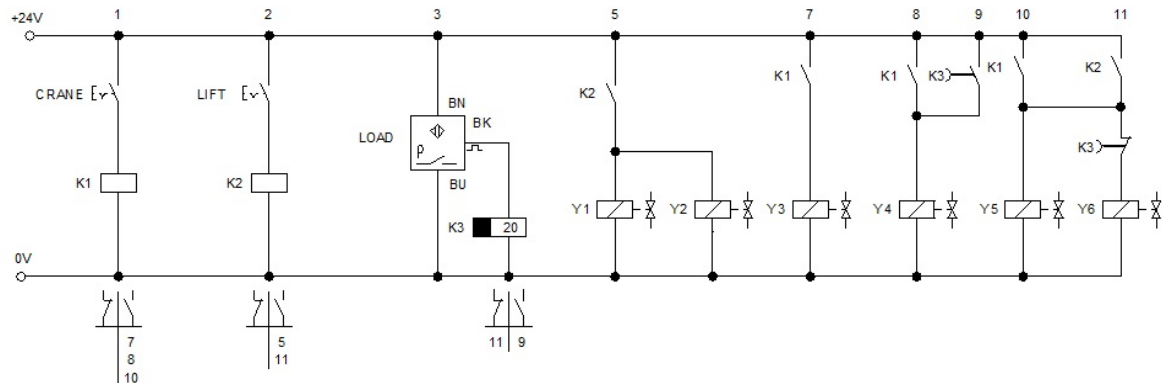
Четири режима на работа и съответните включени бобини на разпределители са дадени в таблица 1.

Таблица 1

Режими на работа на хидравличната система на мобилна машина.

Разпределител	Y_1	Y_2	Y_3	Y_4	Y_5	Y_6
Режим на работа						
Безопасен	-	-	-	-	-	-
Товароподемен кран	-	-	+	+	+	+
Товарач с кука	+	+	-	-	+	+
Товарач с кука под товар	+	+	-	+	+	-

Електрическата система за управление на разпределителите е показана на фиг. 5.



Фиг. 5. Принципна електрическа схема за управление на разпределителите Y_1 до Y_6

Чрез трипозиционен електрически ключ се избира един от трите режима на работа. При безопасен режим са изключени релетата K_1 и K_2 . При режим „кран“ работи реле K_1 , а при режим „товарач“ – K_2 . Включването K_1 активира разпределители Y_3 и Y_4 , които затварят пътя на маслото към товарача. Това се извършва чрез нормално отворените контакти на K_1 , показани в седма и осма верига на схемата. Включването K_2 активира разпределители Y_1 и Y_2 , които затварят пътя на маслото към товароподемния кран. Това се извършва чрез нормално отворения контакт на K_2 , показан в пета верига на схемата. Същевременно и двете релета, K_1 и K_2 , чрез свои нормално отворени контакти в десета и единадесета верига от фиг. 5 активират разпределители Y_5 и Y_6 , като прекратяват свободното изтичане на масло към резервоар и правят възможна работата на системата. Отпадането на електрическото захранване води до свободно протичане на маслото и безопасен режим на работа.

Когато налягането в системата на товарача с кука се повиши, реле за налягане в трета верига на схемата включва релето с регулируемо време на закъснение K_3 . Когато релето включи, то чрез нормално отворения си контакт в девета верига включва Y_4 и затваря пътя на маслото от едната помпа към повдигача, който започва да се движи по-бавно. Същевременно същото реле K_3 чрез нормално затворения си контакт в единадесета верига на фиг. 5 деактивира Y_6 като дава свободно протичане на маслото на същата помпа към резервоар.

Времето на закъснение на реле K_3 е необходимо, защото при работа с инертни товари и скокообразно намаляване на дебита може да се получи спад в налягането, който отново да доведе до изключване на релето за налягане, включване на двете помпи и нестабилен режим на работа.

Захранващ блок

Захранващият блок е решен типовой, както често се прави за товарни автомобили. Чрез механична зъбна предавка с пневматично задействане се взема движение от скоростната кутия на автомобила и се предава към пряко присъединената към устройството помпа. Такова устройство (power take off) е показано на фиг. 6.а. Захранващата помпа е аксиално-бутална с наклонен ротор, двойна, в общ корпус – фиг. 6.б. Дебитът ѝ е $2 \times 50 \text{ l/min}$ при 2000 min^{-1} . Работното налягане е до 350 bar.



Фиг. 6.а Устройство за отделяне на мощност помпа



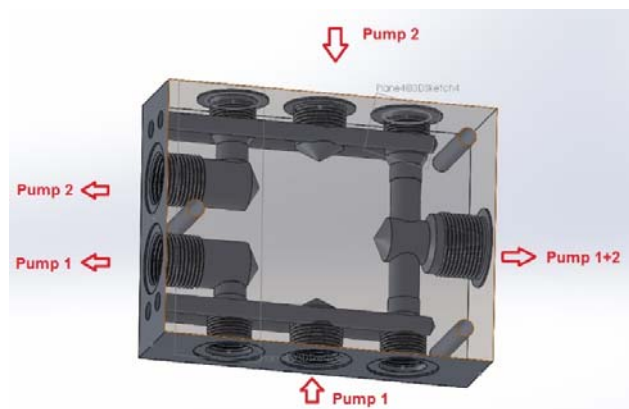
Фиг. 6.б двойна аксиално-бутална помпа

Блок разпределители за управление на режимите на работа

Избраните разпределители, означавани по-горе като Y_1 до Y_4 , с електрическо управление на 24V са предназначени за монтаж в блок. Те са показани на фиг. 7.а. С оглед подобряване на общите показатели: брой свързващи елементи, габарити, хидравлични загуби и пр., бе проектиран конкретен за задачата блок, показан тримерно на фиг. 7.б.



Фиг. 7.а Разпределител за блоков монтаж



Фиг. 7.б Блок за четири разпределителя

Заклучение

Решен е приложен проблем. Като резултат от извършената работа бе постигнато обединяване на две товароподемни машини с хидрозадвижване на обща рама на товарен автомобил, като двете хидросистеми ползват обща помпа, радиатор и резервоар и работят разделно, или едната, или другата. На автора са известни подобни машини, но не е известно да е реализирана точно тази комбинация от товароподемен кран с ротиращ кламер от един производител, с товарач за контейнери с кука от друг производител, върху автомобилно шаси на трети производител. Работещото изделие е показано на фиг. 8.



Фиг. 8 Товарен камион с товароподемен кран и товарач с кука за горската промишленост

Литература

1. Argo Hytos, <https://www.argo-hytos.com>, Каталози на хидравлични изделия
2. Eaton, <http://www.eaton.com>, Каталози
3. Hyva, <https://www.hyva.com>, Техническа документация на товарачи за контейнери
4. Parker, <http://www.parker.com>, Каталози на тръбни свързващи елементи
5. Penz, <http://www.penz-crane.at>, Техническа документация на кранове

доц. д-р Венцислав Василев, ТУ–София, катедра „Хидроаеродинамика и хидравлични машини“, тел. 02 965 32 13, e-mail: venvas@tu-sofia.bg

СЕКЦИЯ

**ДИЗАЙН И ТЕХНОЛОГИИ
ЗА ОБЛЕКЛО И ТЕКСТИЛ**

Organic Cotton: Technological and Environmental Aspects

Radostina A. Angelova

Despite the efforts of the producers and all market players in the chain “from fibers to textiles” organic cotton occupies up to 1% of the cotton textiles and apparel worldwide. This paper discusses both the technological and environmental aspects of the organic cotton production. A comparison made between organic and conventional cotton length and micronaire of crops, produced in India, is made and analyzed. The worldwide producers of organic cotton with fiber length from small to extra-large are presented. The shift from organic cotton to better or sustainable cotton is also discussed.

Keywords: organic cotton, conventional cotton, cotton length, cotton micronaire, preferred cotton

Introduction

There are four species of cotton, which are grown worldwide: *Gossypium Arboreum* (short length, < 25mm), *Gossypium Herbaceum* (short length, < 25mm), *Gossypium Hirsutum* (Upland) (medium to long length, 25-35mm), and *Gossypium Barbadosense* (long to extra-long length, 30mm and up). All four cultivated species may be grown and sold as organic or conventional cotton.

The present analysis aims to discuss and analyze the major differences between organic and conventional cotton in technological and environmental aspects. The market shift from organic cotton to better or sustainable cotton is also presented.

The Organic Cotton

The difference between organic and conventional cotton comes from the way of farming and agricultural management. The organic cotton plant is not genetically modified and is grown in a way that preserves the soil fertility, protects the biodiversity, and does not affect both human health and the environment [1]. In fact, before the 1940s, all cotton in the world was produced organically. Today, the farmers have to meet particular agricultural standards so as their cotton harvest to be recognized as organic cotton. The national standards for the organic cotton producers in different countries may vary; the organic cotton exporters have to meet also the requirements of the country that imports organic cotton [2].

In general, the organic cotton is produced without the use of chemical pesticides, a rotation system is applied for the soil, and natural ways for solving problems with pests are applied (e.g. larger space between the plants to avoid contamination). The growth of organic cotton is supported by the biggest textile and apparel brands in the world, as well as by many customers. The Top 10 users of organic cotton by volume in 2016 were C&A, H&M, Tchibo, Nike, Inditex, Lindex, Boll & Branch, Woolworths, Williams-Sonoma, and Stanley & Stella [3].

179 countries in the world are certified in organic farming, among which the vast majority of land for organic cotton production is in India, China, and Tanzania [3]. However, the organic cotton market share remains around 0.2% -1% of the world cotton production [4]. One of the reasons for the stable position of the organic cotton is its higher price, compared to the conventional cotton, and the refusal of the farmers to produce it and of the customers – to buy it. As a result, several textile and apparel brands preferred to join the Better Cotton Initiative (BCI), which started in 2010 and is part of the *Preferred Cotton*, as defined by Textile Exchange [5].

BCI offers to cotton producers and the whole cotton market a shift from organic cotton to the so-called “sustainable” or “better” cotton. BCI prohibits the most hazardous pesticides and requires the use of minimum personal protective equipment for people, working with chemicals. However, BCI does not ban the pesticides. BCI is also “technology neutral” to the genetically modified cotton [6].

Besides, BCI discusses the quality of the cotton fibers and encourages the farmers to preserve the cotton fibers characteristics and quality.

Technological Aspects of the Organic Cotton Manufacturing

In general, there are no differences between the production of textiles from organic and conventional cotton. The cotton bales, sold on the market, enter the spinning plants that are the first stage in the production chain “from fibers to textiles”. Both organic cotton fibers and conventional cotton fibers are spun into yarns with different counts, using one of the three possible spinning systems and applying particular spinning machine at the end of the production line (ring frame or rotor spinning machine).

The data for India, published in [7], give a possibility to compare the fiber characteristics of the cotton crops, grown organically and conventionally in different states of the country. Figure 1 shows the comparison between the fiber length (and more specific – the upper half mean length: the average length of the longer half of the fibers [8]) of conventional and organic cotton. Two values are shown for each Indian state: for conventional cotton (CC) and organic cotton (OC). Both the minimum and the maximum values of the fiber length are shown, as well as the middle of the interval.

The environmental conditions largely influence cotton fiber length. Plant’s exposure to water stress, extreme temperatures, or poor soil may result in shorter fibers. However, these environmental conditions are almost equal for both organic and conventional cotton in different states in India; the conventional cotton growth is even supported by chemical fertilizers. The analysis of the graph (Fig. 1) shows, however, that the average length of the organic cotton fibers is higher than the average length of the conventional cotton fibers. The results for Odisha state are the only exception, but there the length interval of the conventional cotton is very short (31 mm minimum length and 32 mm maximum length) compared to that of the organic cotton (28 mm minimum length and 34 mm maximum length).

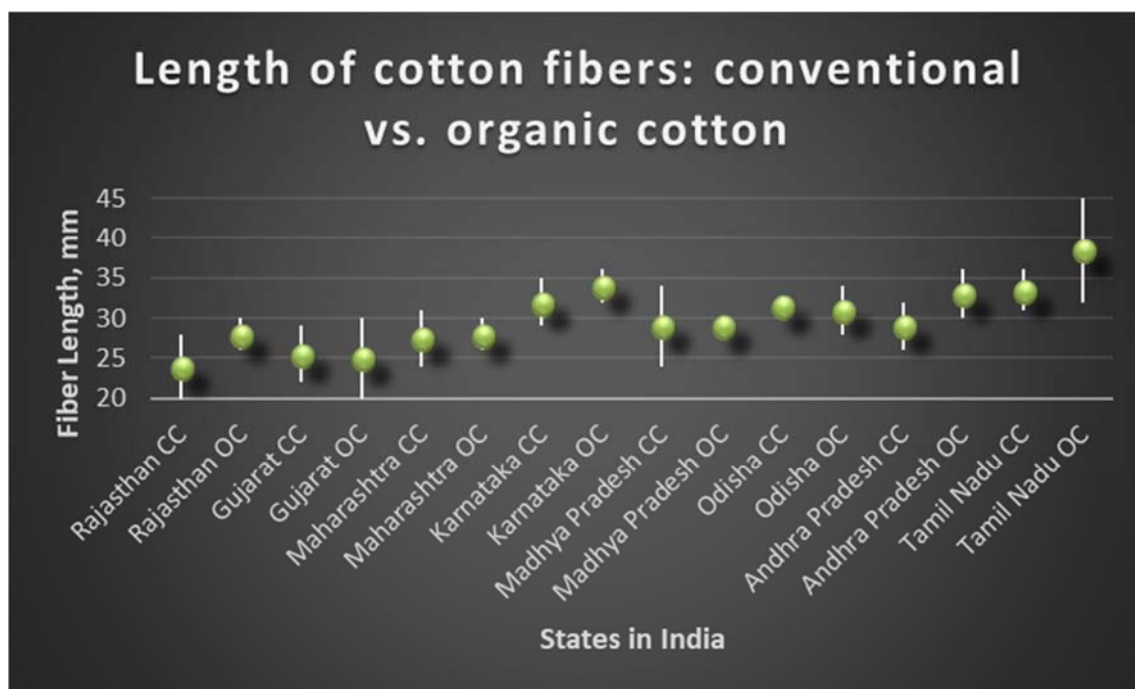


Figure 1. Length of the fibers: conventional vs. organic cotton

Fiber length affects the efficiency of the spinning process and the yarn count, as finer yarns are produced by longer fibers. Yarn strength and yarn evenness are also influenced by the fiber length.

All mechanical processes during the spinning (and in the gin before the spinning) can affect the length of the cotton fibers. However, this is valid for both conventional and organic cotton.

Figure 2 shows the comparison between the fiber micronaire of conventional and organic cotton, based on the same data in [7]. Again, two values are shown for each Indian state: for conventional cotton (CC) and organic cotton (OC). Both the minimum and the maximum values of the fiber micronaire are shown, as well as the middle of the interval.

Micronaire reflects as a measure both fiber fineness and maturity. It is a base for the assessment of the cotton quality (among the other cotton fibers' characteristics like fiber length, length uniformity, color, strength, leaf, and cleanliness), and, subsequently, pricing. The premium cotton range is between 3.7 and 4.2. Cotton micronaire base range is between 3.5 – 3.6 and 4.3 – 4.9. The discount range is lower than 3.4 and higher than 5.0.

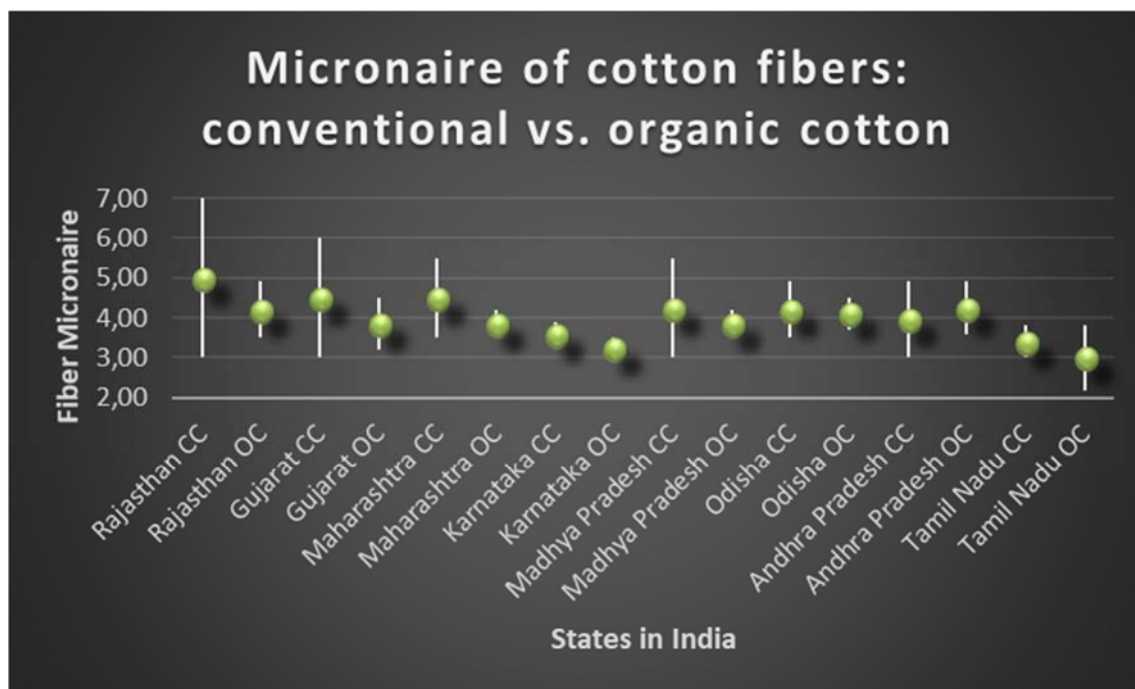


Figure 2. Micronaire of the fibers: conventional vs. organic cotton

During the plant growth, cotton micronaire is influenced by the environmental conditions (temperature, moisture, sunlight, nutrients in the soil) and extremes in boll population. However, the analysis of the graph (Fig. 2) shows that the average micronaire of the organic cotton fibers is in the premium range (except for two states, namely Karnataka and Tamil Nadu), while the micronaire of the conventional cotton is within the premium range for two states only (Odisha and Andhra Pradesh).

The cotton fiber micronaire is closely related to the spinning process and the quality of the final yarns and fabrics from them. Premium range micronaire leads to spinning of finer yarns, as the number of the fibers in the yarn's cross-section is higher and enough to assure the yarn strength. The lower fineness of the fibers (lower than the premium range) requires slower speeds during the yarn manufacturing (in the opening, carding, and drafting) to prevent the fiber breakage. The higher fineness of the fibers (higher than the premium range) leads to the spinning of coarser yarns and fabrics with higher thickness. At the same time, the better maturity of the organic cotton fibers will positively influence the dyeing process.

According to the data in [3, 7], short length organic cotton is produced in four countries: India, Peru, Brazil, and the United States – Fig. 3. Medium length organic cotton grows in 16 countries, namely Tanzania, Ethiopia, Madagascar, Uganda, Mali, Senegal, Benin, Burkina Faso, China,

Turkey, Tajikistan, India, Pakistan, Columbia, Brazil, and the United States – Fig. 4. Figure 5 shows the producers of long fiber organic cotton: Madagascar, Uganda, China, Turkey, Kyrgyzstan, India, and Peru. Figure 6 visualizes the six countries, producing extra-long organic cotton: China, Egypt, Israel, India, Peru, and the United States.



Figure 3. Short length organic cotton growth (by country)

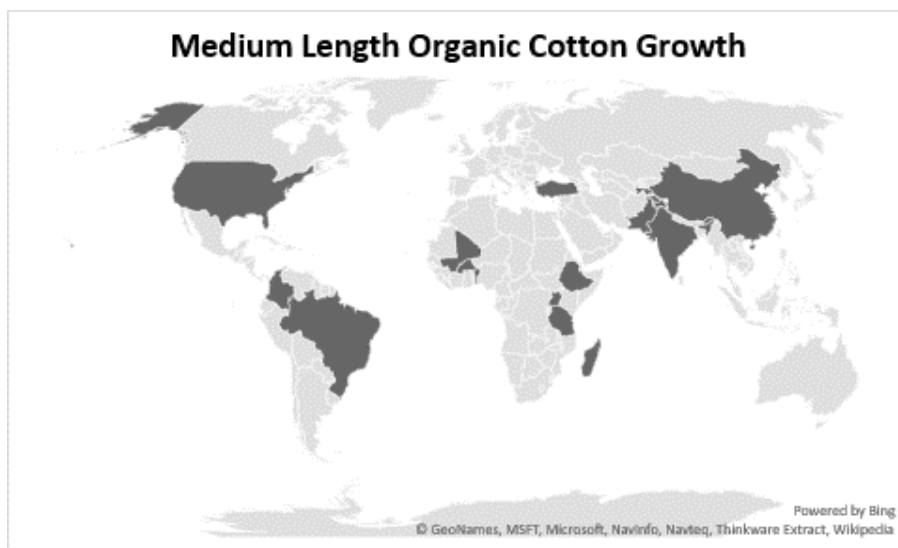


Figure 4. Medium length organic cotton growth (by country)

Environmental Aspects of the Organic Cotton Farming

Organic cotton growth is friendly to the humans and the environment. The farming of the cotton crops without the use of pesticides is best for the farmers, their families and neighbors, as they are not exposed to toxic chemicals, some of them with lethal effect. The non-use of pesticides preserves underground water, which is the only drinkable water in several countries [1]. This also preserves the rivers, lakes, and water basins, which can be directly affected by the chemicals or be contaminated indirectly, through the rains and underground water.

cotton people support the organic cotton farming and all its positive effects on the environment and human health. But they can hardly fill the difference between organic and conventional cotton shirts or underwear, despite the reverse claims in media and advertisements.

Therefore, it is very important to be known how the organic cotton is related to the other types of cotton in the *Preferred Cotton* segment:

- **BCI Cotton:** it is cotton, produced as a part of the Better Cotton Initiative (BCI). It can be organic but usually is conventional or genetically modified cotton.
- **Fair Trade Cotton:** it is certified by a fair-trade organization, meaning that the cotton farmers receive a fair price for their production. It can be organic but usually is conventional or genetically modified cotton.
- **REEL Cotton:** The Responsible Environment Enhanced Livelihoods (REEL) cotton is an agricultural program of CottonConnect. It can be organic but usually is conventional or genetically modified cotton.
- **CmiA Cotton:** this is the acronym for "*Cotton Made in Africa.*" It can be organic but usually is conventional or genetically modified cotton.
- **Cleaner Cotton™:** This is conventional cotton produced within the Sustainable Cotton Project (SCP) in the United States. It does not involve organic and genetically modified cotton.
- **e³ Cotton:** it is a sustainable cotton crop of Bayer CropScience. This is not organic cotton.

Conclusion Remarks

There is no best cotton nowadays than the organic cotton. All other initiatives have a partial effect on human health and the environment, prohibiting the most dangerous pesticides, but allowing other toxic chemicals to be used in the cotton fields. The very high market demand for cotton textiles and apparel does not allow organic cotton to be the only way for cotton growth.

However, even the partial solutions, related to the initiatives of the *Preferred Cotton* segment, such as the ban on child labor and work of pregnant women in the cotton fields during or short after pesticides' spraying, the requirements for use of personal protective equipment and protection of underground water, are useful for preserving nature and people. However, consumers should know that only the organic cotton label on cotton textiles and apparel provides their support for organic farming worldwide.

References

5. Action, P. *The Deadly Chemicals in Cotton*. Environmental Justice Foundation in collaboration with Pesticide Action. London, UK: Development House, 2007.
6. Textile Exchange, *Quick Guide to Organic Cotton*, 2017.
7. Textile Exchange, *Organic Cotton Market Report*, 2017.
8. van Duijn, H., & Maas, M. *Organic Cotton's Threshold Moment*, 2017. Retrieved from http://www.organiccottonaccelerator.org/wp-content/uploads/dlm_uploads/2017/03/OCA-Organic-Cottons-Threshold-Moment-2017.pdf
9. Textile Exchange, *Preferred Fiber & Materials Market Report*, 2017. Retrieved from <https://textileexchange.org/downloads/2017-preferred-fiber-materials-market-report/>
10. Better Cotton Principles and Criteria. (2018). Retrieved from <https://bettercotton.org/about-better-cotton/better-cotton-standard-system/production-principles-and-criteria/>
11. Textile Exchange, *Organic Cotton: A Fiber Classification Guide*, 2017.
12. Cotton Incorporated. *The Classification of Cotton*. 2018.

Assoc. Prof. Radostina A. Angelova. MSc, PhD, DSc, Technical University of Sofia, Department of Textiles, phone +359 2 9652904, e-mail: joy_angels@abv.bg

Определяне на обема на извадката при измерване на геометричните характеристики на нишки и тъкани чрез микроскопиране

Диана Германова-Кръстева, Росица Стефанова

С помощта система на фирма Motic (Германия), включваща стереомикроскоп, цифрова камера и софтуер за заснемане и измерване на геометричните размери на изображенията са направени дигитални снимки на 12 броя тъкани. Измерени са диаметрите на основните и на вътъчните нишки, както и разстоянията между тях. Определени са необходимите обеми на извадката за получаване на желана точност на резултатите.

Ключови думи: неразрушителен анализ, микроскопиране, геометрични характеристики на нишки и тъкани, обем на извадката, доверителна грешка

Definition of the sample size by microscopic measuring the geometric characteristics of threads and fabrics

Diana Germanova-Krasteva, Rositsa Stefanova

With a system of Motic (Germany), including a stereomicroscope, a digital camera, and software for capturing and measuring geometric image sizes, digital images of 12 fabrics were obtained. The diameters of the warp and weft threads, as well as the distances between them, were measured. The required sample sizes are determined to obtain a desired accuracy of the results.

Keywords: non-destructive analysis, microscopy, geometry of threads and fabrics, sample size, confidence level

Въведение

В последните години, с масовото навлизане на компютърната техника, все по-широко приложение в различни области намират софтуерните продукти за заснемане на обекти и обработка на видеоизображенията им.

В областта на текстилните изпитвания този метод за измерване не е стандартизиран, но поради неразрушителния си характер се използва все по-често, още повече, че дава възможност да се измерят и геометрични характеристики, които по класическите методи на изпитване не могат да бъдат определени или се определят трудно, например площ на порите [3], параметри на нагъване на нишките при вработване, размери и наклон на примките на хавлиените тъкани [4-6], големина и форма на напречното сечение на нишките [7], геометрични и структурни промени при деформация [8] и т.н.

В зависимост от целта на изследването, към точността на определяните характеристики могат да се поставят различни изисквания. Понякога е достатъчно ориентировъчно определяне на характеристиките, в други случаи те трябва да бъдат определени с висока точност.

Точността на получените резултатите зависи както от точността на уреда, така и от редица грешки, които се допускат при измерване – случайни, груби и систематични [9].

При работа с микроскоп, точността на уреда се определя от разделителната способност на обектива δ [9]:

$$\delta = \frac{\lambda}{A}, \quad (1)$$

където λ е дължината на светлинната вълна, μm ;

A – числената апертура.

При работа със случайни величини, каквито са свойствата на текстилните материали, основната грешка, която се допуска, е статистическата грешка. Тя е резултат от факта, че се изпитва само част от генералната съвкупност, т. нар. извадка.

Математическата статистика ни дава възможност да оценим тази грешка, като се изчислява т.нар. доверителен интервал [10], показващ интервала на разсейване на статистическата оценка при избрана от нас доверителна вероятност (в текстилната практика най-често 95%).

Доверителният интервал на средната стойност се формира с помощта на доверителната грешка, чиято абсолютна стойност се изчислява като:

$$q = \frac{t_T \cdot S}{\sqrt{n}}, \quad (2)$$

където t_T е табулираната стойност на разпределението на Стюdent при ниво на значимост $\alpha = 0,05$, респ. доверителна вероятност $\gamma = 0,95$, и при степени на свобода $df = n - 1$;

n – броят на проведените опити;

S – средноквадратичното отклонение, определено на базата на проведените n на брой опити.

Доверителна грешка може да бъде изчислена и като процент от средната стойност:

$$p = \frac{q}{\bar{x}} \cdot 100 = \frac{t_T \cdot v}{\sqrt{n}}, \quad (3)$$

където \bar{x} е средната стойност от проведените n на брой опити;

$$v = \frac{S}{\bar{x}} \cdot 100 \text{ – вариационният коефициент.} \quad (4)$$

Поради относителния си характер, процентната доверителна грешка се използва често, особено в случаите, при които необходимият брой опити за изпитване се определя на базата на зададена максимална допустима грешка p_{max} . Например, при изпитване на здравината на прежди максималната допустима грешка обикновено е $p_{max} = 2 \div 3\%$. За показател като сук на преждата, тази стойност е $p_{max} = 5 \div 6\%$.

Оттук, съгласно зависимост (3), се определя и минималният брой изпитвания за гарантиране получаването на процентна доверителна грешка под допустимата:

$$n_{min} = \left(\frac{t_T \cdot v}{p_{max}} \right)^2. \quad (5)$$

Този подход ни позволява, след като направим относително по-малък брой измервания, да определим общия обем на извадката и след това само да допълним изпитването.

Цел на изследването

Целта е да се определи обема на извадката при измерване чрез микроскопиране на следните геометрични характеристики на нишки и тъкани – диаметър на основните и вътъчните нишки и гъстина на нишките в основно и вътъчно направление.

За постигане на целта са изпълнени следните задачи:

1. Избрани са групи тъкани с различен състав на влакната, респ. различна степен на разсейване на показателя „диаметър на нишката“ – естествени и химични, естествени от растителен и от животински произход, смес на естествени с химични влакна.
2. Чрез микроскопиране са измерени диаметрите на основните и на вътъчните нишки, както и разстоянията между тях, а от получените разстояния са калкулирани гъстините на нишките в бр.н./dm.

3. Определени са минималните обеми на извадките за гарантиране на процентна доверителна грешка в размер на 2, 3, 5 и 10% при измерване на диаметрите и гъстините на нишките.
4. Въз основа на направения анализ са дадени препоръки за работа.

Експериментална част

Изследванията са проведени с 4 групи тъкани:

- от естествени растителни материали - 100% П;
- от смес на естествени с химични влакна - П/ПЕ 50/50;
- от химични влакна и коприни – 100% ПЕ и 100% ВИ;
- от естествени животински влакна – 100% В.

Площните маси са определени от 3 проби с размери 10 x 10 cm, съгласно БДС EN 12127:2000 Материали текстилни. Платове. Определяне масата на единица площ, чрез използване на малки проби [11].

Гъстините на нишките са определени чрез изнищване на 5 cm от тъканта, съгласно БДС EN 1049-2:2002 Текстил. Тъкани платове. Конструкция. Методи за анализ. Част 2: Определяне броя на нишките на единица дължина (ISO 7211-2:1984). За определяне на гъстината на нишките в основно направление са направени по 3 измервания, а за вътъчно направление – 5.

В Таблица 1 са обобщени данните от измерванията, като получените средни стойности са закръглени до цяло число.

Таблица 1

Характеристики на изследваните тъкани

№	Състав	Площна маса, g/m ²	Гъстина на основните нишки, н./dm	Гъстина на вътъчните нишки, н./dm
1.1	100% П	115	225	195
1.2		225	330	140
1.3		200	500	280
2.1	П/ПЕ 50/50	115	300	280
2.2		164	400	330
2.3		175	320	300
3.1	100% ВИ	90	380	180
3.2	100% ПЕ	240	360	280
3.3	100% ВИ	240	600	180
4.1	100% В	200	280	260
4.2		250	180	160
4.3		170	320	280

За извършване на микроскопските измервания е използван бинокулярен микроскоп Moticam 2300 на фирма Motic (Германия), комплектуван с 3,2 Мрiх камера (Фиг. 1) и софтуер Motic Images Plus 2.0 за заснемане и измерване на геометрични размери на изображенията (Фиг. 2).

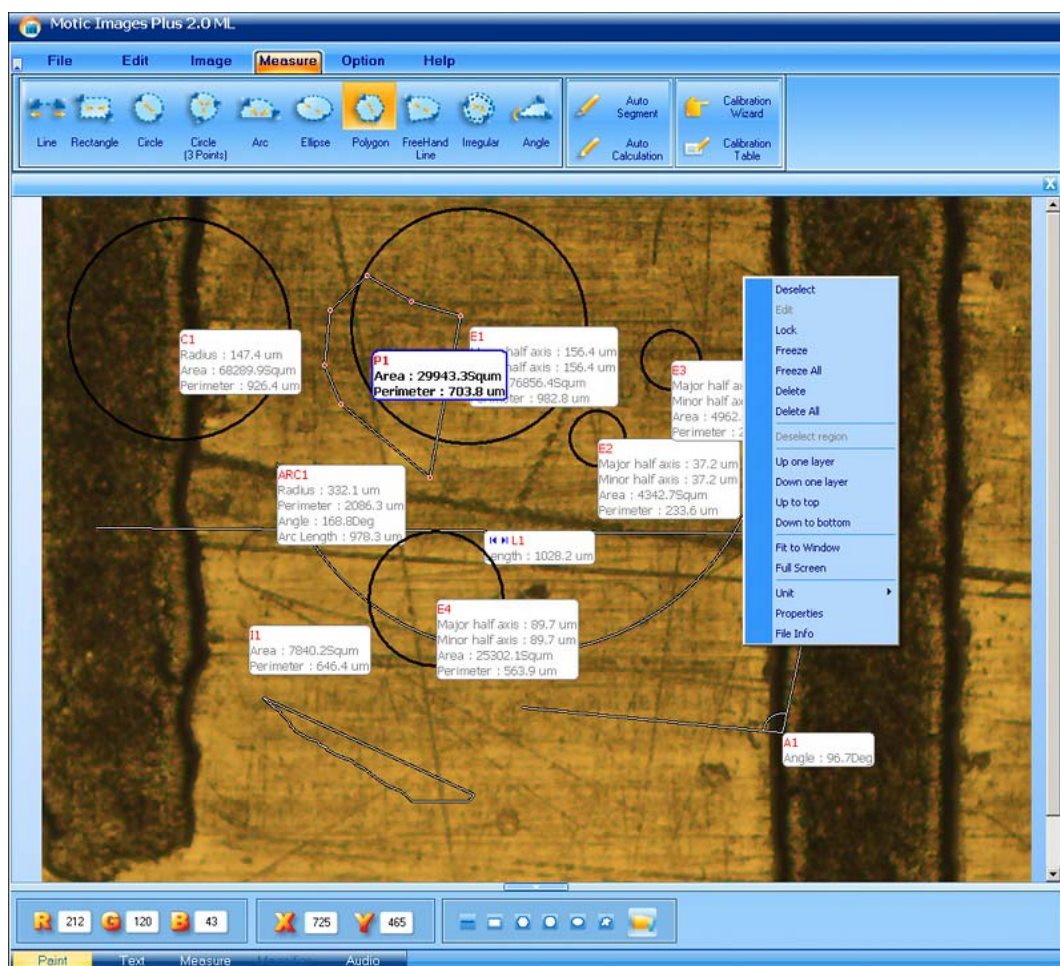
Микроскопът дава възможност за избор между следните степени на увеличение: 0,75x, 1x, 2x, 3x, 4x и 5x. Камерата има вградено увеличение 3,6x, което осигурява общо увеличение в границите на 2,7x до 18x.

За заснемане на тъканите структури са използвани увеличения, най-често в границите на 7,2x до 14x, в зависимост от гъстината на нишките и диаметрите.

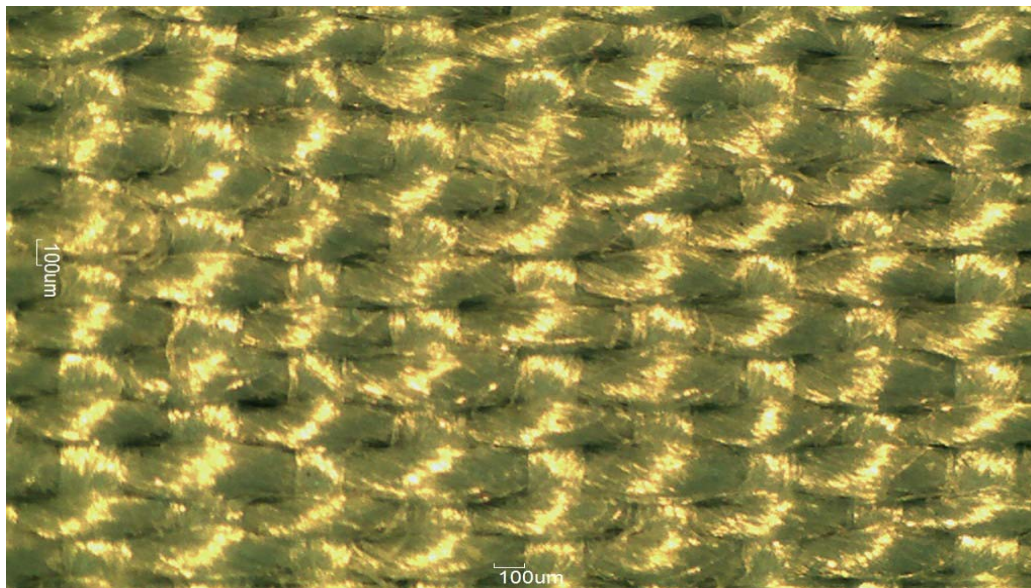
Първоначално са извършени по 20 измервания за всяка една от изследваните характеристики, като общият вид на едно микроскопско измерване е представен на Фиг. 3.



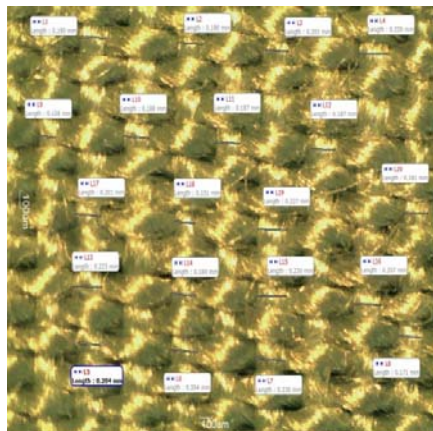
Фиг. 1 Общ вид на бинокулярен микроскоп и камера Moticam 2300



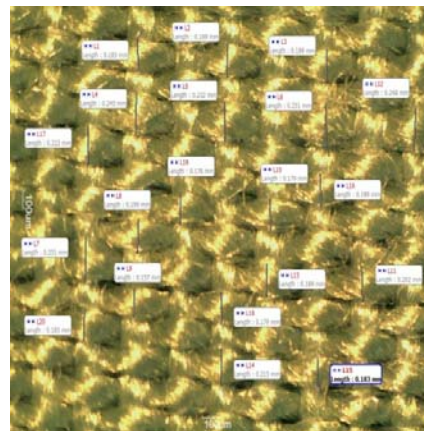
Фиг. 2 Общ вид на модула за измерване на софтуерния продукт Motic Images Plus 2.0



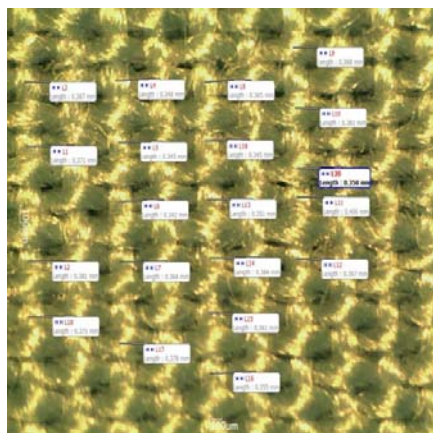
а) Общ вид на тъканта



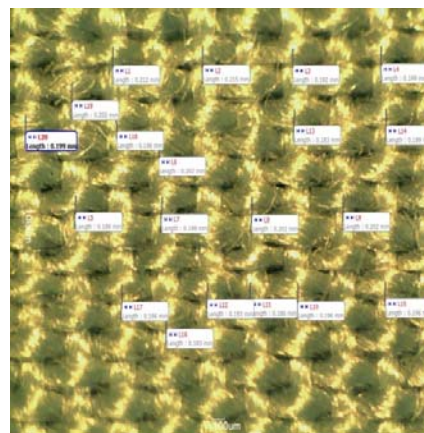
б) Измерване диаметра на основните нишки



в) Измерване диаметра на вътъчните нишки



г) Измерване на междусевите разстояния между основните нишки



д) Измерване на междусевите разстояния между вътъчните нишки

Фиг. 1 Общ вид на микроскопското измерване (Тъкан 2.1)

Получените стойности са експортирани към файлове в Excel, където са определени следните статистически оценки за измерваните показатели – средна стойност \bar{x} , вариационен коефициент v и процентна доверителна грешка p .

От измерените междусеви разстояния l в mm са преизчислени гъстините на нишките P в бр.н./dm:

$$P = \frac{100}{l}. \quad (7)$$

Резултатите са обобщени в Таблица 2.

Таблица 2

Резултати от микроскопските изследвания

Оценка	Диаметър на основните нишки, mm	Диаметър на вътъчните нишки, mm	Междусево разстояние основни нишки, mm	Междусево разстояние вътъчни нишки, mm	Гъстина на основните нишки, н./dm	Гъстина на вътъчните нишки, н./dm
Тъкан 1.1						
\bar{x}	0,24	0,25	0,482	0,496	207	202
v	10,17	18,16	4,24	5,84		
p	4,76	8,50	1,99	2,73		
Тъкан 1.2						
\bar{x}	0,28	0,33	0,287	0,522	348	192
v	15,93	19,03	5,64	8,97		
p	7,45	8,91	2,64	4,20		
Тъкан 1.3						
\bar{x}	0,17	0,24	0,245	0,381	408	262
v	6,13	14,78	10,31	13,13		
p	2,87	6,92	4,82	6,15		
Тъкан 2.1						
\bar{x}	0,14	0,15	0,326	0,366	307	273
v	13,13	14,18	4,28	4,28		
p	6,22	6,63	2,00	2,00		
Тъкан 2.2						
\bar{x}	0,19	0,20	0,204	0,264	490	379
v	14,90	15,36	11,17	10,36		
p	6,97	7,19	5,23	4,85		
Тъкан 2.3						
\bar{x}	0,16	0,26	0,294	0,354	340	282
v	11,71	12,41	12,81	9,11		

Оценка	Диаметър на основните нишки, mm	Диаметър на вътъчните нишки, mm	Междусево разстояние основни нишки, mm	Междусево разстояние вътъчни нишки, mm	Гъстина на основните нишки, н./dm	Гъстина на вътъчните нишки, н./dm
ρ	5,48	5,81	5,99	4,27		
Тъкан 3.1						
\bar{x}	0,135	0,17	0,253	0,565	395	177
v	8,76	5,41	4,38	10,97		
ρ	4,10	2,53	2,05	5,14		
Тъкан 3.2						
\bar{x}	0,26	0,33	0,212	0,361	472	277
v	3,41	8,34	3,26	8,33		
ρ	1,60	3,90	1,53	3,90		
Тъкан 3.3						
\bar{x}	0,2	0,32	0,175	0,526	571	190
v	7,25	8,15	5,17	6,27		
ρ	3,39	4,45	2,42	2,93		
Тъкан 4.1						
\bar{x}	0,28	0,3	0,325	0,411	308	243
v	12,46	18,41	3,95	18,17		
ρ	5,83	8,62	1,85	8,50		
Тъкан 4.2						
\bar{x}	0,32	0,38	0,529	0,619	189	162
v	16,73	20,90	4,35	15,07		
ρ	7,83	9,78	2,04	7,05		
Тъкан 4.3						
\bar{x}	0,21	0,22	0,299	0,325	334	308
v	5,42	7,15	5,07	8,18		
ρ	2,54	3,35	2,37	3,83		

За гъстините на нишките статистически оценки не са определяни, тъй като те са преизчислени от измерените междусеви разстояния и съотв. имат същите относителни оценки – вариационни коефициенти и процентни доверителни грешки.

Съгласно формула (5) са определени минималните обеми на извадките за получаване на доверителна грешка, по-малка от 2, 3, 5 и 10%. За всеки показател получените стойности са усреднени по групи тъкани.

Резултатите са обобщени в Таблица 3.

Таблица 3

Минимален брой опити за осигуряване на доверителна грешка, по-малка от p_{max}

X-ка	Диаметър на основни нишки				Диаметър на вътъчни нишки				Гъстина на основни нишки				Гъстина на вътъчни нишки			
	$p_{max}, \%$	2	3	5	10	2	3	5	10	2	3	5	10	2	3	5
Тъкани от 100%П																
n_{min}	144	64	23	6	332	148	53	13	57	25	9	2	105	47	17	4
Тъкани от П/ПЕ 50/50																
n_{min}	194	86	31	8	216	96	35	9	112	50	18	4	76	34	12	3
Тъкани от ХВ																
n_{min}	51	23	8	2	60	27	10	2	21	9	3	1	84	37	13	3
Тъкани от 100% В																
n_{min}	170	75	27	7	302	134	48	12	22	10	4	1	228	101	36	9

Анализ на получените резултати

Резултатите ясно показват, че природата на влакната и тяхната неравномерност оказват влияние върху неравномерността по диаметър на нишките и гъстините. Логично, най-малко разсейване, респ. най-малък брой опити е необходим при определянето им за тъкани от 100% химични влакна, а най-голям – при естествените влакна от животински произход (100% В). По-малко е разсейването и съотв. по-малък брой опити е необходим за естествените влакна от растителен произход (100% П). Материалите от смес П/ПЕ заемат междинно място между тези от 100% П и 100% ХВ.

Ако разделим нивата на точност на измерване на характеристиките на: грубо определяне ($p_{max} = 10\%$), средноточно ($p_{max} = 5\%$), точно ($p_{max} = 3\%$) и свръхточно ($p_{max} = 2\%$), се вижда, че за средноточно определяне на диаметъра на нишките са необходими между 8 и 53 измервания, което е една извадка с нормален обем. Повишаването на точността до 3% води до почти трикратно повишаване на броя на опитите. Минималното повишаване на точността (с още 1%) до ниво свръхточност ($p_{max} = 2\%$) води до над два пъти увеличаване на броя на опитите. В някои случаи, като определяне на диаметър на вътъчни нишки от естествени влакна, необходимият брой на опитите надхвърля 300.

Друга закономерност, която се наблюдава, е, че разсейването на вътъчните нишки по диаметър е по-голямо от това на основните. Причината е, че при тъкане и формиране на тъкачна структура те се деформират повече, тъй като са по-слабо усукани и имат по-голям коефициент на вработване. При определяне на диаметъра на вътъчната нишка чрез микроскопиране за получаване на средна стойност с еднаква точност са необходими средно два пъти повече опити, отколкото при основните.

По отношение на измерванията за определяне на гъстините на нишките в основно и вътъчно направление, очевидно е, че това са показатели, които се разсейват значително по-малко и следователно се нуждаят от по-малко наблюдения.

За гарантиране получаването на съответните максимално допустими грешки са необходими средно три пъти по-малко опити в сравнение с тези за определяне на диаметъра на нишките. Впечатление прави, че са налице същите закономерности, които се наблюдават и при диаметрите на нишките по отношение на влиянието на състава на нишките, вида (основни или вътъчни) и градиента на нарастване на броя на опитите при повишаване на точността.

Заклучение

Проведено е изследване, което позволява да се направят точни препоръки по отношение на обема на извадката за определяне на диаметър и гъстина на нишките чрез микроскопиране на тъкана проба (Таблица 3). Направени са калкулации за 4 нива на точност, с отчитане на вида на показателя, вида на нишката и състава ѝ.

Препоръките могат да бъдат обобщени по следния начин: за гарантиране на средноточно ($p_{max} = 5\%$) определяне на диаметъра на основни нишки са необходими минимум 30 измервания, а за вътъчни – 50; за гъстина на нишките в основно направление – 20 измервания на междуосевите разстояния, а за вътъчно направление – 40.

Литература

- 1.БДС EN 1049-2:2002 Текстил. Тъкани платове. Конструкция. Методи за анализ. Част 2: Определяне броя на нишките на единица дължина (ISO 7211-2:1984).
- 2.ISO 7211-5:1984 Textiles - Woven fabrics - Construction - Methods of analysis - Part 5: Determination of linear density of yarn removed from fabric.
- 3.Angelova, R.A., Determination of the pore size of woven structures through image analysis, Central European Journal of Engineering, Vol. 2 (2012), Iss. 1, pp. 129-135.
- 4.Nikolov N., D. Germanova-Krasteva, G. Kandzhikova. Development of a 3D Model of Terry Fabric, International Journal of Clothing Science and Technology, Vol. 24 (2012), Iss. 4, pp. 237-250.
- 5.Николов Н., Д. Германова-Кръстева. Метод за компютърно моделиране на поведението на хавлиени тъкани при компресия, Общотекстилна конференция 2014 „Иновации в текстила и облеклото“, Сборник доклади, том I, стр. 142-157.
- 6.Nikolov N., D. Germanova-Krasteva, Some Problems in Simulation Modeling of Terry Fabrics, Journal of Multidisciplinary Engineering Science and Technology, Vol. 1 (2014), Iss. 5, pp. 348-363.
- 7.Afrashteh S. et al., Geometrical parameters of yarn cross-section in plain woven fabric, Indian Journal of Fibre & Textile Research, Vol. 38, June 2013, pp. 126-131.
- 8.Chang S.H. et al., Microscopic investigation of tow geometry of a dry satin weave fabric during deformation, Composites Science and Technology, Vol. 63 (2003), Iss. 1, pp. 99–111.
- 9.Митова Б., Д. Германова-Кръстева. Ръководство за лабораторни упражнения по текстилни изпитвания, Печатна база на ТУ-София, 1995.
- 10.Германова-Кръстева Д., Учебник по Текстилни изпитвания и анализ, Издателство на Технически университет-София, С., 2012.
- 11.БДС EN 12127:2000 Материали текстилни. Платове. Определяне масата на единица площ, чрез използване на малки проби.

проф. д-р Диана Германова-Кръстева, ТУ–София, катедра „Текстилна техника“, тел. 02 965 36 29, e-mail: dianakra@tu-sofia.bg

маг. инж. Росица Стефанова, ТУ–София, катедра „Текстилна техника“, e-mail: rstv@mail.com

Изследване на влагопреноса на иглонабити прахови филтри

Маргарита Незнакомова, Диана Германова-Кръстева

Нетъканите иглонабити материали имат голямо приложение за производство на ръкавни прахови филтри за предприятията от металургията, при производството на цимент, в хранителната и текстилна промишленост. Благодарение на порестата си влакнеста структура и това, че могат да бъдат произведени от много широка гама влакна, дават възможност за термична обработка и различни типове модификация - химична, физична, физико-химична или различни комбинации от трите. Поради това те заемат лидерско положение в сектора за очистване на газовъздушни среди от прах.

За качествено протичане на процеса „прахозадържане“ от особено значение е влагосъдържанието и влагопреносът в обема на нетъкания материал (НТМ). Един от начините да се определи влагата в обема на НТМ е изследване на капилляртивността и влагоотделянето.

В работата са изследвани два стандартни прахови филтъра от 100% полиетилентерефалатни влакна (ПЕТ) - 3,4 dtex /57mm и 6,7 dtex /57mm и площна маса $300 \div 400 \text{ g/m}^2$.

Ключови думи: иглонабит нетъкан текстилен материал, прахови филтри, капилляртивност, влагоотдаване

Study of the moisture transfer of needle-punched dust filters

Margarita Neznakomova, Diana Germanova-Krasteva

Needle-punched nonwoven materials are widely used for production of sleeve-like dust filters for metallurgy, cement, food and textile industries. Due to their porous fibrous structure and the fact that they can be manufactured from a very wide range of fibers, they allow a thermal treatment and different types of modification - chemical, physical, physical-chemical or different combinations of them. That is why they occupy the leading position in the air-dust removal sector.

The moisture content and transfer in the nonwoven material volume have great importance for the quality of the "dust retention" process. Possible way to determine moisture content in the nonwoven volume is to study the capillary activity and the moisture release.

Two standard dust filters from 100% polyethylene terephthalate (PET) - 3.4 dtex / 57mm and 6.7 dtex / 57mm with $300 \div 400 \text{ g/m}^2$ mass per unit area were tested.

Keywords: needle-punched nonwovens, dust filters, capillary activity, moisture release

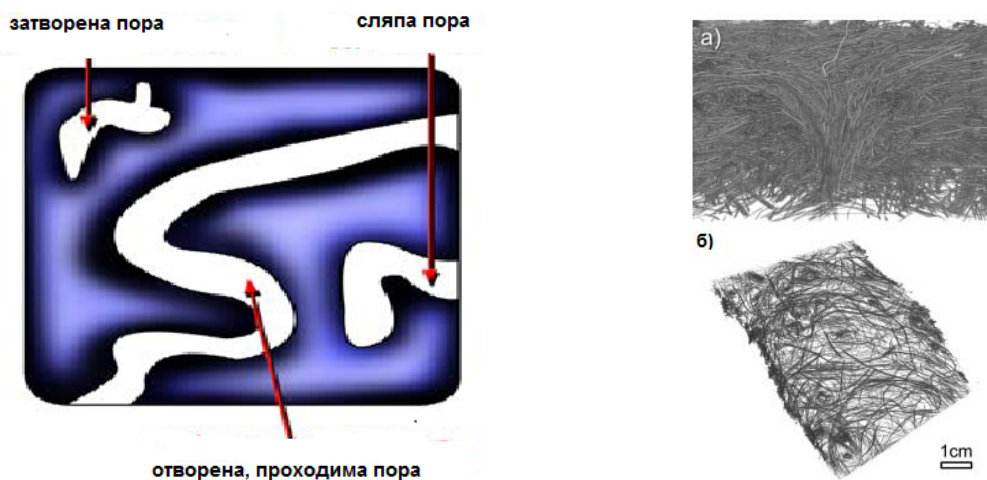
Въведение

Иглонабитите нетъкани материали (НТМ) имат голямо приложение за производство на ръкавни прахови филтри за предприятията от металургията, при производството на цимент, в хранителната и текстилна промишленост. Те имат порестата влакнеста структура, могат да бъдат произведени от много широка гама влакна, дават възможност за термична обработка и различни типове модификация - химична, физична, физико-химична или различни комбинации от трите, което позволява да се предадат богата гама допълнителни специални свойства в съответствие с изискванията на потребителите. Това е причината те да имат лидерско положение в сектора за очистване на газовъздушни среди от прах. Иглонабитите НТМ имат ниско аеродинамично съпротивление, високи въздухопропускливост,

прахозадържане и ефективност при почистването на газовъздушни среди – в това число и горещи, от прах и аерозоли. Имат добри физико-механични показатели, които могат да бъдат модифицирани в широки граници чрез защитни химични обработки, въвеждане на каркас или избор на влакна.

За качествено протичане на процеса на прахозадържане, от особено значение е влагосъдържанието и влагопреносът в обема на нетъкания материал. Ефективността на филтърната среда зависи от размера на порите и тяхното разпределение, въздухопропускливостта и пропускливостта на течности. Влияние оказват също така натоварването на повърхността при прехода на флуида, неговата температура, околната среда и размерът на площта на преградата.

Това, което усложнява изследването на иглонабитите НТМ, е голямото разнообразие на порите в техния обем и тяхната ориентация, което е резултат от характера на технологията. Наблюдават се отворени, затворени и слепи пори, както е показано на Фиг. 1.



Фиг. 1 Схематично представяне и СЕМ снимка на порестата структура на иглонабит НТМ

а) напречен срез; б) надлъжен срез

Един от най точните методи за определяне на проходимостта на филтрите е живачната порометрия – метод, изискващ специална апаратура [1-3]. Същата характеристика може да бъде измерена и чрез различни други техники, които дават предварителна представа за влиянието на определени параметри на филтърната среда върху нейната ефективност.

Един от начините да се определи влиянието на съдържанието на влага във филтрувания флуид върху филтърния материал, е паралелното изследване на капилляривността и влагоотделянето.

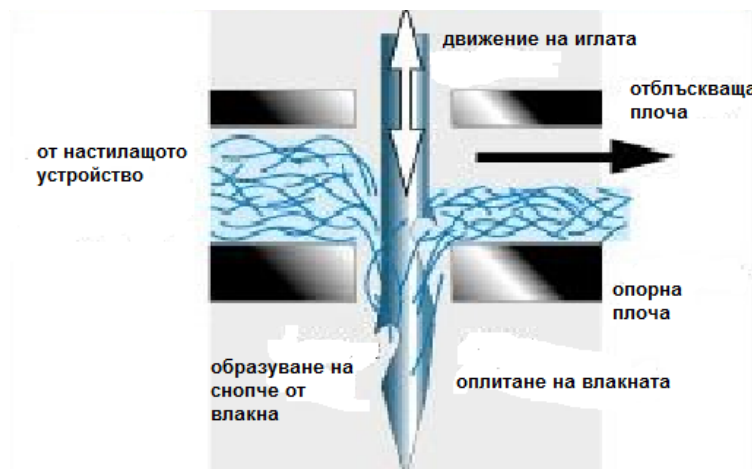
Капилляривността е физико-химично явление, което се определя от размерите на капиллярите на дадено изделие и се наблюдава, когато адхезията към стените на капиллярата е по-силна от кохезионната сила на молекулите на течността. Влагоотделянето показва скоростта на дифузията в обема на нетъкания текстил. И в двата случая изследването е извършено до установяване на сорбционно равновесие.

Целта на настоящата работа е да се определи влиянието на линейната плътност на използваните ПЕТ влакна върху процеса на влагопренос и количеството равновесна влага в нетъкан текстил, използван за получаване на ръкавни прахови филтри.

Материали и методи за изследване

Изследвани са два иглонабити материала П1 и П2, получени при еднакви технологични условия от ПЕТ влакна с дължина 57 mm и линейна плътност, съотв. 3,4 dtex и 6,7 dtex. Те

имат площна маса в рамките на $300 \div 400 \text{ g/m}^2$ и са получени при стандартен процес на иглонабиване, схематично показан на Фиг. 2.



Фиг. 2 Характерно оплитане на влакната в резултат на движението на иглата

Таблица 1

Условия на иглонабиване		
Проба	П1	П2
Честота на иглонабиване(пробождания за min)	200	240
Дълбочина на иглонабиване (mm)	9	9
Време за пробождане	2	2
Здравина до скъсване MD(MPa)	0.68	0.88
Здравина до скъсване CD (MPa)	0.25	0.28

Здравината на материалите по дължина и широчина на машината е определена на динамометър (INSTRON 3369). Взети са 10 проби (по 5 в двете направления) с размери $50 \times 200 \text{ mm}$, на разстояние 100 cm една от друга.

Капилярната активност е изследвана тегловно върху правоъгълни проби $3 \times 9 \text{ cm}$, с 0.1% разтвор на метиленово синьо, а влагоотделянето - с електронен влагомер Sartorius MA-30 при температура на сушене 80°C . Тегловното изменение на масата е изследвано след 24 часа влагопоемане при 100% влажност на въздуха.

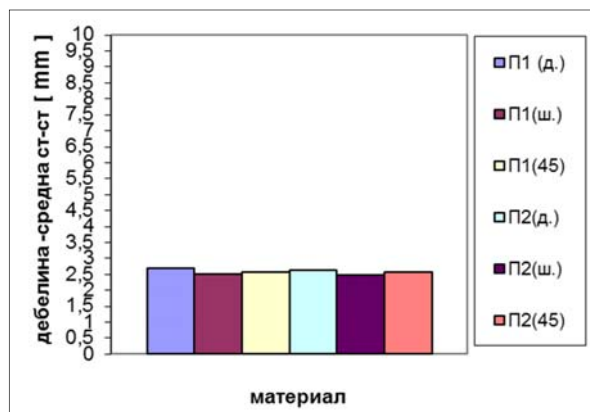
Дебелината е определена съгласно EN ISO 5084.

Диапазонът на изменение на повърхностната плътност е в рамките на $\pm 5\%$.

За намаляване на неравномерността на изследваните показатели, изследваните образци са взети от една партида. Измерванията са проведени в помещение при относителна влажност на въздуха $40 \div 60\%$ и температура $20 \div 25^\circ\text{C}$.

Анализ на получените резултати

Добре известно е, че иглонабитите НТМ имат определена неравномерност по дължина и напречно на машината. Изследваните проби, тъй като са предназначени за филтърни среди, са равномерни, което може да се види от Фиг. 3.



Фиг.3 Дебелина на измерените проби

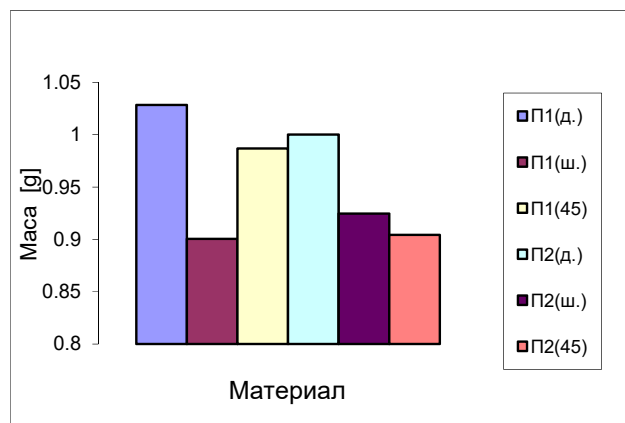
Наблюдава се достатъчно еднородно разпределение по дебелина на изследваните проби. Извършена е статистическа проверка за оценка на влиянието на посоката на измерване върху дебелината. Статистическите оценки за дебелините, измерени по дължина, широчина и под 45° спрямо посоката на движение на материала в машината са представени в Табл. 2. Проверката не установи разлика в дебелините при промяна на посоката на измерване. Не бе установена и статистическа разлика между дебелините на двата материала.

Таблица 2

Разпределение по дебелина на изследваните проби

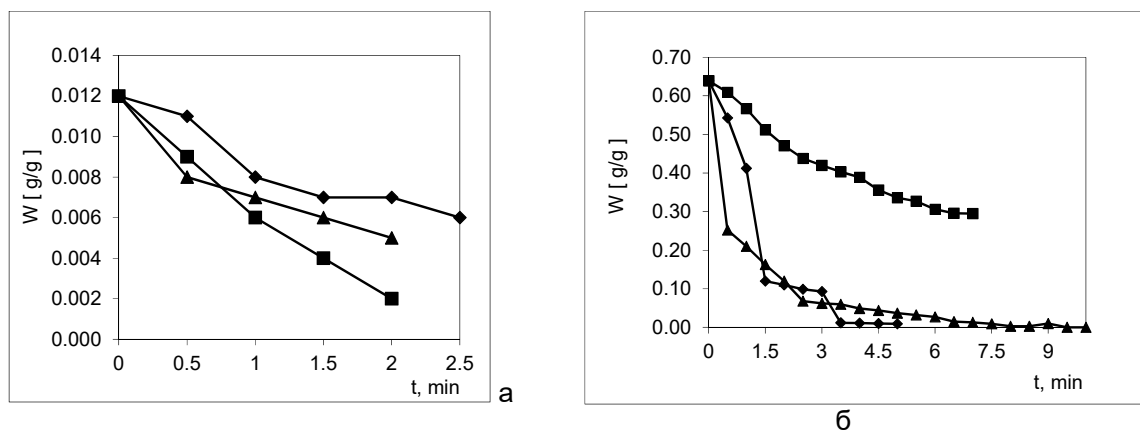
П1	Дължина	Широчина	Под 45°	П2	Дължина	Широчина	Под 45°
\bar{x} , mm	2,69	2,52	2,58	\bar{x} , mm	2,64	2,48	2,57
S , mm	0,012	0,93	0,024	S , mm	0,058	0,043	0,042
v , %	0,45	3,69	0,93	v , %	2,19	1,73	1,63
q , mm	0,029	0,232	0,060	q , mm	0,144	0,107	0,104
p , %	1,08	9,21	2,33	p , %	5,45	4,31	4,05

Аналогични резултати бяха получени и за разпределението по маса на изследваните проби (Фиг. 4). По този начин са изключени всички странични фактори и определяните капиллярнактивност и влагоотделяне зависят само от линейната плътност на влакната.



Фиг. 4 Маса на измерените проби

Влагопоемането е параметър, който зависи от вида на влакната, от тяхната линейна плътност, но и от свободния обем на пробата, т.е. от количеството отворени и слепи пори. Колкото по-голямо е количеството на отворените порите с ориентация по дебелина на изделието, толкова дифузията на влагата към повърхността на пробата, така и на аерозола, който се очисти, е по-облекчена. Този параметър е и показател за свободния обем на преградата и съпротивлението на движението на флуида.



Фиг. 5 Влагоотделяне при материал П1 – 3,4 dtex (а) и П2 - 6,7 dtex (б)

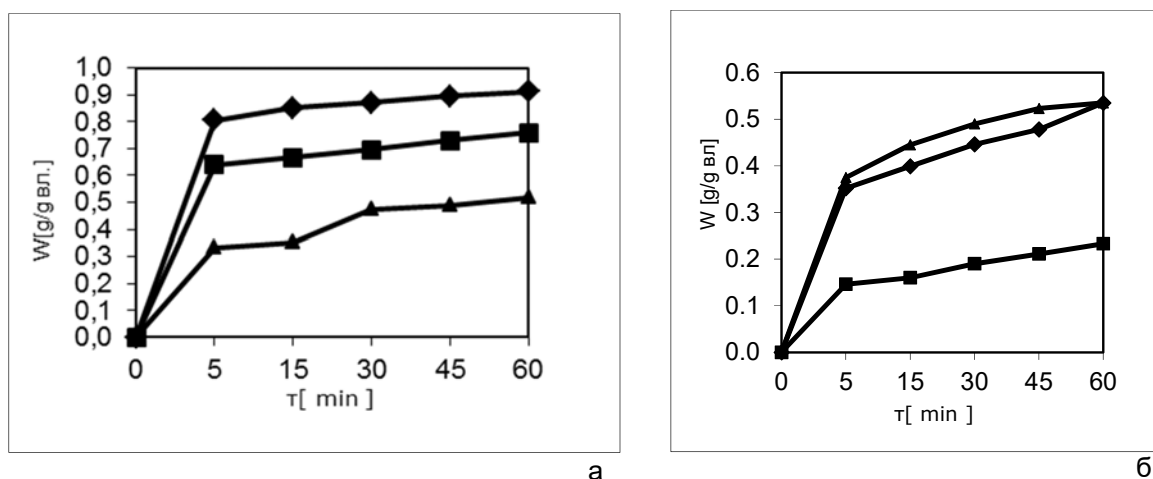
◆ - по дължина; ■ - по широчина; Δ - под 45°

Фиг. 5 показва, че при П1 (от по-фини влакна) отделянето на влагата е постепенно. Не се установява голяма разлика в зависимост от направлението на изрязване на пробата, което говори за по-голяма равномерност на разпределение на влакната в трите изследвани направления. При пробите от по-фини влакна изпарението е по-равномерно. Освен това, при проба П1 изпарението на влагата при различните направления на изрязване на пробата е незначително, което показва, че в този случай се получава по-равномерна пореста структура. Средното количество отделена влага е 6% и се отделя до четвъртата минута.

Различно е поведението на материала, получен от влакна с линейна плътност 6,7 dtex. Наблюдава се значителна разлика при проби, изрязани по широчина. Тази неравномерност се дължи на по-голямото съпротивление на влакната с по-голям диаметър при преплитането в резултат на движението на иглата (Фиг. 2). Поради по-малката сумарна повърхност на влакната, скоростта на сушене е по-голяма и дифузията от вътрешността към повърхността се осъществява по-бързо, вероятно поради по-голямото количество достъпни пори. В този

случай основното количество влага (4%) се отделя до втората минута. Капилярите са с по-голям диаметър, което облекчава процеса на преход на аерозолната смес през преградата поради намаленото аеродинамично съпротивление. Това трябва да се има предвид при избора на НТМ за прахови ръкавни филтри.

Резултатите от определянето на капилярактивността потвърждават казаното дотук – НТМ, получен от влакна с линейна плътност 3,4 dtex е по-равномерен и диаметърът на порите е по-малък, което позволява повишаване на нивото на течността в обема на пробата в по-голяма степен, за едно и също време. Потвърждава се и отчетената повишена равномерност на нетъкания текстил. Всичко това трябва да се има предвид при избора на влакна за изработване на прахови филтри. Линейната плътност на влакната от един и същ вид, също трябва да се има предвид, когато аерозолът, който се филтрува, има хидрофилен или хидрофобен характер.



Фиг. 6 Капилярактивност при материал П1 – 3,4 dtex (а) и П2 - 6,7 dtex (б)

◆ - по дължина; ■ - по широчина; Δ - под 45°

Изводи

Основните изводи, които могат да се направят на базата на проведените експериментални изследвания са:

1. Изменението на линейната плътност на ПЕТ влакната при получаване на иглонабит материал, предназначен за прахови филтри, при едни и същи параметри на процеса не влияе върху дебелината на получаваната филтърна преграда, но влияе значително върху влагоотделянето и капилярната активност на материала, поради разликата в морфологията му.

2. Установено е, че при използване на по-груби влакна влагоотделянето се извършва по-бързо, но дифузията във вътрешността е забавена поради по-големия диаметър на образуваните пори. Това се дължи вероятно на разликата в количеството отворени, затворени и слепи пори, което с помощта на използваните два метода не може да бъде определено.

3. При използване на влакна от един и същ вид, линейната им плътност влияе върху равномерността на филтърната материя в различните направление (по дължина, широчина и 45°). Това трябва да се има предвид при разкрояването, като се отчита конструкцията на филтърната инсталация.

Литература

1. Gupta V., A.K. Jena, Substitution of Alcohol in Porometers for Bubble Point Determination, Advances in Filtration and Separation Technology, American Filtration and Separation Society, Vol.13b, 1999, pp. 833-844.
2. Gupta V., A.K. Jena, Effects of Compression on Porosity of Filter Materials, Advances in Filtration and Separation Technology, American Filtration and Separation Society, Vol.13a, 1999, pp. 10-17.
3. Jena A.K., K. Gupta, Accuracy and Reproducibility of Pore Size Determined by Flow Porometry, Presented at the 14th Annual Technical Conference, The American Filtration & Separation Society, May 1-4, 2001, Tampa, Florida.

проф. д-р Маргарита Незнакомова, ТУ-София, катедра „Текстилна техника“, тел. 0895581537, e-mail: mpn@tu-sofia.bg

проф. д-р Диана Германова-Кръстева, ТУ–София, катедра „Текстилна техника“, тел. 02 965 27 92, e-mail: dianakra@tu-sofia.bg

Изследване адхезията на фенолформалдехидна смола и поливинилбутирал към арамидни тъкани

Сашо Александров

Извършени са изследвания за определяне на оптималните технологични параметри, температура, налягане, време в процеса на трансферирането на полимерни свързващи вещества върху арамидни тъкани.

Ключови думи: текстил, арамидни влакна, полимерни свързващи вещества

Research upon the adhesive capabilities of phenol formaldehyde resin and polyvinyl butyral to aramid fibers

Sasho Aleksandrov

Studies have been conducted to determine the optimal technological parameters, temperature, pressure, time of transfer of polymeric binders on aramid fibers.

Keywords: textile, aramid fibers, polymer binders

Въведение

Композитните материали са неделима част от нашето ежедневие. Леките автомобили, камионите, яхтите и лодките, ветрогенераторите и самолетите са направени предимно от такива материали. Олекотяването на конструкцията, издръжливостта, изключително голямата механична здравина и възможностите за креативен дизайн са само част от предимствата, които осигуряват композитните материали. Тяхното получаване се осъществява чрез предварителното изработване на импрегнирани с полимерни смоли тъкани (препрег материали) и последваща термична обработка.

Методична част

Именно затова свързването, адхезията на смолите към влакната, в случая към арамидните влакна, представлява особен интерес за изследване и определяне.

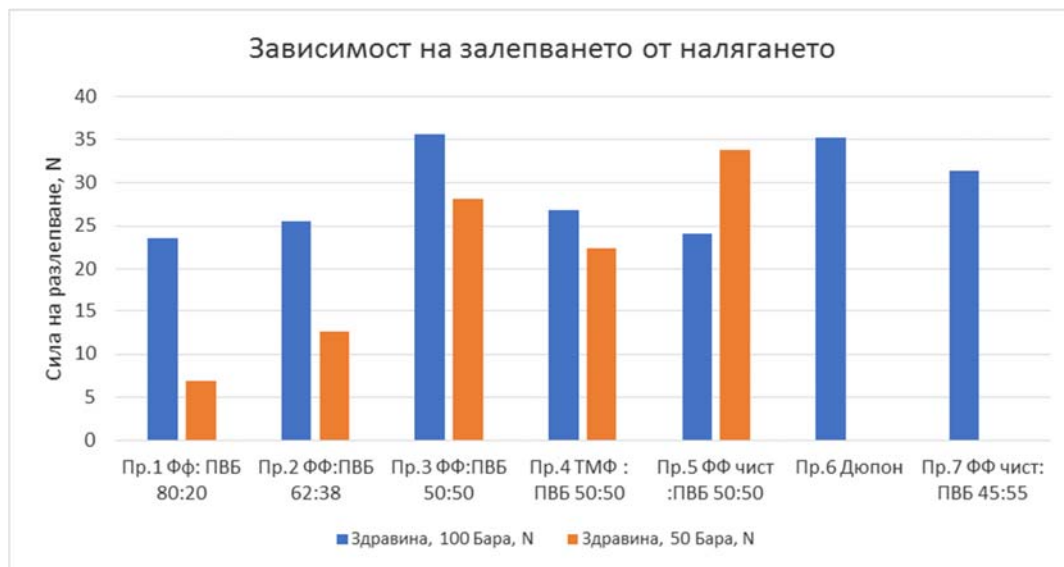
Използвана е арамидна тъкан ALKEX с площна маса 410 g/m^2 , сплитка лито, гъстина 70 н./dm по основа и по вътък. Линейната плътност на влакната е 3400 dtex. Изследвани са физико-механичните показатели на получените мострени тъкани ALKEX HT и ALKEX REG за производство на препрег материалите.

Използвани са смес от фенолформалдехидни смоли (ФФ) [1] и поливинилбутирал (ПВБ) [2] в съотношения, които са дадени в таблиците. За сравнение са използвани готови препрег материали от фирмите „Дюпон“ и „Тейджин“, ламинирани едностранно с подобни модифицирани ПВБ смоли.

Експериментална част

Изследвани са влиянието на налягането при термообработката и съотношението между ФФ смоли и ПВБ. Времето и температурата на обработката са достатъчно добре изследвани в други разработки [4] и затова тук не ги сравняваме. Като критерии за залепването прилагаме стандарт ASTM D 1876-01 [3]. Изследванията показват, че здравината на залепването (около 35 N средно) е сравнима при използването на смоли от ПВБ и ФФ в съотношение 50:50 и 55:45. Разлика се появява в по-равномерното залепване при Дюпон материалите, тъй като те са с нанесен равномерен полимерен филм, докато при опитните материали смолата се

нанася повърхностно, чрез промазване и естествено има неравномерност. Това се отразява на дисперсията на здравините и отклонението от средната стойност.



Фиг. 1 Зависимост на залепването от налягането при пресоването

Естествено, по-високото налягане се отразява положително на залепването. Това се потвърждава при всичките съотношения на композиционните материали. Повече от 100 bar налягане не е необходимо.

Пресоването се извършва по следната схема: Материалите се поставят в пресата и се включва подгръването, като налягането е само 10 bar. Така се дава възможност за активиране на реакционноспособните групи в композицията. При достигане на работната температура -165°C, определена от почти всички производители на препрег материали, се извършва едно обезгазяване в продължение на 1-2 s и налягането се вдига до 100 bar. Пресоването се извършва в продължение на 10 min и след това се включва охлаждане на матрицата до 70°C.

Резултатите от проведените сравнителни изпитвания показват, че с времето полимерните разтвори губят лепилните си качества (пр.9 и пр.11) и нямат адхезивни свойства (Фиг. 1 и 2). Загубили са реактивоспособност. Това определя един срок за използване на приготвени разтвори около 30-45 дни. Чистите полимери – Бутвар и Мовитал не дават добро залепване (Фиг. 3). Здравината е много малка. Както се вижда, пр.12 и пр.13 (Фиг. 3) имат добро залепване. Здравините са сравнително близки между различните фирмени продукти - 35-45 N. Сравнението с различни съотношение на ПВБ и ФФ показват, че има известно нарастване на здравината при 30 % съдържание на ФФ в композицията. По-високото съдържание вече намалява здравината. Това се наблюдава при всичките опити, въпреки литературната информация за оптимални съотношения 50:50.

Едно от основните направления в приложението на тези композиционни материали е производството на бронезилетки, като целта е производството на по-лека жилетка, която да осигурява максимален комфорт, както и оптимална защита на ползвателя. Такива жилетки изискват използването на меки, леки и гъвкави балистично устойчиви материали. В тази връзка материалите бяха подложени на изследване на тяхната балистична устойчивост съгласно стандарт Ballistic Test Method for Personal Armour Materials and Combat Clothing, STANAG 2920 Ed.3. Определено е V50 с имитатор на осколки при условия на околната среда 200°C и относителна влажност 81,0±1,5. Стрелбата е проведена с калибър на цевта 7,62x39 mm, имитатор на осколки А3/7623 с маса (1,102 ±

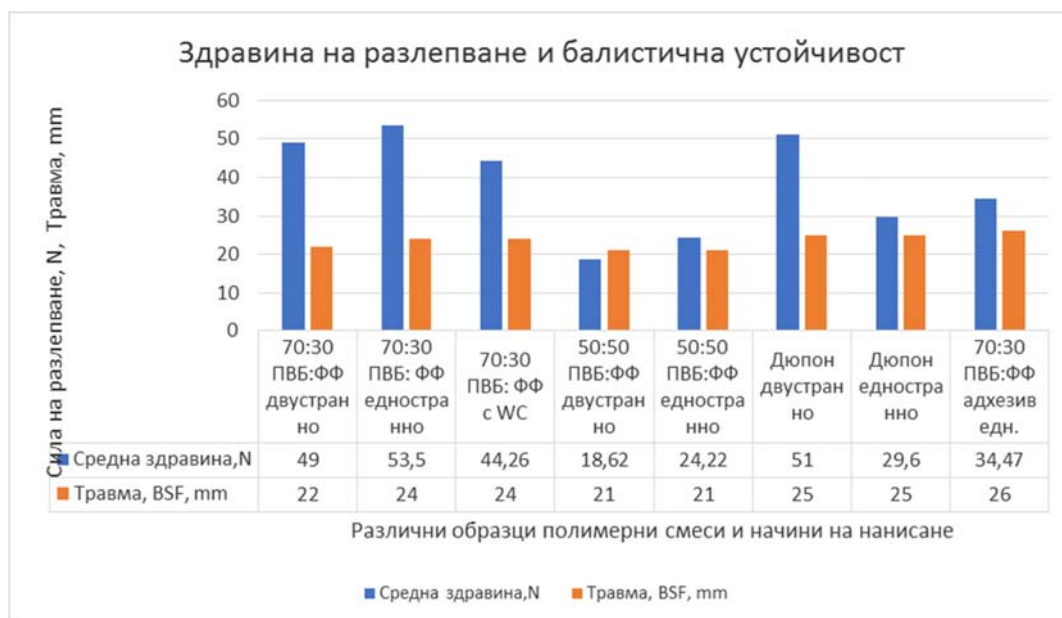
0,02) g, насочване на цевта 00 ± 10 , разстояние между края на цевта и панела $5 \text{ m} \pm 50 \text{ mm}$, брой на разчетените изстрели - три пробити и три непробити. Разстояние между попаденията $>30 \text{ mm}$. Сравнителните резултати са показани на Фиг. 4.



Фиг. 2 Сравнителни показатели за адхезия на различни полимерни смоли



Фиг. 3 Сравнителни показатели за адхезия на различни видове поливинилбутирал: Бутвар (ПВБ) и Мовитал (ПВМ)



Фиг. 4 Сравнителни показатели за здравина на разлепване и балистична устойчивост

Заклучителна част

От проведените изпитвания на така анализирани композитни системи може да бъде направено заключението, че балистичната устойчивост и якостта на материалите се променя с изменението на съотношенията на полимерната матрица от поливинилбутирал и фенолформалдехидни смоли. Като добро съотношение между тях може да се приеме 2:1; 2,5:1.

Литература

1. <http://www.hexion.com/>
2. www.kevlar.com DuPont KEVLAR®
3. ASTM D 1876-01 Standard Test Method for Peel Resistance of Adhesives (T-Peel Test)
4. Александров С., Кр. Костова, П. Генчева, Получаване на влакнести композиционни материали чрез трансфер на полимерно свързващо вещество, XXII научна конференция с международно участие ЕМФ 2017, Сборник доклади, Том II, ISSN 1314-5371, стр. 101-104.

доц. д-р Сашо Александров, ТУ–Габрово, катедра „Текстилна техника и технология“, тел. 0889713149, e-mail: sasho49@abv.bg

Определяне на дълготрайността на обработката на текстилни платове с наноразтвор от SiO₂ след пране

Михаил Панчев

В статията са представени резултатите от изследвания за количеството сухо вещество SiO₂ и дълготрайността на обработката за водо- и маслоотблъскване на текстилни платове, предназначени за работно облекло. Ефектът на обработените материали е оценен визуално чрез нанасяне на течности с различно повърхностно напрежение.

Ключови думи: наноразтвор, количество сухо вещество, устойчивост на пране, режим на пране.

Determination of the durability against washing of fabrics treated with nanoparticle-solution of SiO₂

Mihail Panchev

The paper presents the results of investigations on the quantity of dry substance SiO₂ and the durability of the water and oil repellent treatment of textile fabrics intended for work clothes. The effect of the treated materials is visually assessed by applying fluids with different surface tensions.

Keywords: nanoparticle solution, quantity of dry substance, washing resistance, washing regime.

Въведение

Повечето текстилни материали не притежават свойствата водо- и маслоотблъскване, поради което се налага те да бъдат придадени. През последните години на пазара излязоха много продукти под формата на наноразтвори за придаване на различни свойства на текстилните платове. Те съчетават в себе си няколко специални обработки, които ги прави много желани и използвани.

В повечето случаи към тези продукти се дава най-обща информация за начина на нанасяне на наноразтвора, разходната норма, срока на защита, устойчивостта на пране, без да се дават конкретни стойности.

В по-голямата си част нанасянето на емулсия от наноразтвор се извършва ръчно по метода на напръскване [1, 2] или чрез метода на пълно напояване. Тези методи на нанасяне на наноразтвора имат своите недостатъци, които са доказани в предходни изследвания [3, 4]. В тях е използван методът на контролирано нанасяне на наноразтвор от SiO₂ и е доказана неговата ефективност. Значително бе намалена разходната норма и себестойността на проведената обработка.

Целта на настоящото изследване е да се установи количеството сухо вещество от SiO₂, което остава в обработения материал след сушене, и дълготрайността на ефекта за водо- и маслоотблъскване след многократно пране на тъкани, предназначени за работно облекло, обработени с 2% наноразтвор на SiO₂.

За постигане на целта се поставят следните задачи:

- Да се извърши контролирано нанасяне на наноразтвор върху избраните платове с текстилен принтер;

- Да се определи процентното количество на наноразтвор след нанасянето и сушене на пробите;
- Да се определи поведението на капките от субстанциите преди и след провеждане на пране на пробите;
- Да се анализират получените резултати.

Експериментална част

За провеждането на експеримента са избрани шест тъкани, с приложение за работно облекло, чиито характеристики са представени в Таблица 1.

Таблица 1

Характеристики на изследваните тъкани

Материал	Площ на маса, g/m ²	Гъстина, н./dm		Състав	Линейна плътност, tex		Сплитка
		Po	Pв		Tt,o	Tt,v	
1. Бял	283	440	260	П/ПЕ 67/33	44	44	Кепър
2. Червен	219	460	270	П/ПЕ 67/33	28	28	Кепър
3. Зелен	200	480	220	П/ПЕ 67/33	28	28	Кепър
4. Син	220	320	250	100% П	46	46	Лито
5. Светлолилав	234	760	260	100% П	16	50	Панама
6. Тъмнолилав	174	480	360	100% П	16	32	Кепър

Изрязани са проби с размери 10 x 10 cm. Обработката им за водо- и маслоотблъскване е извършена на принтер за печатане на текстилни изделия *Texjet plus*. Последователно е задавано количеството наноразтвор, което отговаря на 5, 10, 15 и 20 ml/m². След нанасяне на определеното количество емулсия платовете са оставени да изсъхнат. Сушенето се извършва съгласно БДС EN ISO 6330:2012, точка 10.1.1 Процедура А. Условието, при които е проведено сушенето, са: температура на въздуха – 26°C и относителна влажност - 35%.

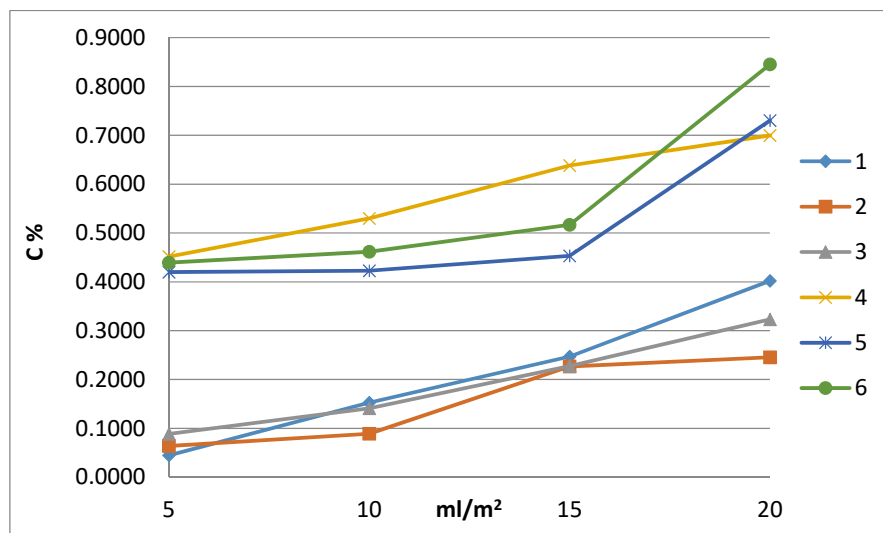
В Таблица 2 са представени резултатите от процентното количество SiO₂, останало след сушене на образците. Изследването е извършено по тегловния метод.

Таблица 2

Количество сухо вещество [%] след нанасяне на наноразтвор						
5 ml/m ² наноразтвор						
№	Плат 1	Плат 2	Плат 3	Плат 4	Плат 5	Плат 6
1	0,0620	0,0687	0,0255	0,4688	0,3386	0,5326
2	0,0578	0,0593	0,1037	0,5571	0,4992	0,5391
3	0,0149	0,0637	0,1363	0,5230	0,4305	0,4781
Средна стойност	0,0449	0,0639	0,0885	0,5301	0,4227	0,4615
10 ml/m ² наноразтвор						
№	Плат 1	Плат 2	Плат 3	Плат 4	Плат 5	Плат 6
4	0,1872	0,0829	0,0856	0,5449	0,4385	0,4472
5	0,1562	0,0904	0,1677	0,5605	0,4043	0,4236
6	0,1150	0,0931	0,1700	0,5091	0,4483	0,4552
Средна стойност	0,1528	0,0888	0,1411	0,5381	0,4303	0,4420
15 ml/m ² наноразтвор						
№	Плат 1	Плат 2	Плат 3	Плат 4	Плат 5	Плат 6
7	0,2945	0,2322	0,2794	0,6701	0,1169	0,5027
8	0,2330	0,2155	0,1916	0,6244	0,8466	0,5052
9	0,2139	0,2325	0,2115	0,6446	0,3956	0,5101
Средна стойност	0,2471	0,2268	0,2275	0,6464	0,4530	0,5497
20 ml/m ² наноразтвор						
№	Плат 1	Плат 2	Плат 3	Плат 4	Плат 5	Плат 6
10	0,3333	0,2580	0,3298	0,5210	0,7176	0,8411
11	0,3480	0,2560	0,3622	0,3626	0,7550	0,8527
12	0,5252	0,2226	0,2778	1,0361	0,7318	0,8508
Средна стойност	0,4022	0,2455	0,3236	0,6399	0,7348	0,8482

Получените резултати за количеството на SiO₂, останало след сушенето на образците, са представени графично на Фиг. 1. От тях могат да се направят следните изводи:

1. Независимо от вида на материала, с увеличаване на количеството нанесен наноразтвор, правопрпорционално нараства процентното количество SiO₂, останало след сушене.
2. Чрез контролираното нанасяне на наноразтвор и поради факта, че то става с определено налягане, имаме проникване на разтвора в субстрата и количеството на SiO₂ е по-голямо при проби 4÷6, които са от 100% памук. При проби 1÷3, които в състава си имат и полиестер, количеството е по-малко.
3. Всяко увеличение с 5 ml на количеството наноразтвор води до нарастването на процентното количество сухо вещество, оставащо в материала, с 0,016% за тъкани от П/ПЕ 67/33 и 0,025% - за тъканите от 100% П.

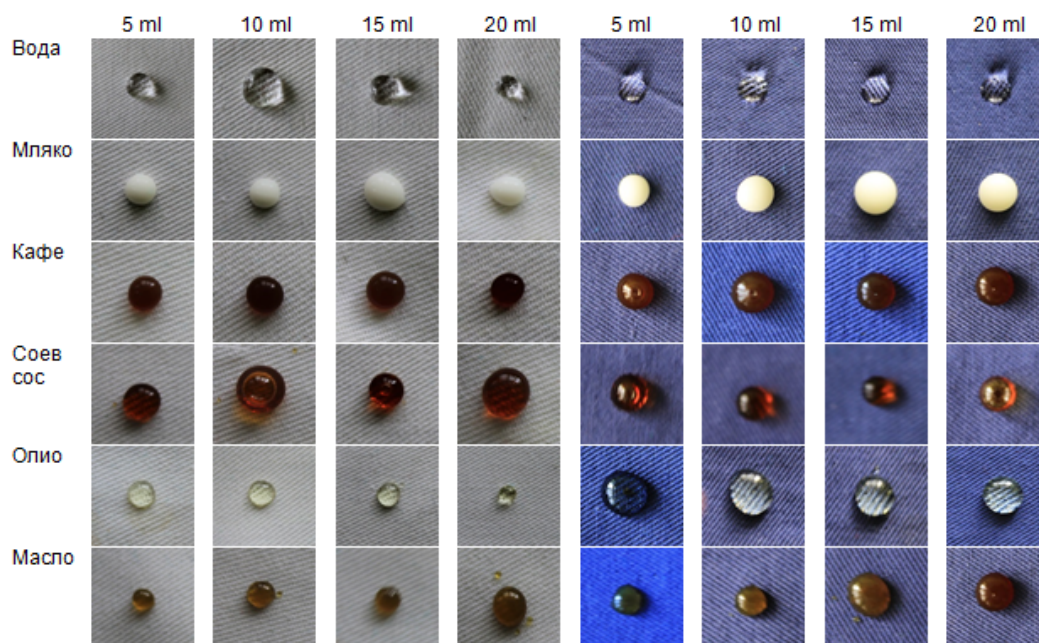


Фиг. 1 Количество сухо вещество SiO_2 останало след сушене на образците

За проверка на ефективността и устойчивостта на обработката за водо- и маслоотблъскване са избрани платове 1 и 6, които се различават по химичен състав.

Тестът, който се прави, се състои в нанасяне на капка от течности с различно повърхностно напрежение, като се използва: вода, прясно мляко, горещо кафе, соев сос, слънчогледово олио и машинно масло. Капките престояват 30 min, след което пробите се заснемат. Опитите са проведени при температура на въздуха 24°C и относителна влажност 33%.

На Фиг. 2 са представени резултатите за изследваните материали, преди те да се подложат на пране. Независимо от количеството нанесено наноразтвор и вида на материала, капката се оформя и задържа като „перла”, дори и след 30 min. Това дава основание да се приеме, че желаният ефект е постигнат.



Фиг. 2 Поведение на капките от субстанциите, включени в теста, при различен състав на плата и различно количество наноразтвор

Определянето на дълготрайността на обработката за водо- и маслоотблъскване е извършено чрез пране на пробите. Текстилните материали се перат съгласно БДС ISO 6330:2012, на еталонна перална машина тип А1, с режим на пране със следните характеристики:

- маса на изпитваните проби 2 kg;
- количество на перилен препарат 20 g;
- температура 40 °C;
- модул на банята M 1:8;
- продължителност на пране t 15 min.

След като платът е изпран, пробите се плакнат по схемата, представена в Таблица 3.

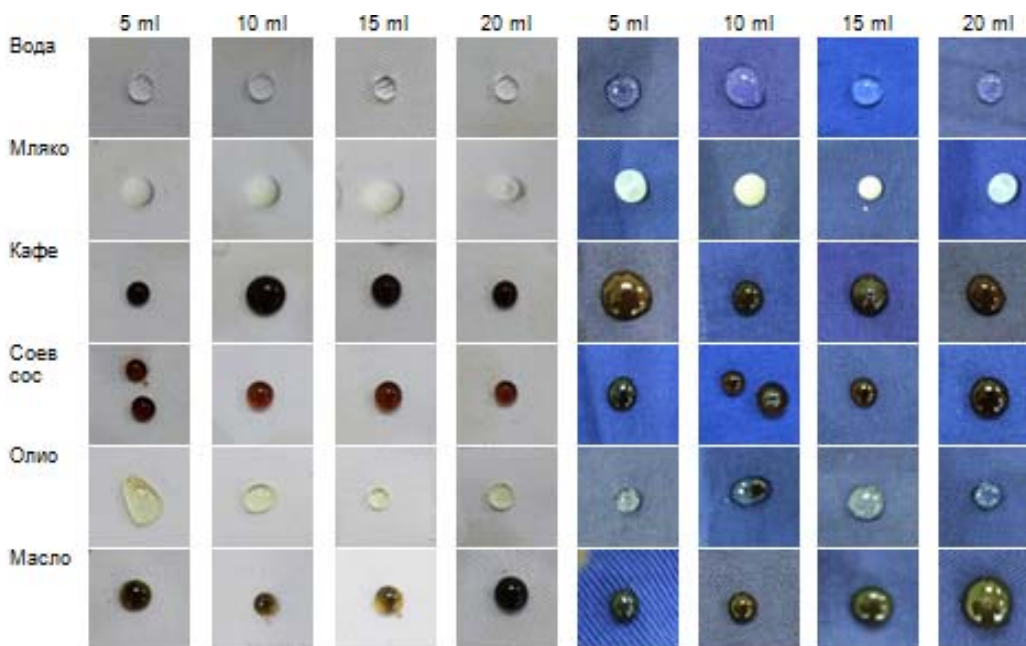
Таблица 3

Схема на плакнене на пробите

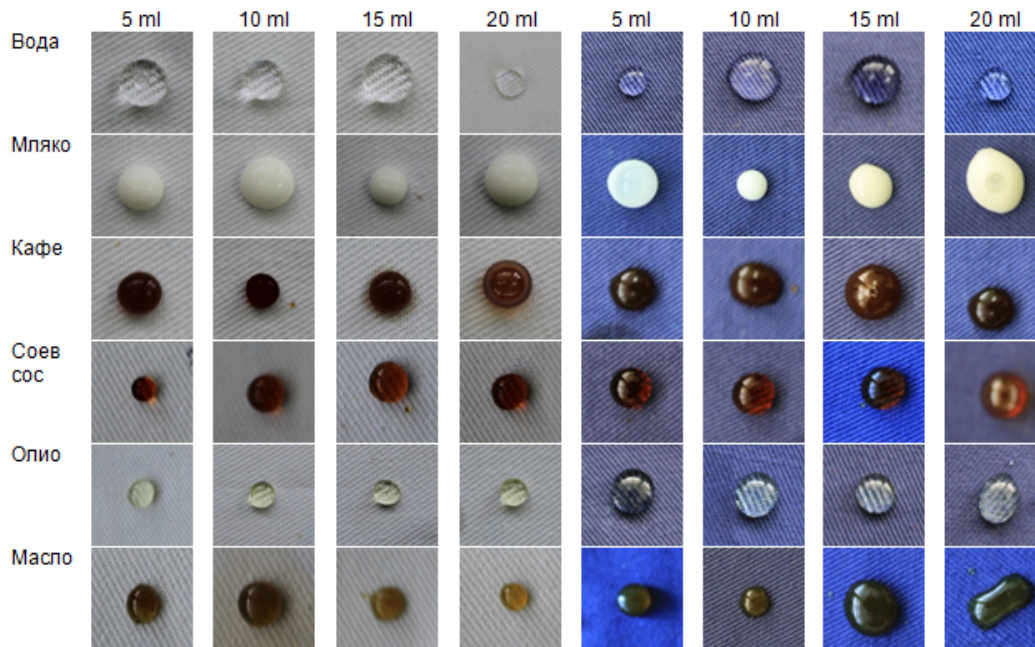
1-во плакнене			2-ро плакнене			3-то плакнене			4-то плакнене		
M	t [min]	c	M	t [min]	c	M	t [min]	c	M	t [min]	c
1:			1:			1:			1:		
7	3	--	7	3	--	7	2	--	7	2	5

С с е обозначено центрофугирането.

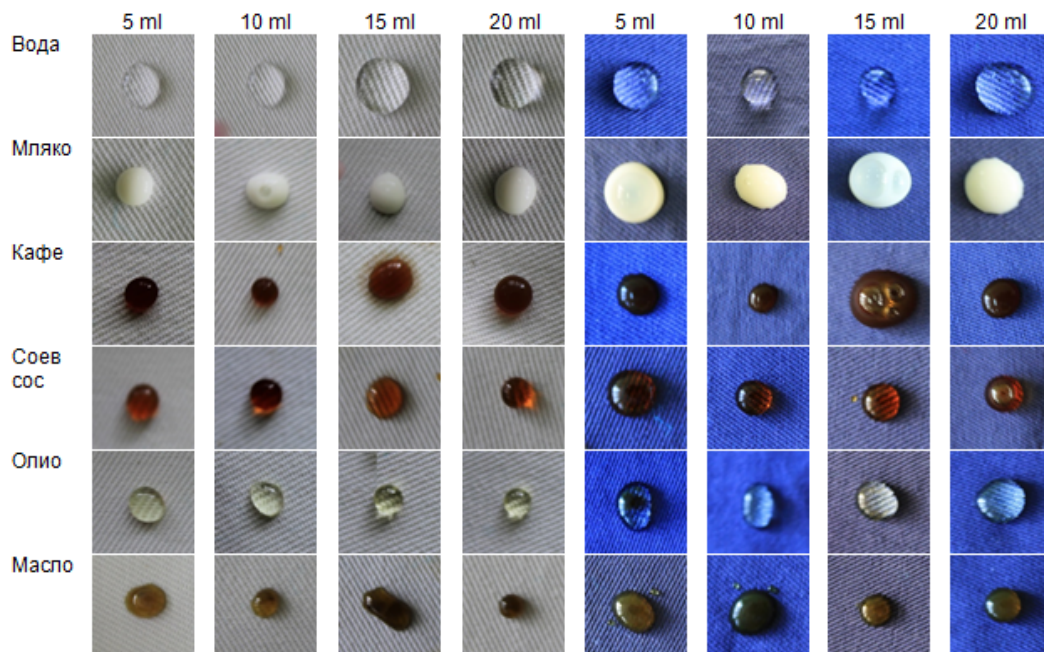
Тъй като, по указание на производителя, ефектът има дълготрайност минимум 20 изпирания, то са проведени именно толкова пранета, като на всяко пето пране е извършена проверка на ефекта на водо- и маслоотблъскване.



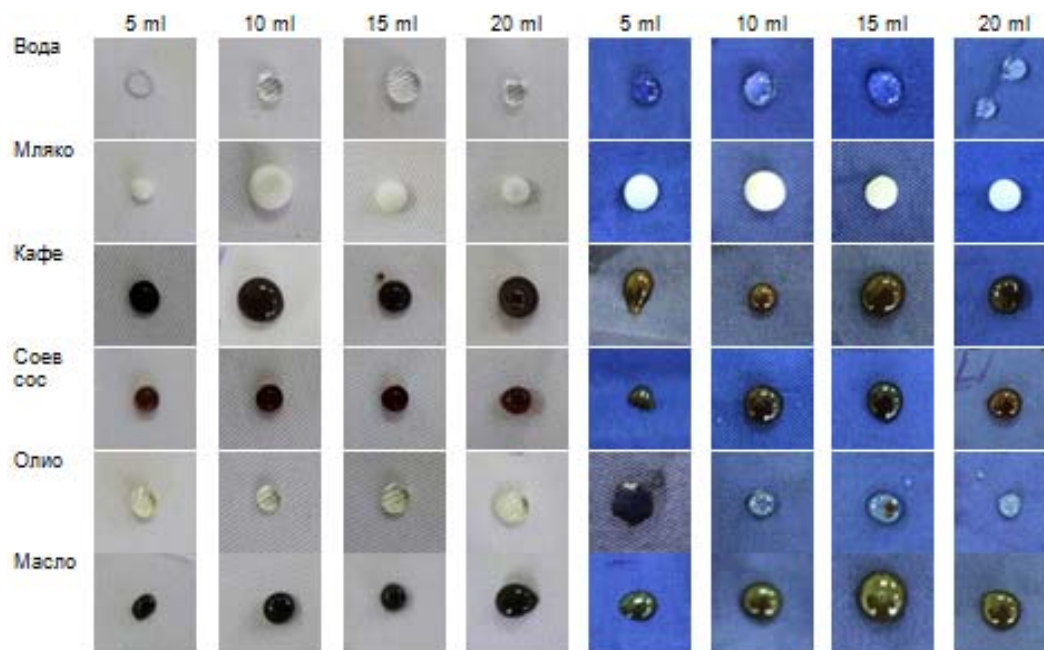
Фиг. 3 Поведение на капките от субстанциите, включени в теста, при различен състав на плата и различно количество наноразтвор след 5-то пране



Фиг. 4 Поведение на капките от субстанциите, включени в теста, при различен състав на плата и различно количество наноразтвор след 10-то пране



Фиг. 5 Поведение на капките от субстанциите, включени в теста, при различен състав на плата и различно количество наноразтвор след 15-то пране



Фиг. 6 Поведение на капките от субстанциите, включени в теста, при различен състав на плата и различно количество наноразтвор след 20 пране

От изследванията за дълготрайност на обработката за водо- и маслоотблъскване на текстилни платове за работно облекло след пране се установи, че:

1. След 20 пранета при двата вида материал с нанесено количество от 5 ml наноразтвор отблъскващият ефект се запазва за всички субстанции, без олио и машинно масло, при които се наблюдава разливане на капката.
2. При нанасяне на 10÷20 ml наноразтвор след 20 пранета се запазват напълно качествата на направената обработка и за двата материала – 100% и П/ПЕ 67/33.

Изводи

От проведените експериментални изследвания за установяване на количеството сухо вещество и определяне на дълготрайността на обработка на текстилни платове за водо- и маслоотблъскване с наноразтвор на SiO_2 , могат да се направят следните изводи:

1. С използването на текстилен принтер при нарастване количеството на наноразтвор положен върху текстилният материал, пропорционално нараства и % сухо вещество от SiO_2 . Установен е градиентът на нарастване.
2. Освен че разходът на наноразтвор се намалява с 2,5 пъти спрямо ръчното нанасяне, устойчивостта на обработката за водо- и маслоотблъскване се запазва след 20 пранета.
3. При обработка с от 10 до 20 ml наноразтвор на SiO_2 и спазване на условията за пране на работно облекло се гарантира дълготрайността на направената обработка за водо- и маслоотблъскване.

Литература

1. Незнакомова М., И. Рахнев, Придаване на ефект на намалена замърсяемост на тъкани „Деним“, предназначени за работно облекло, Текстил и облекло, 9, 2011, стр. 251-257.
2. Незнакомова М., Придаване на специални свойства на площни изделия от 100% вълна, Текстил и облекло, 12, 2010, стр. 350-355.
3. Панчев М., Възможности за придаване на водо- и маслоотблъскване на текстилни материали, XX^{-та} Научна конференция с международно участие ЕМФ' 2015, 250-254.

4.Панчев М., Г. Карамфилова, Оценка на ефекта от обработката на текстилни платове с наноразтвор от SiO_2 . XXII^{-та} Научна конференция с международно участие ЕМФ' 2017, 118-125.

гл. ас. д-р Михаил Панчев, ТУ-София, катедра „Текстилна техника“, тел. 02 965 38 80, e-mail: mpanchev@tu-sofia.bg

Конструктивни особености при проектиране на дамско бельо от материали с ниска разтегливост

Христо Петров

Обект на настоящата разработка са някои особености в алгоритмите за проектиране и изграждане на стандартни основни конструкции на бельо за жени от текстилни материали с ниска разтегливост. Изложени са някои разсъждения относно особеностите при оразмеряването на конструктивните участъци и съставните линии.

Ключови думи: типови фигури за жени, дамско бельо, основна конструкция

Design features for designing lingerie from low-stretch fabrics

Hristo Petrov

Objects of the present invention are some features in the algorithms for designing and constructing standard underlying fabrics for low-stretch textile fabrics for women. Some reflections are made on the peculiarities of the dimensioning of structural sections and composite lines.

Keywords: typical figures for women, underwear for women, basic construction

Въведение

Бельото е част от облеклото, което се носи непосредствено върху тялото и в зависимост от предназначението си изпълнява определени функции. Дамското бельо се състои от отделени или обединени горна и долна част и служи за поддържане и повдигане на бюста и оформяне на деликатните участъци от тялото. В класическия си вариант горната част е съставена от чашки, банели (метални или неметални дъги), презрамки и лента, която минава под гърдите.

За изработване на дамско бельо се използват различни по състав и структура площни текстилни материали: памук, коприна, полиестер, полиамид, сатен, еластан, ликра и др. Тези материали рядко се използват в чиста форма, а най-често са различни смеси – 85% полиамид 15% еластан, 60% полиамид 18% еластан 22% полиестер, 83% полиамид 17% еластан, 65% полиамид 30% еластан 5% полиестер, 72% полиамид 20% еластан 5% памук и др.

От гледна точка на приложното конструиране влияние оказва структурата на вложените материали и по-точно тяхната условно-остатъчна деформация, получена след проведени изпитвания. Тя служи за определяне на коригиращите коефициенти с помощта на които се извършва относително преобразуване на съставните линии и на конструктивните участъци.

Независимо къде се намира и какво работи, за самочувствието и комфорта на една жена от съществено значение е точният размер на горната част на нейното бельо. Размерът включва числената стойност на големината на лентата под гърдите и буквено означение, което определя пълнотата на гърдите. Съществува разнообразие от начини за определяне на размера на горната част, макар всяка фирма производител на дамско бельо да предлага свои указания за това. Най-често срещаният начин за определяне на размера на горната част се свързва с един от размерните признаци на типовите фигури за жени – $O_{Г IV}$. Обемът на чашката се определя като разлика между двете анатомични измерения $O_{Г III}$ и $O_{Г IV}$.

В табл. 1 са дадени стойностите за избор на размера на горната част и на чашката според някои международни означения, в зависимост от големината на посочените два размерни признака, за коя да е фигура. В табл. 2 са посочени означенията на размерите за долната част на дамско бельо съобразно размерните признаци O_T и O_X .

Таблица 1

Размер			O _{г IV} , см	O _{г III} , см								
E	F	US		Чашка								
U	R	A		A	B	C	D	E	F	G	H	I
60	75	28	58-62	72-74	74-76	76-78	78-80	80-82	82-84	84-86	86-88	88-90
65	80	30	63-67	77-79	79-81	81-83	83-85	85-87	87-89	89-91	91-93	93-95
70	85	32	68-72	82-84	84-86	86-88	88-90	90-92	92-94	94-96	96-98	98-100
75	90	34	73-77	87-89	89-91	91-93	93-95	95-97	97-99	99-101	101-103	103-105
80	95	36	78-82	92-94	94-96	96-98	98-100	100-102	102-104	104-106	106-108	108-110
85	100	38	83-87	97-99	99-101	101-103	103-105	105-107	107-109	109-111	111-113	113-115
90	105	40	88-92	102-104	104-106	106-108	108-110	110-112	112-114	114-116	116-118	118-120
95	110	42	93-97	107-109	109-111	111-113	113-115	115-117	117-119	119-121	121-123	123-125
100	115	44	98-102	112-114	114-116	116-118	118-120	120-122	122-124	124-126	126-128	128-130
105	120	46	103-107	117-119	119-121	121-123	123-125	125-127	127-129	129-131	131-133	133-135
110	125	48	108-112		124-126	126-128	128-130	130-132	132-134	134-136	136-138	138-140
115	130	50	113-117		129-131	131-133	133-135	135-137	137-139	139-141	141-143	143-145
120	135	52	118-122		134-136	136-138	138-140	140-142	142-144	144-146	146-148	148-150

Таблица 2

Размер			O _г , см	O _х , см
E	F	US		
U	R	A		
3	3	XX	56 –	84 –
4	6	S	58	86
3	3	XS	60 – 62	88 –
6	8			90
3	4	S	64 –	92 –
8	0		68	94
4	4	M	70 –	96 –
0	2		74	100
4	4	L	76 –	102 –
2	4		80	106
4	4	XL	82 –	108 –
4	6		84	110
4	4	XX	86 –	112 –
6	8	L	90	116
4	5	XX	92 –	118 –
8	0	XL	96	120
5	5	XX	98 –	122 –
0	2	XXL	102	126



Фиг. 1 Дамска фигура с различна обемност на гърдите

Точността на прилягане на горната част на бельото върху дамската фигура зависи от редица фактори и преди всичко от нейните телесни особености. Типът на телосложението се определя от съчетанието на множество морфологични признаци и най-вече от развитието на мускулатурата и подкожно-мазнинните натрупвания. Последните имат важно значение за пластиката на тялото, релефа на раменете и окръглеността на определени области от тялото. Развитието на подкожно-мазнинния слой зависи от възрастта и начина на живот. Основните места на натрупване на мазнини при жените са: гърдните жлези, седалището, бедрата и предрамяето.

Логично се налага извода, че правилното определяне на размера на горната част е от съществено значение, защото в противен случай може да се стигне до дискомфорт в гърдната и раменната област, а следователно и до намаляване на самочувствието и работоспособността.

На фиг.1 е показана дамска фигура със стилизиран гърден кош, но с различна обемност на гърдите, като са посочени означенията на чашките за един и същи размер.

Теоретична част

При оразмеряване на конструкциите, предназначени за дамско бельо прибавките за свобода имат друг смисъл. Първо защото тяхната големина не може да бъде задавана без предварителни изследвания на материалите и не е възможно те да бъдат съобразени с външната форма, върху която се изгражда композицията на облеклото. На следващо място прибавките за свобода имат еднакви стойности за всички съставни линии и конструктивни участъци от мрежата, които са разположени в една и съща равнина. Това затруднява точното им дефиниране дори за стандартни конструктивни основи, тъй като те в значителна степен зависят от разтегливостта на платовете и от способността им да дублират размерите и формата на човешката фигура.

Тук ще бъде изложен алгоритъм за оразмеряване и построение на основната конструкция за стандартен типоразмер 164/92/100/В без прибавки за шев. Площният текстилен материал е от групата платове с ниска разтегливост, за които не се изисква коригиране на съставните линии и конструктивните участъци. Предварителните изчисления, както и последващото геометричното моделиране са без прибавки за свобода по основните оразмерителни линии – на гърдите, талията и ханша.

1. Дължина на гърба до линията на гърдите: $D_{ГР(ЛГ)} = 1,3 D_{7Г(3)} = 1,3 \cdot 17,4 \approx 22,6$ см.
2. Дължина на гърба до линията на талията: $D_{ГР(ЛТ)} = D_{7Т(3)} + П_d = 39,9 + 2,0 = 41,9$ см, където $П_d = (1,0 \div 3,0)$ см.
3. Дължина на гърба до линията на ханша: $D_{ГР(ЛХ)} = 1,5 D_{ГР(ЛТ)} = 1,5 \cdot 41,9 \approx 62,8$ см.
4. Дължина на изделието: $D_{Изд} = D_{ГР(ЛХ)} + 0,1 O_x = 62,8 + 0,1 \cdot 100,0 = 72,8$ см.
5. Дължина до линията на талията отпред: $D_{ПРЧ(ЛТ)} = D_{ГР(ЛТ)} + \delta + П_{СВ} = 41,9 + 4,0 + 2,68 \approx 48,6$ см, където $\delta = 1/3 (D_{7Т(ПР)} - D_{7Т(3)}) = 1/3 (51,9 - 39,9) = 4,0$ см и $П_{СВ} = K (C_{ГIII} - C_{ГIV}) = 0,4 (46,0 - 39,3) = 2,68$ см.

Идеята за въвеждане на допълнителна свивка в средната линия на предната част в този алгоритъм е следната. При оформянето на чашката съществено се намалява разтвора на раменната свивка, което може да се отрази неблагоприятно при прилягането на тази част от чашката върху горната област на гърдата. От друга страна включването на още една свивка до голяма степен би улеснило моделирането при оформяне на нови елементи от чашката, които да съответстват на идейния проект на изделието.

Големината на добавената свивка може да се зададе числено в разумни граници или логично да се обвърже с някои от размерните признаци. Тук са предложени два начина на задаване на разтвора на спомагателната свивка, които водят до приблизително един и същи резултат, а именно: $P_{св} = K (C_{Г III} - C_{Г IV})$, където $K = (0,35 - 0,45)$ и $P_{св} = K_1 \delta$, където $K_1 = 2/3$.

6. Широчина на гърба по линията на гърдите: $Ш_{ГР (ЛГ)} = 0,4 C_{Г III} - 1,0 = 0,4 \cdot 46,0 - 1,0 = 17,4$ см.

7. Широчина на подмишечния участък по линията на гърдите: $Ш_{ПМУ (ЛГ)} = 0,2 C_{Г III} + 1,0 = 0,2 \cdot 46,0 + 1,0 = 10,2$ см.

8. Широчина на предната част по линията на гърдите: $Ш_{ПР Ч (ЛГ)} = 0,4 C_{Г III} = 0,4 \cdot 46,0 = 18,4$ см.

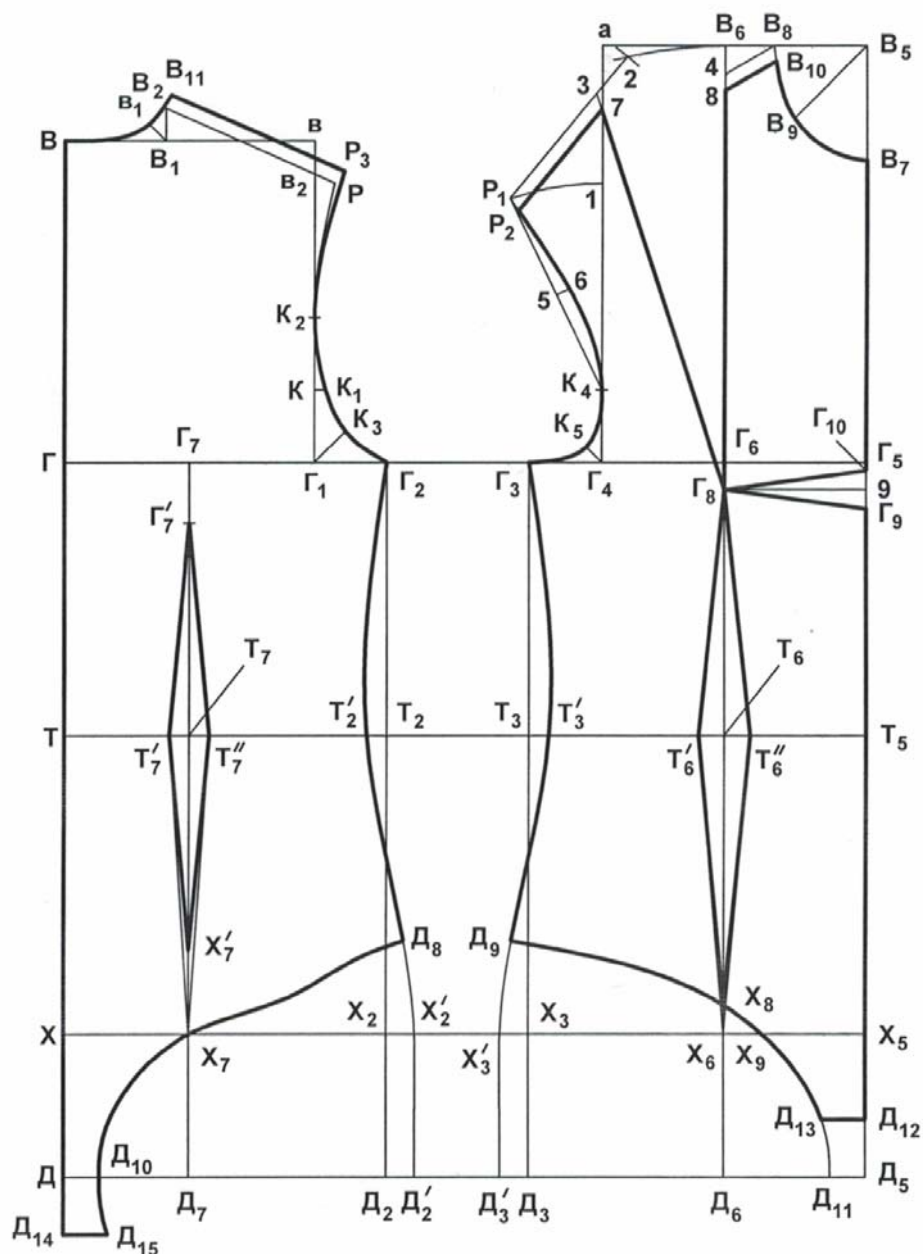
9. Широчина на вратната извивка: $Ш_{ВР ИЗВ} = 0,2 O_{Ш} - (0,0 \div 0,6) = 0,2 \cdot 37,4 - 0,48 = 7,0$ см.

10. Височина на вратната извивка: $В_{ВР ИЗВ} = 1/3 Ш_{ВР ИЗВ} = 1/3 \cdot 7,0 \approx 2,3$ см.

Примерното построението на мрежата, съставните линии и конструктивните участъци е илюстрирано на фиг.2.

$В - Г = D_{ГР (ЛГ)} = 22,6$ см; $В - Т = D_{ГР (ЛТ)} = 41,9$ см; $В - Х = D_{ГР (ЛХ)} = 62,8$ см; $В - Д = D_{ИЗД} = 72,8$ см; $Г - Г_1 = Ш_{ГР (ЛГ)} = 17,4$ см; $Г_1 - Г_2 = 0,5 Ш_{ПМУ (ЛГ)} = 0,5 \cdot 10,2 = 5,1$ см; $Г_2 - Г_3 = R_{СРАЗДЕЛЯНЕ} = 10,0$ см; $Г_3 - Г_4 = 0,5 Ш_{ПМУ (ЛГ)} = 0,5 \cdot 10,2 = 5,1$ см; $Г_4 - Г_5 = Ш_{ПР Ч (ЛГ)} = 18,4$ см; $Г_5 - Г_6 = 0,5 R_{ГР 3} = 0,5 \cdot 19,8 = 9,9$ см; $Г_1 - Г_7 = 0,5 Ш_{ГР (ЛГ)} = 0,5 \cdot 17,4 = 8,7$ см; $Т_6 - В_6 = D_{ПР Ч (ЛТ)} = 48,6$ см.

Веднага се вижда, че в сравнение с класическите основни конструкции е запазена пропорционалността на трите конструктивни участъка по линията на гърдите, но функционалното разделение на основните детайли е различно.



Фиг. 2 Основна конструкция на дамско бельо със свивки, без коригиране на съставните линии и конструктивните участъци

Това се свързва с едно от съществените изисквания към горната част на дамското бельо, че банелите и лентата свързваща чашките в предната част трябва да прилягат плътно до гърдния кош, като банелите трябва да обгръщат в основата гърдите. Освен това гърдите трябва да са разположени в чашките, така че да не се получават издутини, или празни пространства в горната част на чашките, или подмишницата. Така се налага друго разпределение на широчината на двата детайла по линията на гърдите, която е в полза на предната част. Затова подмишечния участък функционално е разделен по равно към гърба и предната част.

$B - B_1 = Ш_{ВР\text{ ИЗВ}} = 7,0 \text{ cm}$; $B_1 - B_2 = B_{ВР\text{ ИЗВ}} = 2,3 \text{ cm}$; $B_1 - b_1 = 0,5 B_{ВР\text{ ИЗВ}} + 0,5 = 0,5 \cdot 2,3 + 0,5 = 1,65 \text{ cm}$ (ъглополовяща); $\sim B_1 B_2$; $B_5 - B_7 = Ш_{ВР\text{ ИЗВ}} + 1,0 = 7,0 + 1,0 = 8,0 \text{ cm}$; $B_5 - B_8$

$= Ш_{ВР\text{ ИЗВ}} - 0,5 = 7,0 - 0,5 = 6,5 \text{ cm}$; $В_5 - В_9 = Ш_{ВР\text{ ИЗВ}} + (0,0 \div 0,5) = 7,0 + 0,2 = 7,2 \text{ cm}$ (ъглополовяща); $\sim В_8В_9В_7$.

$В - В_2 = 0,1 Д_{ГР\text{ (ЛГ)}} = 0,1 \cdot 22,6 \approx 2,3 \text{ cm}$; $В_2 - В_2 - Р = Ш_P = 12,9 \text{ cm}$; вдясно от крайната раменна точка на гърба Р се построява мислена хоризонтална права \Rightarrow т. 1; с център точка $Г_5$ и радиус $R = Г_5 1$ вляво от точка 1 се построява дъга от окръжност с дължина $1P_1 = 0,1 C_{Г\text{ III}} + 2,0 = 6,6 \text{ cm}$.

Големината на тази дъга ще определя местоположението на крайната раменна точка от предната част, макар тя да е от съществено значение само за някои видове изделия. За разглеждания типоразмер се получава същия резултат, ако се използва друг размерен признак в следната зависимост: $1P_1 = 1/3 P_{ГР\text{ 3}} = 1/3 \cdot 19,8 = 6,6 \text{ cm}$.

$В_8 - Г_8 = Д_{7Г\text{ (ПР)}} + П_{СВ} - Ш_{ВР\text{ ИЗВ}} = 35,7 + 2,68 - 7,0 = 31,38 \text{ cm}$; $Г_8 - Г_8' = 0,5 П_{СВ} = 0,5 \cdot 2,68 = 1,34 \text{ cm}$; с център точка $Г_8$ и радиус $R = Г_8 В_6$ вляво от т. $В_6$ се построява дъга от окръжност; $P_1 - 2 = Ш_P = 12,9 \text{ cm}$; $2 - 3 = В_8 В_6$; $Г_8 - 4 = Г_8 3$.

$Г_2 - К = 0,25 Г_{1В} = 0,25 \cdot 20,3 \approx 5,1 \text{ cm}$; $К - К_1 = (0,7 \div 1,0) (0,8) \text{ cm}$; $К - К_2 = Г_1 К = 5,1 \text{ cm}$; $Г_2 - К_3 = 0,3 Ш_{ПМУ\text{ (ЛГ)}} = 0,3 \cdot 10,2 \approx 3,1 \text{ cm}$ (ъглополовяща); $\sim РК_2К_1К_3Г_2$; $Г_4 - К_4 = Г_1 К = 5,1 \text{ cm}$; $Г_4 - К_5 = 0,15 Ш_{ПМУ\text{ (ЛГ)}} = 0,15 \cdot 10,2 = 1,53 \text{ cm}$ (ъглополовяща); $К_4 - 5 = 0,5 К_4 P_1$; $5 - 6 = (0,8 \div 1,2) (1,0) \text{ cm} (\perp)$; $\sim P_1 6 К_4 К_5 Г_3$.

$P_2 - 7$ и $8 - В_{10} \parallel$ съответно на $P_1 3$ и $4 В_8$ и отстоящи надолу от тях на разстояние 1,0 cm; $В_{11} - P_2 \parallel$ на $В_2 P$ и отстояща нагоре от нея на разстояние 1,0 cm; $9 - Г_9 = 9 - Г_{10} = 0,5 П_{СВ} = 0,5 \cdot 2,68 = 1,34 \text{ cm}$.

$T_7 - Г_7' = T_7 - X_7' = (14,0 \div 16,0) 15,0 \text{ cm}$; $Ш_{СВ} = C_{Г\text{ III}} - C_T = 46,0 - 36,8 = 9,2 \text{ cm}$; $Ш_{СВ\text{ (ГР)}} = Ш_{СВ\text{ (СТР Ч)}} = 0,3 Ш_{СВ} = 0,3 \cdot 9,2 \approx 2,8 \text{ cm}$; $Ш_{СВ\text{ (ПР Ч)}} = 0,4 Ш_{СВ} = 0,4 \cdot 9,2 \approx 3,6 \text{ cm}$; $T_7 - T_7' = T_7 - T_7'' = 0,5 Ш_{СВ\text{ (ГР)}} = 0,5 \cdot 2,8 = 1,4 \text{ cm}$; $T_2 - T_2' = T_3 - T_3'' = 0,5 Ш_{СВ\text{ (СТР Ч)}} = 0,5 \cdot 2,8 = 1,4 \text{ cm}$; $T_6 - T_6' = T_6 - T_6'' = 0,5 Ш_{СВ\text{ (ПР Ч)}} = 0,5 \cdot 3,6 = 1,8 \text{ cm}$; $X_2 - X_2' = X_3 - X_3' = D_2 - D_2' = D_3 - D_3' = 0,5 (C_X - C_{Г\text{ III}}) = 0,5 (50,0 - 46,0) = 2,0 \text{ cm}$; $\sim Г_2 T_2' X_2' D_2'$ и $\sim Г_3 T_3' X_3' D_3'$.

$Г_2 T_2' D_8 = Г_3 T_3' D_9 = (33,0 \div 35,0) (34,0) \text{ cm}$; $D - D_{10} = D_5 - D_{11} = (2,0 \div 3,0) (2,5) \text{ cm}$; $D_5 - D_{12} = (3,0 \div 5,0) (4,0) \text{ cm}$; $\sim D_8 X_7 D_{10}$; $X_5 - X_9 = (7,0 \div 7,5) \text{ cm}$; $\sim D_9 X_9 D_{11} \Rightarrow X_8$ и D_{13} ; секторът $D_{13} D_{12} D_5 D_{12} D_{13}$ от предната част се поставя така, че линията $D_5 D_{11}$ от сектора да съвпадне с линията $D_{01} D$ от гърба \Rightarrow т. D_{14} и D_{15} .

Върху тази конструкция се прави оформянето на чашката в предната част и на някои от контурните линии за двата основни детайла (фиг.3).

За предната част:

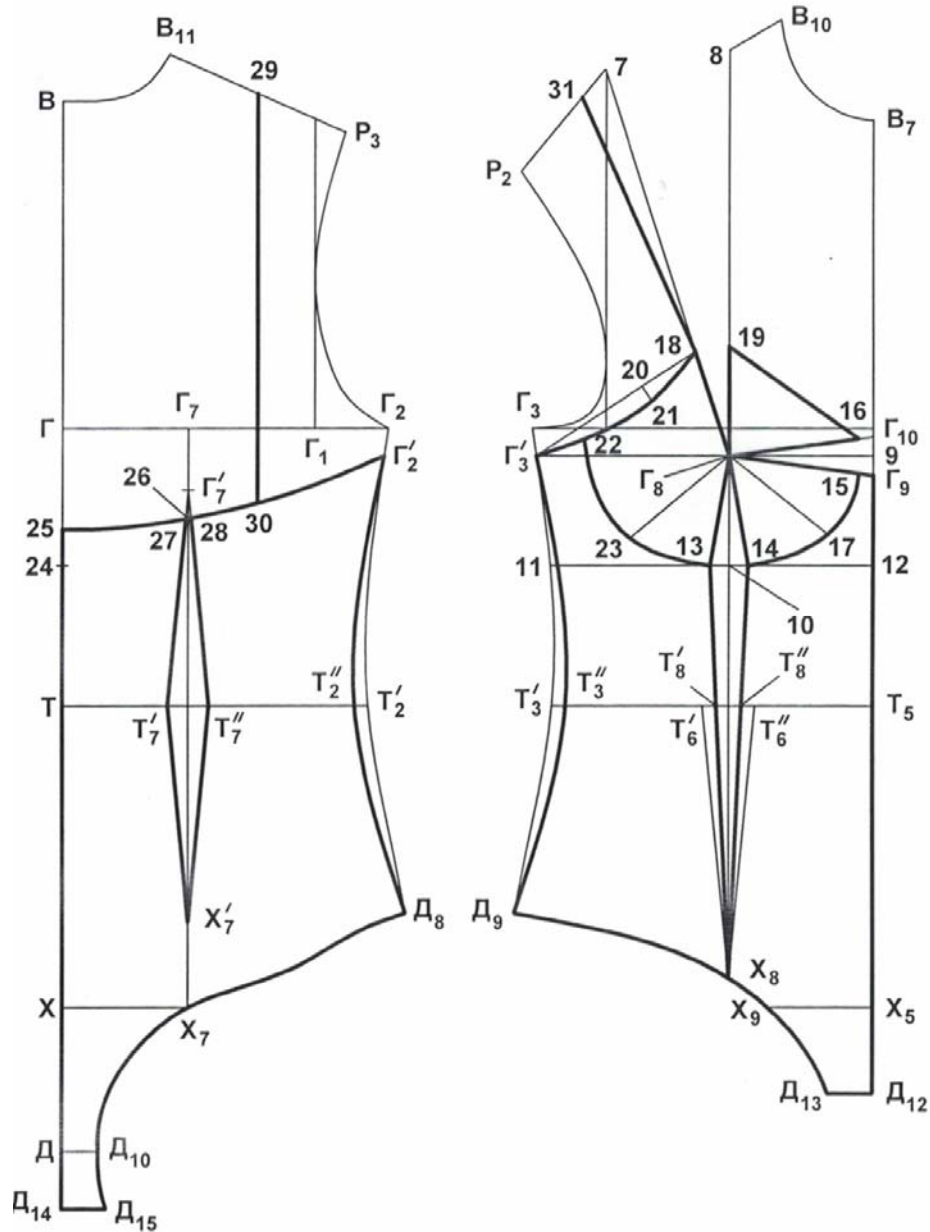
Съществуват няколко различни начина за задаване на дълбочината на чашката. Изборът на най-удачния начин ще зависи от наличието на подходящи размерни признаци в антропометричните стандарти. Един от тях е свързан с хоризонталната дъга между гръдните жлези $ДБ_ч = Г_8 - 10 = K (0,5 Д_{Г\text{ Х ГР Ж}}) + П_С = 0,75 (0,5 Д_{Г\text{ Х ГР Ж}}) + (0,5 \div 0,8) = 0,75 \cdot (0,5 \cdot 18,5) + 0,6 \approx 7,6 \text{ cm}$. Тук K е коефициента който дава съотношението между тази дъга и вертикалното разстояние от гръдното зърно до гръдната гънка – b (фиг.4а). Средната стойност на K , която се явява като идеална пропорция в разглежданата област [8] е $K = a : b = (0,78 \div 0,72)$, където $a = (9,0 \div 11,0) \text{ cm}$, а $b = (7,0 \div 8,0) \text{ cm}$.

Има и друг начин за задаване на дълбочината на чашката, който за някои типови фигури дава приблизително същия резултат: $Г_8 - 10 = K 0,5 P_{ГР\text{ 3}} + П_С = 0,75 \cdot 0,5 \cdot 19,8 + (0,0 \div 0,4) \text{ cm} = 7,425 + 0,2 \approx 7,6 \text{ cm}$.

Разтворът на свивката за долния детайл на чашката (фиг. 3) ще се определя от разликата между геометрично получената линия и сегмента от гръдната обиколка отнасящ се за предната част: $10 - 13 = 10 - 14 = 0,5 [(11,12) - 0,5 C_{Г\text{ IV}}] \approx 1,3 \text{ cm}$.

Размерът на участъка от носещия детайл, който задава разстоянието между двете чашки ще зависи от разстоянието c (вж. фиг.4а): $Г_9 - 15 = Г_{10} - 16 = 0,5 c = 0,5 \cdot 2,0 = 1,0 \text{ cm}$, където $c = (0,5 \div 3,0) \text{ cm}$.

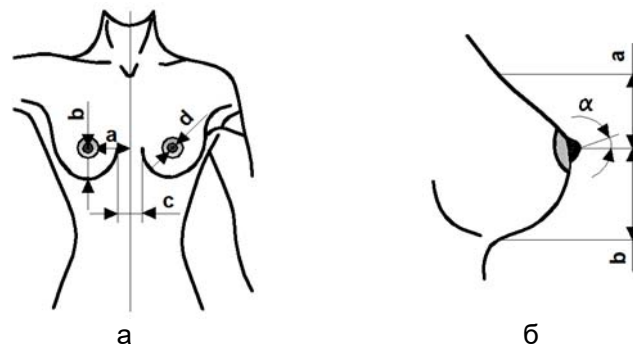
$\Gamma_8 - 17 = (8,5 \div 9,0)$ cm (ъглополовяща). Като се изходи от максимата, че няма значение дали един бюст е голям или малък, а важното е той да е пропорционален, лесно може да се определи височината в горната част на чашката.



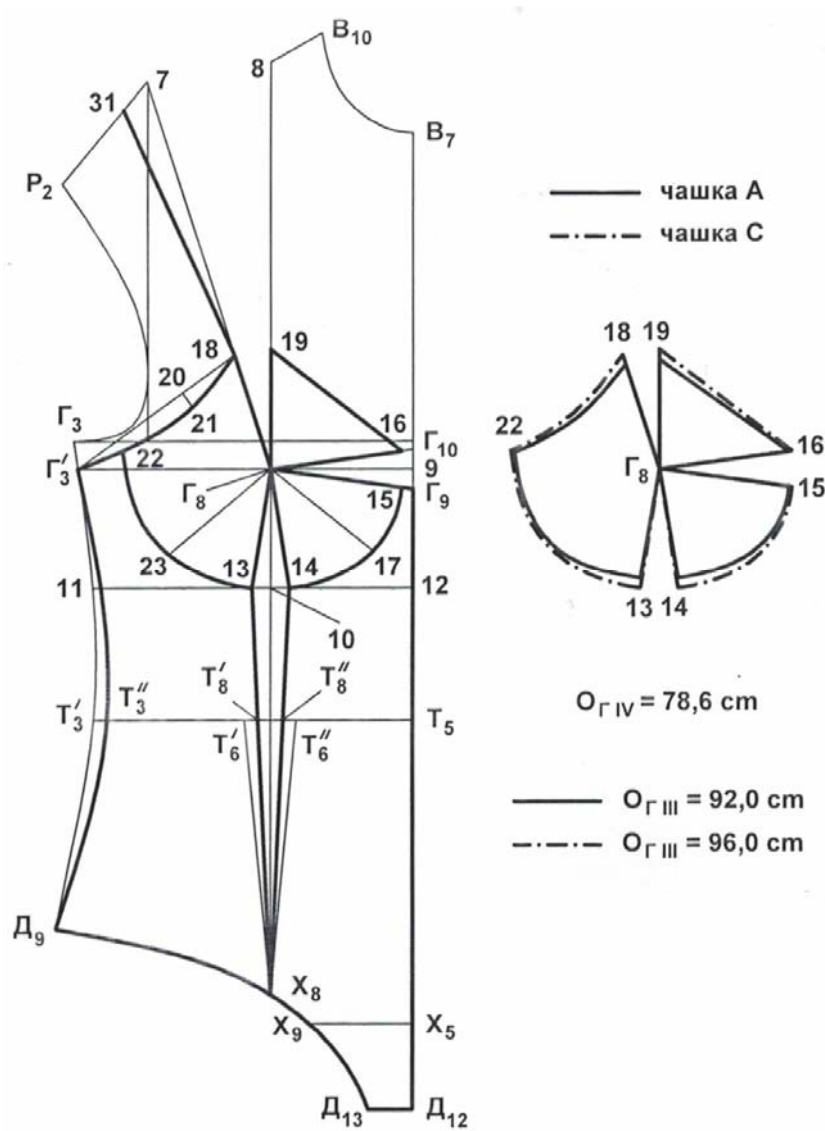
Фиг. 3 Оформяне на двата основни детайла и чашката в предната част

За перфектната гръд (фиг. 4б) зърното трябва да стърчи нагоре под ъгъл 20° , а златното сечение което дава съотношението на горната част на гръдата към долната да е 45 % към 55 % [7]. Това дава основание да се изчисли горната част на чашката спрямо определената вече долна част като се използва отношението $a : b = 45 : 55 = 0,8$.

$\Gamma_8 - 18 = \Gamma_8 - 19 = 0,8 \Gamma_{810} + П_с = 0,8 \cdot 7,6 + (1,0 \div 2,0) (1,5)$ cm = 7,6 cm. Има и друг начин за намиране на височината на чашката, като се използва изчислената ѝ дълбочина: $\Gamma_8 - 18 = \Gamma_8 - 19 = ДБ_ч = 7,6$ cm.



Фиг.4. Някои параметри на гърдата



Фиг.5. Оформяне на чашка С

$18 - 20 = 1/3 (18\Gamma_3')$; $20 - 21 \approx 1,2 \text{ cm } (\perp)$; $\sim 18,21,\Gamma_3'$; $\Gamma_3' - 22 = (3,0 \div 4,0) (3,5) \text{ cm}$.
Отстоянието от т. Γ_8 нагоре не е от съществено значение за прилягането, при положение че е в разумни граници. По-скоро е необходимо за оформяне на чашката и на носещия детайл в съответствие с разработвания модел.

$\Gamma_8 - 23 = (8,5 \div 9,0) \text{ cm}$ (ъглополовяща); $\sim 13,23,22$.

За гърба:

Вляво от т. 11 се прекарва мислена хоризонтална права \Rightarrow т. 24; $24 - 25 = 2,5 \text{ cm}$; $\Gamma_7' - 26 \approx 2,0 \text{ cm}$; $\sim 25,26,\Gamma_2' \Rightarrow$ т. 27 и 28; $P_3 - 29 = 0,5 (P_3B_{11})$.

За гърба и предната част:

$\Gamma_2 - \Gamma_2' = \Gamma_3\Gamma_3'$; $T_2' - T_2'' = T_3' - T_3'' = T_6'/T_8'$; $\sim \Gamma_2'/T_2''D_8$ и $\Gamma_3'/T_3''D_9$; $P_2 - 31 = P_329$.

Оформянето на чашка за типова фигура със същия размер, но с друга обемност на гърдите, например $O_{Г III} = 96,0 \text{ cm}$ (вж. Табл.1), е илюстрирано на фиг. 5 а, при следните променени характерни точки: разтвор на допълнителната свивка в предната среда $P_{СВ} = K (C_{Г III} - C_{Г IV}) = 0,4 (48,0 - 41,1) = 2,76 \text{ cm}$; $ДБч = \Gamma_8 - 10 = K (0,5 ДГ_{ХГРЖ}) + P_C = 0,75 (0,5 ДГ_{ХГРЖ}) + (0,5 \div 0,8) = 0,75 (0,5 \cdot 20,5) + 0,6 \approx 8,3 \text{ cm}$; $\Gamma_9 - 15 = \Gamma_{10} - 16 = 0,5 \text{ c} = 0,5 (0,5 \div 3,0) = 0,8 \text{ cm}$; $\Gamma_3' - 22 = (3,0 \div 4,0) (3,3) \text{ cm}$; $\Gamma_8 - 18 = \Gamma_8 - 19 = ДБч = 8,3 \text{ cm}$.

На фиг.5 б са показани наложените една върху друга чашки А и С за разглеждания размер на горната част на бельото при съвпадане на действителната точка на гърдните жлези Γ_8 .

По аналогичен начин могат да се построят и останалите чашки предназначени за същия размер, но с друга трета гърдна обиколка.

Заклучение

Предложен е алгоритъм за оразмеряване и геометрично построение на базова конструкция на дамско бельо от текстилен материал с ниски деформационни показатели. Изложени са разсъждения за особеностите при изграждане на основни конструктивни участъци, които са обвързани с подходящи размерни признаци от антропометричните стандарти. За първи път се разяснява въвеждането на зависимости, отнасящи се за някои сектори от интимното облекло, свързани с покриването на деликатни участъци от женската анатомия. За част от тях са дадени варианти, при които се прилагат различни подходи, водещи до приблизително един и същи резултат.

Литература

1. Петров, Хр., Проектиране на облекла, ТУ – София, София, 2009.
2. Burgo Fernando, IL MFDELLISMO METODO PROFESSIONALE BILINGUE, Istituto di moda Burgo, 2004.
3. Helen Joseph-Armstrong, Patternmaking for Fashion Design, Fourth Edition, 2015.
4. Lori Knowles, The Practical Guide To Patternmaking For Fashion Designers: Juniors, Misses, And Women, New York, 2005.
5. Muller, M. & Sohn, Modische Kragenforschlage für Jacken und Mantel, Rundschau für Internationale Damenmode, избрани броеве.
6. Rundschau, Fur internationale Damenmode mit dob + haka praxis, (92) 7/2000, 2000 – 2007.
7. patrickmallucci.com
8. <http://clab.passion.ru>

проф. д-р Христо Петров, ТУ–София, e-mail: petrov@tu-sofia.bg

Дизайнерска и конструктивно-технологична концепция за детско облекло

Радка Атанасова, Магдалена Павлова, Даниела Софронова

Разработката предлага конструктивно-технологична и дизайнерска концепция на елементи и възли от детското облекло, визираща някои аспекти от възпитанието на детето. Реализирани са конструкция, технология и интересно художествено оформяне на бродерии за яка към детско облекло. Яките са подвижни с цел лесно поддържане при носене и за да се внесе необходимото разнообразие при този вид облекло. Целта е да се търси многофункционалност при създаването на дизайн за детско облекло, от гледна точка, както на възможност за бърза смяна при необходимост и лесно комбиниране с други облекла, така и за приучване към определени навици под формата на забавна игра и предоставяне на опции за насочен избор на детето.

Ключови думи: подвижна яка, детско облекло, бродерия, дизайн, технология, конструиране

Design and pattern making-technological concept for children's clothing

Radka Atanasova, Magdalena Pavlova, Daniela Sofronova

The paper deals with a constructive technological and design concept of elements and assembly of the children's clothing, covering some aspects of the children's education. The pattern making, technology and artistic design of collar embroidery to children's clothing have been realized. The collars are removable for easy wearing and to bring the necessary variety to this type of garment. The aim of the development is to be looked multifunctionality in the design of children's clothing, from the point of view of the possibility of fast change as needed and easy combination with other garments, as well as the learning of certain habits in the form of a fun game and the provision of options for directional choice of the child.

Keywords: removable collar, children's clothing, embroidery, design, technology, pattern making

Въведение

Днес детската мода е отделна индустрия, която се развива паралелно с модата за възрастни. Вкусът към красивото при децата трябва да се развива от най-ранна детска възраст. Това може да стане лесно и забавно чрез предоставяне на детето на възможност само да избира облеклото и аксесоарите към него, като бъде насочвано умело и внимателно и приучвано да съчетава различни цветове и нюанси. Чрез определени елементи от детската мода, децата може да се приучат и към полезни поведенчески навици и дори да им се помогне да направят първите стъпки към здравословното хранене. За решаването на тази интердисциплинарна задача е необходимо да бъдат обединени усилията на специалисти по детска психология, психология на храненето при деца, концептуален дизайн, технология, конструиране и проектиране на детско облекло.

Същинска част

Възпитанието е процесът, в който възрастните общуват и се грижат за своите деца. Чрез наблюдение, дисциплина, емоционална близост, контрол и изисквания, родителите възпитават децата си и ги подготвят за живота в обществото. За израстването на човека като личност влияят не само връзката дете – родител, но и различните системи в едно семейство.

Това са отношенията между родителите, отношенията между братята и сестрите и тези на семейството с външните хора, както и отношението на семейството към целия заобикалящ свят, живата и нежива природа. Възпитанието на децата е изключително важно за тяхното бъдещо развитие и интеграцията им в обществото, като пълноценни и отговорни индивиди. Детското възпитание е въпрос, който вълнува, както всички родители, така и много изследователи. Разработени са различни системи, подходи и методи, като значимостта на темата е толкова всеобхватна и актуална, че предразполага към включване на специалисти от различни сфери на науката и практиката. Разработката на стилни и модни сетове облекло, които да могат реално да бъдат включени и използвани в процеса на възпитанието на детето изисква изграждането на цялостна концепция с интердисциплинарна насоченост. Създаването на детско облекло, макар и подвластно на актуалните модни тенденции, е специфична област от модната индустрия, която е строго обвързана с множество фактори. От изключителна важност са факторите комфорт и удобство при носене. Комфортът се разглежда в три аспекта:

- ✓ Температурен: удобното облекло позволява абсорбция и вентилация, така че влагата от тялото лесно да бъде отведена навън. Хигроскопични платове от памук и памучни смеси осигуряват необходимата топлина;
- ✓ Свобода на движенията: Облекло в А-образен свободен силует, което не възпрепятства движенията на детето;
- ✓ Дразнещи текстури: Платове с грапава структура, драскащи скрепващи елементи, метални и тежки ципове, натрупване на шевове могат да дразнят нежната детска кожа. Плетените платове с бримкова структура осигуряват необходимата мекота и еластичност.

Конструкцията на детското облекло се отличава твърде много по форма и пропорции от облеклото за възрастни. Различията се определят от неустойчивите и бързопроменящи се пропорции между отделните части на детското тяло. Размерните признаци за деца са събрани в три отделни стандарта за типови фигури в зависимост от възрастовите изменения в пропорциите на детското тяло. Единият стандарт включва децата до 3-годишна възраст, когато няма ясно изразена типова фигура за съответния пол. Ръстът на тези фигури е от 50 до 92 cm и гръдната обиколка от 36 до 56 cm. Другите два стандарта обхващат типовите фигури за момчета и момичета на възраст от 3 до 18 години. Всеки един от тях подразделя децата в четири групи съобразно с главните им размерни признаци:

- ✓ I група – Ръст от 86 до 116 cm и гръдната обиколка от 48 до 64 cm;
- ✓ II група - Ръст от 122 до 140 cm и гръдната обиколка от 56 до 72 cm;
- ✓ III група - Ръст от 146 до 170 cm и гръдната обиколка от 68 до 80 cm;
- ✓ IV група - Ръст от 164 до 188 cm и гръдната обиколка от 82 до 100 cm.

За III и IV възрастова група конструкцията на облеклото е идентична с тази за възрастни индивиди. Конкретната разработка е развита на база на конструкция на детска рокля без свивки, разработена по методика [1] при използване на обобщени телесни измерения за деца от типоразмер 116/60/67,4, I възрастова група.

Общоизвестно е, че малките деца рядко изпитват желание да се преобличат, като за сметка на това много бързо замърсяват облеклото си. Честата смяна особено на раменните изделия се превръща в много случаи в трудна задача. Ето защо е изключително важно при създаването на дизайн за детско облекло да се търси атрактивност и дори провокация за насочване на вниманието на детето в определена посока. Това може да се постигне, като се създават концепции за конструиране на цели облекла или на отделни подвижни възли от детските изделия.

С конструктивно-технологичната разработка на подвижни и сменяеми възли от детското облекло в комбинация с подходящ атрактивен дизайн се търси решение по отношение отглеждането на децата в две основни направления. Първата група ползи са чисто функционални и са свързани с физическото отглеждане и обслужване на детето, а втората е насочена изцяло към възпитанието, обучението и социализирането на детето.

Може да се отбележат като функционални следните предложения:

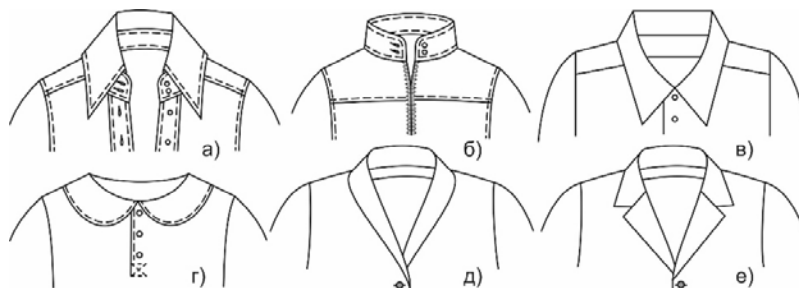
1. От конструктивна и технологична гледна точка има възможност някои от елементите и възлите в детското облекло да бъдат изработени като подвижни и сменяеми, например яки, предни части, пелерини, качулки, маншети и други. Друга част могат да бъдат окомплектовани с щрифелки, пагони, илици, гайки и копчета, катарамии, ленти, шнурове и др., така че да могат да се надиплят или навиват и в комбинация с двулицева технология за изработка да дават възможност за удобна и лесна промяна на дизайна. Това предполага по-голяма мобилност при поддръжката на облеклото Ако детето замърси облеклото си, не е необходимо да бъде сменен и изпран целия ансамбъл, а само подвижния елемент.
2. Ярво оцветените подвижни елементи по детското облекло правят детето лесно забележимо от шофьорите, което повишава безопасността на децата в градската среда.
3. Подходящо избраният дизайн на подвижните елементи и сполучливо подобреният метод за изработка тушира нежеланието на детето да се облича или преоблича при необходимост, което улеснява родителите в ежедневните грижи за малките деца. Тук решаващи са професионалните и творчески умения на конструкторите и технолозите в областта на облеклото и задълбоченото познаване на детската антропология и психология при спазване на всички изисквания за безопасност на децата.

Към втората група предложения, насочени изцяло към възпитанието, обучението и социализирането на детето, трябва да се подходи, като се обединят познанията в областта на детската психология в различните ѝ аспекти, концептуалния дизайн, проектирането, конструирането и технологията на детски облекла за стандартните възрастови групи, като не бива да се пренебрегват и добрите практики на различни ателиета и центрове за обучение на деца. Облеклото с подвижни елементи провокира фантазията и любопитството на малкото дете, ако смяната на изцапания елемент бъде превърната в интересна игра, насочена към естественото желание на детето да научава нови неща и да прави логически връзки, обясняващи заобикалящия го свят. Това може да се постигне с подходящи цветове, щампи, приложения и бродерии по подвижните елементи.

От гледна точка на възможностите, които подвижните елементи в детското облекло съчетани с подходящи приложения и бродерии, дават по отношение на възпитанието, обучението и социализирането на детето, могат да бъдат маркирани следните основни позиции:

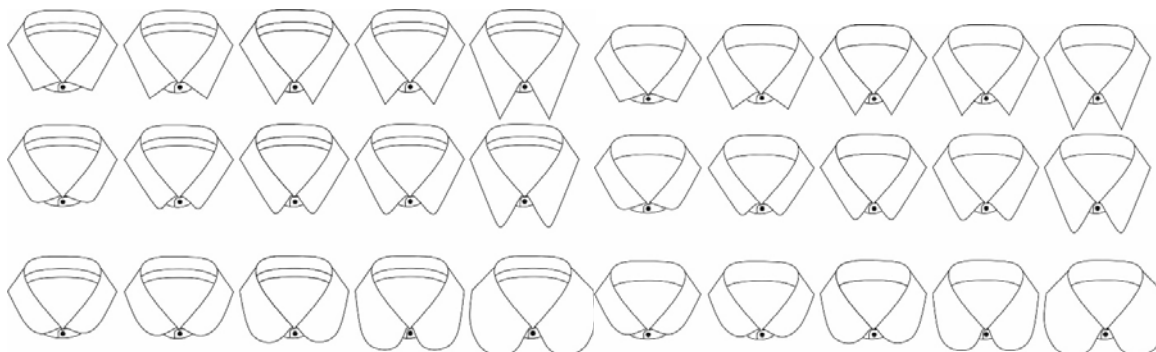
1. Дизайн, насочващ детето към взаимовръзките и отношенията вътре в семейството, както между родителите, така и между родителите и децата и между братята и сестрите.
2. Дизайн, насочващ детето към взаимовръзките и отношенията на семейството с външните хора, в това число: роднини, приятели, съседи, съученици, непознати, други.
3. Дизайн, насочващ детето към отношенията на семейството с целия заобикалящ свят, живата и нежива природа и изграждане на основите за развитие на ценностната система на детето.
 - ✓ основни понятия от заобикалящия го свят;
 - ✓ отношение към околната среда и нейното опазване;
 - ✓ отношение към възрастните;
 - ✓ отношение към децата и хората със специални потребности;
 - ✓ отношение към животните;
 - ✓ отношение към растителния свят.
4. Подходящ дизайн за изграждане на полезни навици свързани с:
 - ✓ детската хигиена;
 - ✓ дневния режим;
 - ✓ преобличане;
 - ✓ подреждане на играчки;
 - ✓ сън.

5. Дизайн на подходящи апликации и бродерии за създаване на правилно отношение към храненето и на полезни навици за здравословно хранене.
6. Чрез създаване на цветни комплекти от подвижни елементи детето може да се научи да наименува и различава цветовете, като при умело и внимателно насочване дори може да бъде приучено да ги съчетава в хармонични комбинации.



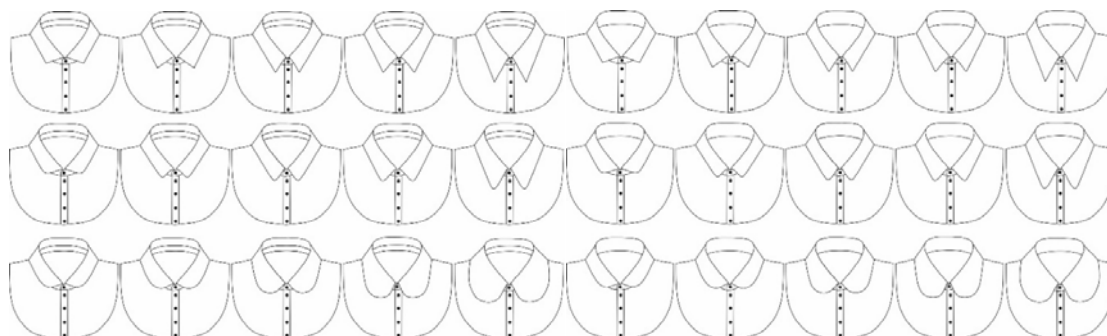
Фиг. 1. Видове яка

На база на гореизложения анализ, като най-подходящ елемент от детското облекло, за разработване и онагледяване на дискутираната идея е приета яката. Тя е основен детайл от облеклото и често негов композиционен център, като му придава завършен вид в областта на шията. В повечето случаи се състои от два детайла – горна и долна яка. Горната яка е видима и има декоративен характер. В зависимост от конструкцията и начина на прилягане яките биват с отделно скроено столче – Фиг. 1.а., с изцяло скроено столче – Фиг. 1.в, яка столче – Фиг. 1.б., полулегнала яка, легнала яка – Фиг. 1.г.; шал яка – Фиг. 1.д. и ревер яка – Фиг. 1.е. В зависимост от модните тенденции яките се декорират с кантове, ленти, дантели, бродерии и други украсителни елементи, което в комбинация с възможностите за формообразуване, конструктивни и технологични варианти дава възможност за разнообразни и атрактивни творчески решения.



Фиг. 2. Дизайн на подвижни яка с отделно и изцяло скроено столче за бродиране

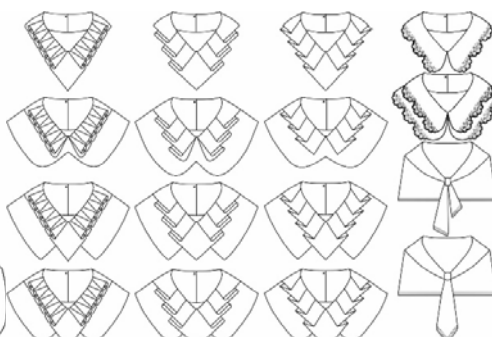
За нуждите на разработката, подходящи за подвижни яка за детско облекло с възможност за бродиране, шампиране и апликации са яките с отделно и изцяло скроено столче, легналите и полулегналите яка. На Фиг. 2, 3, 4 и 5 е представен концептуален дизайн на подвижни яка с разнообразни конструктивни и технологични решения с помощта на CorelDRAW X7. Концептуалният дизайн е създаване и изследване на нови идеи. Това е изкуство, при което се дава предимство на функцията – т.е. целта е да се илюстрира идея, която има потенциал да бъде функционална. Дизайнът и технологичното решение на яките, представени на Фиг. 4 и 5, е изцяло авторски и е насочен към удобството на детето и възможността за бърза и безпроблемна смяна при замърсяване или при желание на самото дете.



Фиг. 3. Дизайн на подвижни яки с отделно и изцяло скроено столче, прикачени към подвижна гръдна платка, подходящи за бродирание



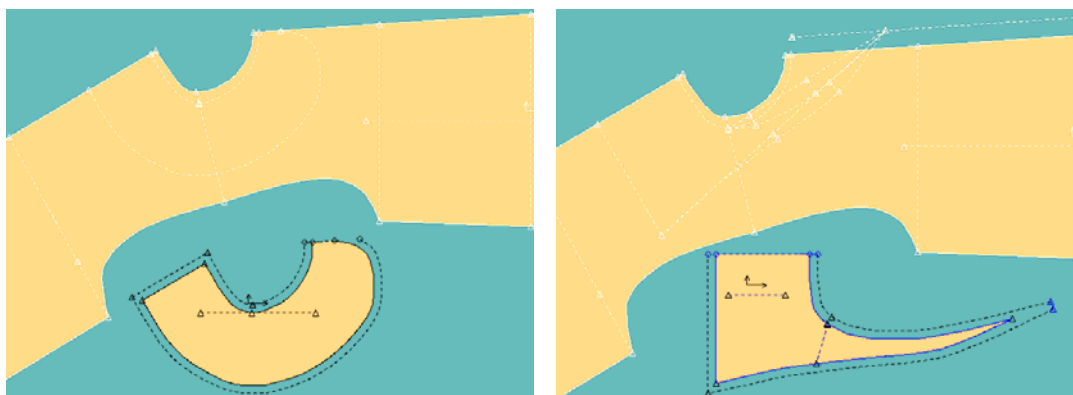
Фиг. 4. Дизайн на легнали яки със задно закопчаване, подходящи за бродирание



Фиг. 5. Дизайн на легнали яки с фалти, плисета и дантели и моряшки яки

Моделно разнообразие при яките се получава при промяна на широчината на яката и столчето, формата и размерите на върховете на яката, ъгъла при яката. Яките за детски блузи и ризи се проектират отделно от предната част и гърба. Най-характерни са легналите и полулегнали яки. Външния контур на този вид яки е предизвикателство за въображението на дизайнера. В настоящата разработка те се проектират при съвместяване на предната част и гърба по линия на рамото. Примерни конструкции са разработени автоматизирано на Фиг. 6. с помощта на CAD програма AccuMark V10 на фирма Gerber Technology.

Технологичната последователност за изработка на конструираната на Фиг. 6 подвижна, легнала яка е представена чрез технологична последователност в таблица 1, разработена на CorelDRAW X7.



Фиг. 6. Примерни конструкции на яки за детско облекло, разработени по методика [1]

Таблица 1.

Технологична последователност за изработка на подвижна легнала яка

№	НАИМЕНОВАНИЕ НА ОПЕРАЦИЯТА	СИМВОЛ ШЕВ	ТИП БОД	ЗАБЕЛЕЖКА
1	подлепване на горната яка		ГПМ	без резервите за шев
2	бродиране на горната яка		БА	
3	СБР между горната и долната яка околвърст		301	лице с лице шевът се затяга в началото и края
4	накълцване на извитите участъци по контура на яката			
5	обръщане на яката и гладене с кант към долна яка		ПЮ	отвора за обръщане на късата страна
6	пречупване на резервата по линия на отвора за обръщане		ПЮ	
7	лицев, затварящ шев по отвора за обръщане на яката		301	шевът се затяга в началото и края
8	изплитане на илик		304	
9	пришиване на копче		101	

За изграждане и онагледяване на цялостната концепция е разработен примерен авторски дизайн на бродерии, спомагащ за възпитаване на любов към животните, възприемане на основни понятия за природата и създаване на правилно отношение към храненето и на полезни навици за здравословно хранене - Фиг. 7.

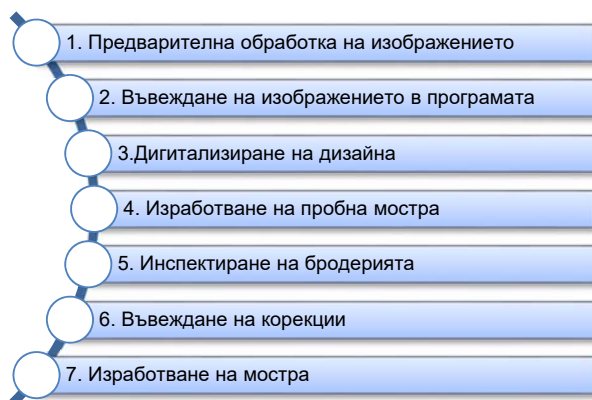
През последните години постоянно излизат все по-притеснителни статистики относно детското здраве. Децата стават все по-болни, затлъстели и пасивни. По статистически данни у нас, над 220 000 деца под 18 години страдат от затлъстяване. Този проблем е много сериозен и е констатиран в световен мащаб. В отговор на различните теории, относно здравословния начин на живот и неточностите в тях, университетът Харвард предлага една ясна и подкрепена с много изследвания „Пирамида за здравословно хранене“ [6]. С нея всеки лесно може да научи повече за това кое е полезно и кое не толкова, или вредно, за здравето. В основата на пирамидата са физическите упражнения и контролът върху теллото. Според изследванията на Харвард, тези фактори, оказват най-силно влияние върху здравето и хранителния режим. Здравословното хранене включва повече храни от основата на пирамидата и по-малко от по-високите ѝ нива. Единствените храни, които трябва да бъдат напълно изключени, са транс-мазнините.

На Фиг. 8 са представени 4 авторски рисунки, насочени към изграждане на навици за здравословно хранене при децата и отношение на любов и общуване с животинския свят. Те са разработени в среда на CoreIDRAW X7 и са подходящи за конвертиране в програма за създаване на дизайн на бродерии. Последните са разработени посредством софтуерен продукт Digitizer MB и бродираща машина на фирма Janome MB 4 съгласно стъпките, представени на Фиг.9.



Фиг. 8. Авторски рисунки, подходящи за конвертиране на бродиращ автомат

Преди дигитализиране на дизайна обикновено се прави предварителна обработка на изображението с цел редуциране на цветовете и изглаждане на линиите. В случаите, когато се разработват дизайн, съдържащ разнородни обекти с малки размери, се препоръчва ръчно, вместо автоматично дигитализиране. При ръчното дигитализиране се прави избор относно последователността на изработване на обектите и техните параметри като вид на покриващи и очертаващи бодови редове, направление, гъстина, стъпка, цвят и др., отчитайки търсения визуален ефект и вида на текстилната структура, върху която се работи. Всички дизайнерски решения са изработени върху суров памучен тъкан плат в сплитка лито с площна маса 120 g/m².

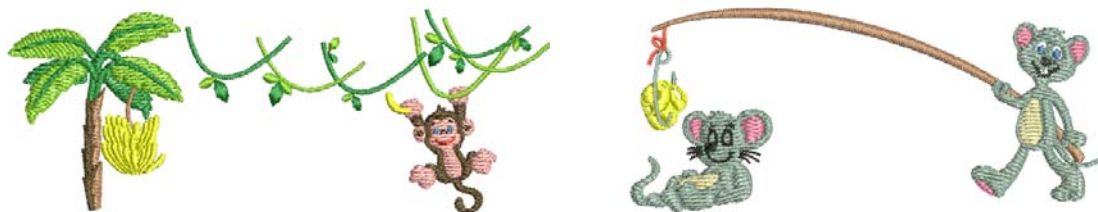


Фиг.9. Схема на технологичната последователност за изработване на бродерията

След създаване на програмата за управление на бродирация автомат се пристъпва към изработване на пробна мостра. Преди самия процес на бродиране е необходимо да се направи подбор на: вид на подложения материал (за предотвратяване потъването на бодовете, изкривяване на бродерията или деформиране на плата), вид на горен и долен конец (състав и линейна плътност), вид на иглите, опъване на горен и долен конец, опъване на плата в гергефа и обороти. Ако при визуалната инспекция, не се установят дефекти, се преминава към следващата стъпка от технологичната карта за изработване на яката. Видовете дефекти и причините за появяването им са описани в [3]. При необходимост се правят корекции в програмата или в технологичните параметри на бродирането.

На Фиг. 10 са илюстрирани изображения на дизайна като бродерии. От тях се вижда ясно, че е извършено стилизиране на елементите от композицията спрямо Фиг. 8., произтичащо от това, че някои от обектите са с много малки размери. Снимки на реализираните дизайнерски проекти са дадени на Фиг.11.





Фиг.10. Дизайнерските решения, представени като бродерия



Фиг.11. Снимки на реализираните дизайнерски проекти

Заклучение

Разработената конструктивно-технологична и дизайнерска концепция на елементи и възли от детското облекло влияе директно върху възпитанието на детето. Реализирани са конструкция, технология и интересно художествено оформяне на бродерии за яки към детското облекло. Подвижните яки се поддържат лесно при носене и внасят необходимото разнообразие при този вид изделия. Предложените сменяеми яки със съответният бродиран дизайн лесно се комбинират с други облекла и спомагат за приучване към определени навици под формата на забавна игра и предоставят опции за насочен избор на детето.

Изказваме специална благодарност на маг. Македонка Павлова за оказаното съдействие при разработката на проектираните дизайнерски решения за бродерии.

Литература

1. Павлова, М., Ръководство за лабораторни упражнения по технология на облеклото, Издателство на ТУ-София, София, 2010.
2. Петров, Хр., Н. Петров, Н. Панова, Конструирание на облеклото, Техника, София, 2006.
3. Софронова, Д., Р.А. Ангелова, Дефекти при машинното бродирание, Доклад от НК на ЕМФ'2016, 18-21 септември 2016, стр. .158-164.
4. Wirschun, В., Mode – Zeichnen mit CorelDRAW, Verlag Europa – Lehrmittel, Haan-Gruiten, 2012.
5. <https://www.brwnpaperbag.com/2016/06/22/vivetta-collars/>
6. <http://detskorazvitie.bg/Nutrition/HealthyNutrition.html>

доц. д-р Радка Атанасова, ТУ – София, тел. 965 36 47, е-mail: ratanasova@tu-sofia.bg

доц. д-р Магдалена Павлова, ТУ – София, тел. 965 36 47, е-mail: mpavlova@tu-sofia.bg

гл. ас. д-р Даниела Софронова, ТУ – София, тел. 965 39 21, е-mail: dcholeva@tu-sofia.bg