

ISSN 0453-8307

ЕКОЛОГО-ЕНЕРГЕТИЧНІ ПРОБЛЕМИ СУЧАСНОСТІ

**ХVІ ВСЕУКРАЇНСЬКА
НАУКОВО-ТЕХНІЧНА КОНФЕРЕНЦІЯ МОЛОДИХ
УЧЕНИХ ТА СТУДЕНТІВ
(14 квітня 2016 р.)**

**Збірник наукових праць
Секція 2: «Теплофізика, теплоенергетика, наноматеріали та
нанотехнології»**



ОДЕСА 2016

УДК 547; 37.022

Еколого-енергетичні проблеми сучасності / Збірник наукових праць всеукраїнської науково - технічної конференції молодих учених та студентів. Одеса, 14 квітня 2016 р. – Одеса, Видавництво ОНАХТ, - 2016р. – 95 с.

Збірник включає наукові праці учасників, що об'єднані по темам: теплофізичні проблеми в різних галузях науки і техніки; енергетика і енергозбереження в сучасних виробництвах.

Матеріали подано українською, російською та англійською мовами.

ISSN 0453-8307 © Одеська національна академія харчових технологій

ЕДИНОЕ УРАВНЕНИЕ СОСТОЯНИЯ АММИАКА

Алексеева В.А.

Университет ИТМО, г. Санкт-Петербург, Россия

При разработке новой техники и современных технологий важно использовать экологически безопасные холодильные агенты. Именно к таким хладагентам и относится аммиак (R717). В настоящее время в результате многочисленных исследований установлено, что точность, с которой уравнения состояния, не удовлетворяющие требованиям масштабной теории критических явлений, передают равновесные свойства в широкой окрестности критической точки, не соответствует точности экспериментальных данных. Особенно это касается описания линии фазового равновесия и термических данных. Цель работы – предложить такое уравнение состояния, которое с малой погрешностью описывает и регулярную часть термодинамической поверхности, и область сильно развитых флуктуаций плотности. В основу подхода положено новое представление масштабной гипотезы, в котором в качестве масштабного множителя используется изохорная теплоемкость C_V [1, 2]:

$$\Delta S^{\alpha} = \Phi_0 \bar{v}^{\alpha} \bar{m}^{\beta}, \quad m = \Delta \rho \bar{v}^{\alpha} \bar{m}^{\beta}, \quad (1)$$

где ΔS – сингулярная составляющая энтропии S ; $\Delta \rho = \omega - 1$; $\omega = \rho / \rho_c$; α, β – критические индексы; Φ_0 и Φ_1 – постоянные коэффициенты.

На основе (1) и гипотезы [3] об одинаковом характере поведения изохорной теплоемкости, коэффициента изотермической сжимаемости, изобарной теплоемкости разработано единое уравнение состояния в физических переменных, которое, во-первых, удовлетворяет требованиям, предъявляемым к единым аналитическим уравнениям состояния, во-вторых, масштабным уравнениям состояния с учетом следующего приближения масштабной теории. Хладон R717 относится к классу хорошо изученных веществ в термодинамическом плане веществ. Вместе с тем, равновесные свойства аммиака в околоскритической области недостаточно исследованы. Поэтому в опорный массив опытных данных были включены данные о плотности и изохорной теплоемкости для широкой окрестности критической точки, рассчитанные на основе кроссоверного уравнения состояния Киселева С.Б.. Разработан пакет прикладных программ на алгоритмическом языке Фортран, предназначенный для поиска коэффициентов единого уравнения состояния на базе разнородной экспериментальной информации. В результате построено уравнение состояния аммиака, на основе которого рассчитаны термодинамические таблицы R717 в широкой области параметров состояния, включая окрестность критической точки.

Информационные источники:

1. Rykov S.V., Rykov V.A., Kudryavtseva I.V. Fundamental equation of state of perfluoropropane // XXXI International Conference on Equations of State for Matter, IET – 2016. P. 62.
2. Рыков С.В., Кудрявцева И.В., Рыков В.А. Физическое обоснование метода псевдокритических точек // Научно-технический вестник Поволжья. 2014. № 2. С. 44–47.
3. Benedek G.B., In polarisation matie et payonnement, livre de Jubile en l'honneur du proffesor A. Kastler (Presses Universitaires de Paris, Paris).-1968.-P.71

*научный руководитель: к.т.н., доцент кафедры теоретических основ тепло- и хадотехники
Рыков С.В.*

Университет ИТМО, г. Санкт-Петербург, Россия

ЕНЕРГОРЕСУРСОСБЕРЕЖЕННЯ ПРИ ЗБЕРІГАННІ МАЗУТУ В РЕЗЕРВУАРНИХ ПАРКАХ

Андерсон О.Ю., аспірант, Петрикеєв М.М. студент
Одеська національна академія харчових технологій

Існує проблема неефективного підігріву мазуту в резервуарних парках нафтобаз. Темні нафтопродукти (мазут, гудрон) поступають в резервуари при температурі 60-70°C, яка повинна підтримуватися постійною до відвантаження нафтопродукту.

Для підтримання температури на більшості нафтобаз у якості джерела теплової енергії використовується водяний пар. По існуючій технології конденсат пари, який відводиться з резервуару та охолоджується до 40°C, скидається в каналізацію. Додатковими витратами є витрати від «пролітної пари», яка не встигає конденсуватися у резервуарі. Поява цієї пари пояснюється особливістю роботи парових котлів при зміні температури навколишнього середовища. Ця технологія характеризується значними втратами енергоресурсів.

Запропоновується рішення даної проблеми шляхом модернізації старої системи підігріву (рис. 1) на енергозберігаючу (рис. 2).

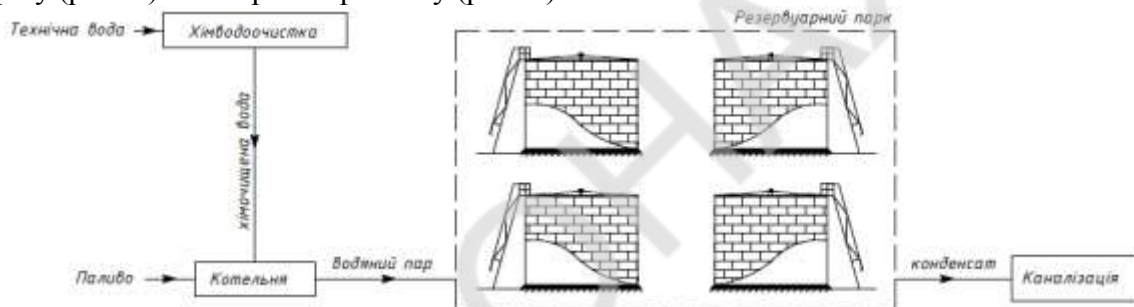


Рис. 1 – Існуюча система підігріву мазуту в резервуарах

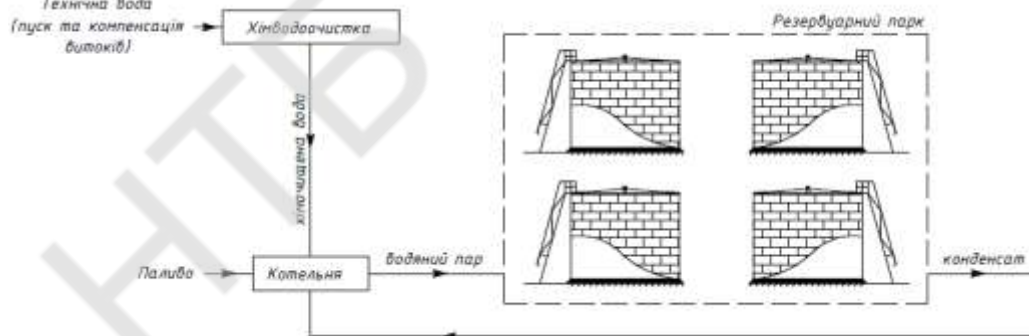


Рис. 2 – Енергозберігаюча система підігріву мазуту в резервуарах

Розглянемо експлуатаційні переваги нової системи підігріву нафтопродуктів. Для прикладу візьмемо дані по тепловим втратам для резервуару об'ємом 10000м³ з роботи [1]. Теплові втрати міняються з 23 до 185 кВт в залежності від пори року. В найбільш холодний період для підтримання температури мазуту треба забезпечити теплову потужність підігрівачів у 185 кВт. Теплоносієм є насичений водяний пар з температурою 150°C. Необхідна кількість пари розраховується за формулою:

$$G = \frac{Q}{h_{пара} - h_{кон}} \quad (1)$$

де, Q - кількість теплоти, необхідної для підтримання температури мазуту, Вт;
 $h_{пара}$ - ентальпія пари при температурі 150°C, Дж/кг;

$h_{\text{конд}}$ - ентальпія конденсату при температурі 90°C, Дж/кг.

Розрахункова кількість пари у холодний період складає 0,0781 кг/с (281 л/год). Відповідно втрати конденсату в існуючій системі оцінюються у 281 л/год.

Компенсація втрат – за рахунок води технічної якості, яка попередньо проходить хімоводоочистку. Далі вода підігривається до температури кипіння 150°C. На підігрів води витрачається паливо. При поверненні гарячого конденсату з температурою 90°C для повторного використання досягається значне енергозбереження за рахунок виключення підігріву води з 20 до 90°C. Теплова потужність розраховується з рівняння теплового балансу:

$$Q_{\text{води}} = G_e C_{P_e} (t_1 - t_2) \quad (2)$$

де, G_e - витрата технічної води, кг/с;

C_{P_e} - питома теплоємність води, Дж/(кг·°C);

t_1, t_2 - початкова та кінцева температура води відповідно, °C.

Розрахункове значення утилізованої теплової потужності від повернення конденсату складає 22,9 кВт. Надлишкова витрата природного газу, який витрачається на підігрів води, визначається за формулою:

$$V_{\text{газа}} = \frac{Q_{\text{води}}}{Q_{\text{газ}} \cdot \eta} \quad (3)$$

де, Q - теплова потужність, необхідна для підігріву води, кВт;

$Q_{\text{газа}}$ - теплотворна здатність природного газу, приймається 34300 кДж/м³;

η - ККД котла на природному газі, приймається 93,4%.

Розрахункова витрата природного газу на підігрів котлової води складає 2,56 м³/год.

Додаткові фінансові витрати при експлуатації існуючої системи підігріву нафтопродуктів визначаються за формулою:

$$C_1 + C_2 + C_3 + C_4 \quad (4)$$

де, C_1, C_2, C_3, C_4 - витрати на водоспоживання, хімоводоочистку, водовідведення і підігрів котлової води від 20 до 90°C відповідно, грн/м³;

Розрахункове середнє значення додаткових річних витрат при скиданні конденсату в каналізацію оцінюється в 193000 грн/рік з одного резервуару. Враховуючи те, що резервуарні парки великих нафтобаз нараховують десятки резервуарів, запропонована система підігріву нафтопродуктів буде використовувати менше води, природного газу та буде економічно вигідною.

Інформаційні джерела:

1. Андерсон А.Ю., Подогрев мазута в резервуаре геотермальной энергией/ А.Ю. Андерсон, М.М. Кологривов/Промышленная теплотехника. – 2015, - Том 37. - № 7. – С. 201-207.

Науковий керівник: доцент, к.т.н., Кологривов М.М., ОНАХТ

УДК 697.329

Аналіз ефективності систем теплопостачання з різноманітними конфігураціями теплонасосних установок на базі енергії ґрунтових вод

Боднар І. О., аспірант

Одеський національний політехнічний університет

У зв'язку з тенденцією безперервного росту вартості органічного палива й погіршення екологічної ситуації, одним з основних напрямків вдосконалення систем теплопостачання є тенденція переходу на низькотемпературні системи опалення на основі використання

теплонасосних установок (ТНУ) згідно з вимогами енергозберігаючих технологій. Різноманітні конфігурації даних систем дозволяють замістити органічне паливо за рахунок альтернативних джерел енергії, які не обмежені своїми накопиченими запасами на відмінно від традиційних видів палива, а також дозволяють отримати чисте екологічне тепло. К таким альтернативним джерелам енергії відноситься й низькотемпературна енергія ґрунтових вод.

Аналіз енергетичної ефективності проведений для чотирьох різноманітних систем альтернативного теплопостачання з використанням низькопотенційної енергії ґрунтових вод з опалювальними приладами радіаторами для повного покриття теплового навантаження на опалення за температурним графіком 75-50 °С, а саме: одноступеневої ТНУ; одноступеневої ТНУ з проміжним теплообмінником; одноступеневої ТНУ з проміжним теплообмінником і переохолоджувачем; двохступеневої ТНУ.

Результати чисельного моделювання за методикою [1], з використанням можливостей програми CoolPack [2], наведені на рис. 1-2.

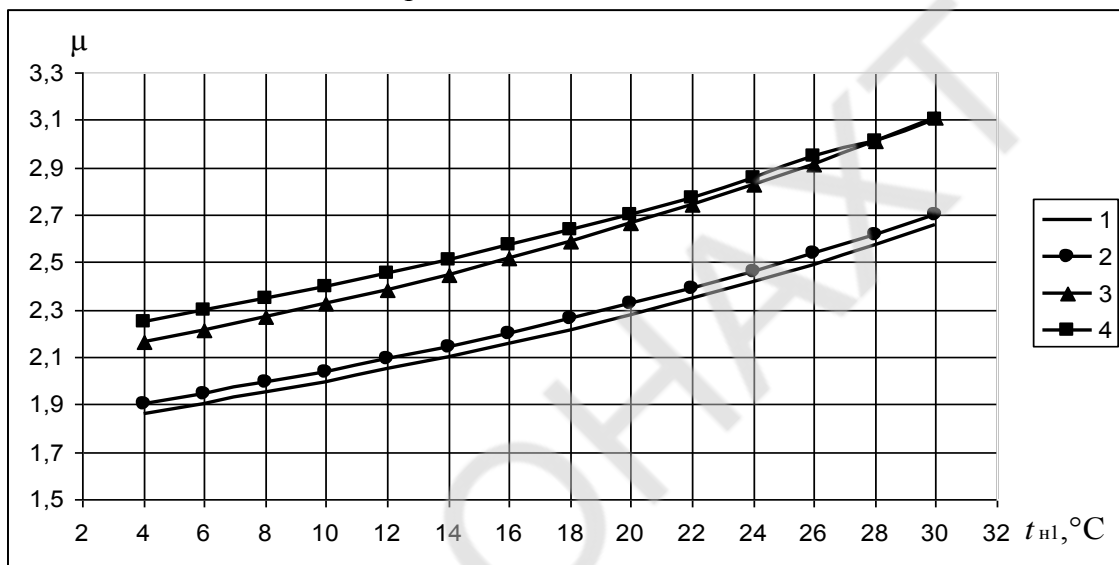


Рис. 1 – Залежність коефіцієнту перетворення теплоти μ від температури ґрунтової води на вході в випарник $t_{н1}$: 1 – одноступенева ТНУ; 2 – одноступенева ТНУ з проміжним теплообмінником; 3 – одноступенева ТНУ з проміжним теплообмінником і переохолоджувачем; 4 – двохступенева ТНУ.

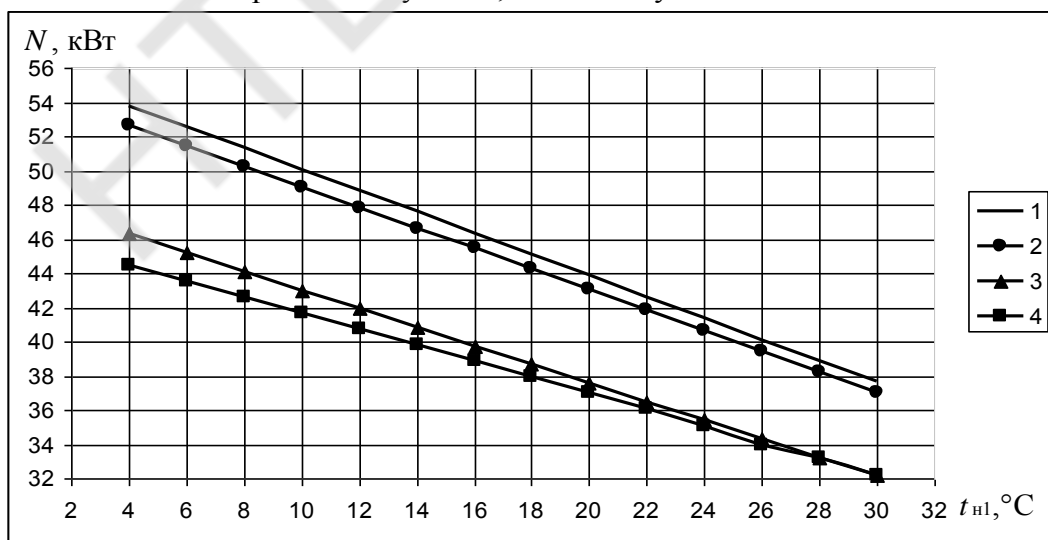


Рис. 2 – Залежність споживання електричної енергії N від температури ґрунтової води на вході в випарник $t_{н1}$: 1 – одноступенева ТНУ; 2 – одноступенева ТНУ з проміжним теплообмінником; 3 – одноступенева ТНУ з проміжним теплообмінником і переохолоджувачем; 4 – двохступенева ТНУ.

З енергетичної точки зору теплопостачання з використанням ТНУ вигідніше, ніж при спалюванні природного палива, використаного для вироблення електроенергії за умов, що питомі витрати первинної енергії ПЕ < 1 [1]. В табл. 1 наведені отриманні питомі витрати первинної енергії для систем альтернативного теплопостачання в залежності від температури ґрунтової води на вході в випарник.

Таблиця 1 – Питомі витрати первинної енергії.

ТНУ	Температура води на вході в випаритель $t_{н1}$, °С											
	8	10	12	14	16	18	20	22	24	26	28	30
1	1,35	1,31	1,28	1,25	1,22	1,18	1,15	1,12	1,08	1,05	1,02	0,99
2	1,32	1,29	1,25	1,22	1,19	1,16	1,13	1,10	1,06	1,03	1,00	0,97
3	1,16	1,13	1,10	1,07	1,04	1,01	0,98	0,96	0,93	0,90	0,87	0,84
4	1,12	1,09	1,07	1,04	1,02	0,99	0,97	0,94	0,92	0,89	0,87	0,84

Примітка: 1 – одноступенева ТНУ; 2 – одноступенева ТНУ з проміжним теплообмінником; 3 – одноступенева ТНУ з проміжним теплообмінником і переохолоджувачем; 4 – двохступенева ТНУ.

Аналізуючи результати чисельного моделювання, було виявлено, що найбільш ефективною є двохступенева конфігурація ТНУ на ґрунтових водах. З енергетичної точки зору доцільно використовувати альтернативні системи теплопостачання на базі енергії ґрунтових вод з радіаторним опаленням:

- для одноступеневої ТНУ й одноступеневої ТНУ з проміжним теплообмінником при температурі ґрунтової води більш 29 °С;
- для одноступеневої ТНУ з проміжним теплообмінником і переохолоджувачем при температурі ґрунтової води більш 19 °С;
- для двохступеневої ТНУ при температурі ґрунтової води більш 18 °С

Інформаційні джерела:

1. Боднар І.А. Аналіз енергетичної ефективності теплонасосних установок з використанням тепла ґрунтових вод / І.А. Боднар, А.Е. Денисова, С.І. Бухкало // Вестник НТУ "ХПІ" № 16 (1059), 2014. – С. 36–44.

2. Пакет прикладних програм CoolPack 1.46. [Електронний ресурс]. Режим доступу: http://www.xiron.ru/component/option,com_remository/Itemid,38 /func,fileinfo/id,104/

*Науковий керівник: проф., д.т.н. Денисова А. Є.,
Одеський національний політехнічний університет*

УДК 622.692.4

ПРО ВИКОРИСТАННЯ СЛАНЦЕВОГО ГАЗУ НА АГНКС

Вороненко Ю. Є., студент

Одеська національна академія харчових технологій

Розглядається питання часткового або повного використання сланцевого газу на автомобільних газонаповнювальних компресорних станціях (АГНКС) в якості моторного палива. Традиційно АГНКС будують поблизу магістральних газопроводів і газових мереж. На АГНКС проводиться заправка автомобілів стисненим до 200 бар природним газом (метаном).

На відміну від газових родовищ із значними запасами природного газу в родовищах сланцевого газу є невеликі запаси. Такі родовища всюди, де є осадові породи глинистого, вапняного, піщаного характеру з вмістом до 50% органічних речовин. У мікротріщинах цих порід накопичується газ, до складу якого входить метан (до 90%), вуглекислий газ, водень,

азот і домішки інших газів. Цей газ називають сланцевим. Його теплотворна здатність менше теплотворної здатності природного газу (на 10% -20%). Такий сланцевий газ можна компримованого на АГНКС також, як і природний газ. [1].

Інший вид сланцевого газу отримують піролізом зі сланців. Цей вид сланцевого газу містить до 30% метану, 25% ÷ 40% водню, до 10% ÷ 20% діоксиду вуглецю, 4% ÷ 5% важких вуглеводнів, азот, кисень і домішки інших газів. Склади сланцевих газів другого виду наведені в таблиці 1 [2].

Таблиця 1 Приклади складів сланцевого газу, отриманого піролізом

Компоненти суміші	CO ₂ +H ₂ S	CO	CH ₄	C _n H _m	H ₂	O ₂	N ₂
1-й склад, Об'єм в %	18,78	10,91	23,86	5,70	38,75	0,30	1,70
2-ий склад, Об'єм в %	15,0	16,6	22,2	2,70	39,1	0,20	4,20

Для компримування природного газу на АГНКС до тисків 200 ÷ 250 бар застосовують 4-х ступінчасті поршневі компресори різних типів. Ступінь стиснення газу в одному щаблі становить від 2,5 до 3 при відповідному надмірному тиску газу на вході в перший ступінь. Стиснення газу супроводжується його нагріванням на 50° С ÷ 70° С в кожній із ступенів і подальшим його межступенчатом охолодженні холодною водою до температур 25° С ÷ 30° С. При компримування багатокомпонентного сланцевого газу можлива часткова конденсація окремих компонентів з газової суміші з подальшим відведенням утворився конденсату. Ступінь конденсації залежить від термодинамічних властивостей газових компонентів і їх процентного вмісту в газовій суміші. У таблиці 2 наведені критичні параметри компонентів сланцевого газу [3].

Таблиця 2 Критичні параметри деяких газів

Параметр	CO ₂	H ₂ S	CO	CH ₄	C ₂ H ₆	H ₂	O ₂	N ₂
T _{кр} , К	304	374	134	190,7	295,3	33,1	154,2	126
P _{кр} , бар	75	91,8	36	47,3	48,9	13,5	51,4	34,6

Аналізуючи дані, які наведені в таблицях 1 і 2 можна зробити висновок про те, що прикомпримування сланцевого газу до 250 бар можлива часткова конденсація CO₂, H₂S, C_nH_m з відповідною зміною процентного складу газової суміші.

Зменшення вмісту CO₂ - баластного компонента газової суміші покращує теплотворну здатність газового палива.

Зменшення вмісту горючої компоненти H₂S зменшує теплотворну здатність газової суміші, що погано. З іншого боку видалення сірчаних з'єднань з газового палива істотно зменшує корозію в двигуні автомобіля, що добре.

Зменшення вмісту важких вуглеводнів в суміші зменшує теплотворну здатність суміші, що погано.

Розглядаючи в цілому зміна процентного вмісту суміші можна сказати, що при компримування моторні властивості сланцевого газу поліпшуються за рахунок збільшення теплотворної здатності газової суміші орієнтовно на 10% відносно початкової 20000 кДж / м³ і зменшення утворення сірчистих сполук при згорянні суміші.

Інформаційні джерела:

1. Можливості видобутку сланцевого газу в Україні, Київ – 2010, UKRAїнська ENERGetика 8 стор./открытый электронный ресурс.- www.ua-energy.org,
2. Большая энциклопедия нефти и газа. Сланцевый газ./ Відкритий електронний ресурс.- <http://www.ngpedia.ru/id636629p1>.
3. Эксплуатационники газонафтового комплексу В.В. Розгонюк, Л.А. Хачик'ян, М.А. Григель, В.П. Никишин. – К.: Росток, 1998. – 432 с.

УДК. 662.99+ 621.18

УТИЛИЗАЦИЯ НИЗКОПОТЕНЦИАЛЬНОЙ ТЕПЛОТЫ УХОДЯЩИХ ГАЗОВ НА ОСНОВЕ КОНДЕНСЕРНОЙ УСТАНОВКИ

Студент Будниченко А. А.

Гомельский государственный технический университет имени П. О. Сухого

В настоящее время во всей мире большое внимание уделяется разработке и внедрению энергосберегающих технологий. Одной из таких высокоэффективных технологий, широко используемой в энергетике ряда стран Евросоюза, является утилизация низкопотенциальной теплоты уходящих дымовых газов за счет использования конденсерных технологий.

Широкое применение для реализации конденсерной технологии получили контактные теплообменники, которые чаще всего называют контактными экономайзерами. Главным преимуществом этой технологии является конденсация водяных паров и использование при этом теплоты нагрева воды.

Реализация технологии по схеме «конденсер»

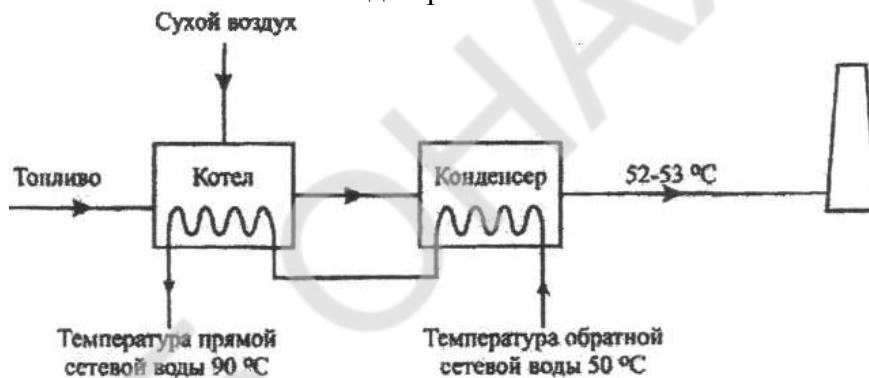


Рис.1 Принцип работы схемы «конденсер»

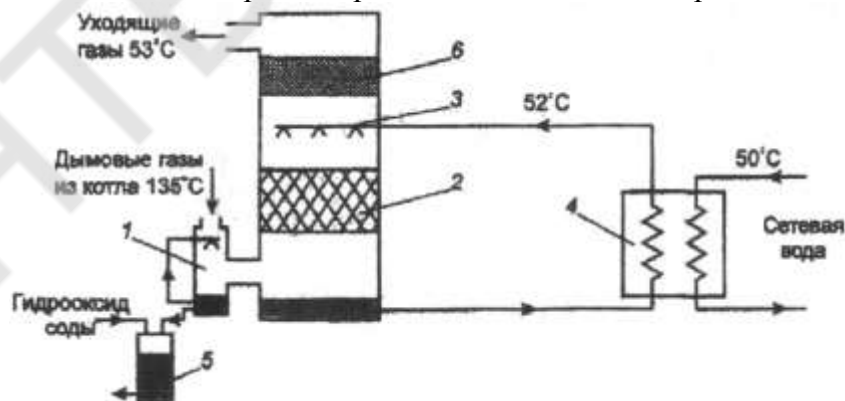


Рис.2 Схема установки «конденсер»

Дымовые газы после котла поступают в предварительный охладитель 1, где происходит быстрое снижение их температуры за счет распыления воды через форсунки. Это необходимо, так как в конденсере основным конструкционным материалом является пластик.

Далее частично охлажденные газы поступают в основную колонну установки. Газы проходят через рассекатель 2, который обеспечивает разбиение подаваемой сверху воды на мелкие капли, что необходимо для получения максимальной поверхности контакта. Это позволяет существенно интенсифицировать процессы охлаждения продуктов сгорания и конденсации содержащихся в них водяных паров. Далее продукты сгорания проходят через

жалюзийный сепаратор 3 и направляются в дымовую трубу. Подогретая вода собирается внизу колонны конденсора и направляется в теплообменник 4, где подогревает сетевую воду, а часть воды переливается в предварительный охладитель 1. Так как за счет конденсации части содержащихся в дымовых газах водяных паров объем воды постоянно увеличивается, то излишек воды из 1 сливается в накопительный бак 5. Ввиду того, что за счет растворения в конденсате CO₂ кислотность воды повышается, в баке 5 осуществляется ее химическая нейтрализация, после чего она сливается в канализацию. Охлажденная в теплообменнике 4 вода снова подается в конденсер через раздающее устройство 6. Расчет был реализован для котла КВ-ГМ-10-150

Таблица 1. – Сводная таблица результатов

Показатели	Ед. изм.	Результат
Объемный расход дымовых газов	м ³ /с	6,242
Теплоемкость	кДж/кг·град	1,067
Температура дымовых газов на входе в КУ	град	146
Температура дымовых газов на выходе из КУ	град	53
КПД установки	%	90
Время работы	ч/год	8500
Утилизируемая теплота	ГДж/год	32030
Экономия условного топлива	т у. т.год	1093
Экономия	у. е./год	234995
Капиталовложения	у. е.	187996
Срок окупаемости	год	0,8

Внедрение установки обеспечивает:

- экономия топлива в размере 7.6%;
- снижение выбросов углекислого газа на 20%;
- уменьшение температуры дымовых газов до 45-55 градусов

Информационные источники:

1. Тепловой расчет котлов (нормативный метод).0-СПб: НПО ЦКТИ, 1998 256с.
2. Кудинов А. А. Энергосбережение в теплогенерирующих установках.- Ульяновск: Ул-ГГУ,2000.- 139с.
3. Конденсерная технология утилизации низкопотенциальной теплоты уходящих газов/ Б. Луниг, И. Л. Ионкин, А. В. Рагуткин, П. М. Сверчков// Энерго 2012: Тр. Всерос. Науч.-практ. Конф. «Повышение надежности и эксплуатации электрических подстанций и энергетических систем». Т.2.М.: Изд-во МЭИ, 2012. 213-216 с.

Научные руководители: кандидат технических наук Овсянник А. В., Полозова О. А.

Гомельский государственный технический университет имени П.О. Сухого

УДК 621.53; 553.981

ИССЛЕДОВАНИЕ СПОСОБОВ ТРАНСПОРТИРОВАНИЯ ПРИРОДНОГО ГАЗА НА БОЛЬШИЕ РАССТОЯНИЯ В ТУРКМЕНИСТАНЕ

**Гарягдиев Б., студент ОКР магистр
ОНАПТ**

Сегодня Туркменистан обладает не только огромной ресурсной базой углеводородов на суше и на море, но и возможностью ее эксплуатации. По оценке экспертов суммарные потенциальные ресурсы углеводородов страны составляют 71,2 млрд. тонн условного

топлива, из которых 53 млрд. тонн приходится на сухопутные, а 18,2 млрд. тонн – на морские части (рис. 1). Более 70 % приходится на природный газ.

В настоящее время основным видом транспорта является магистральный трубопровод – газ под давлением, как правило, до 75 атм движется по трубам диаметром до 1420 мм.

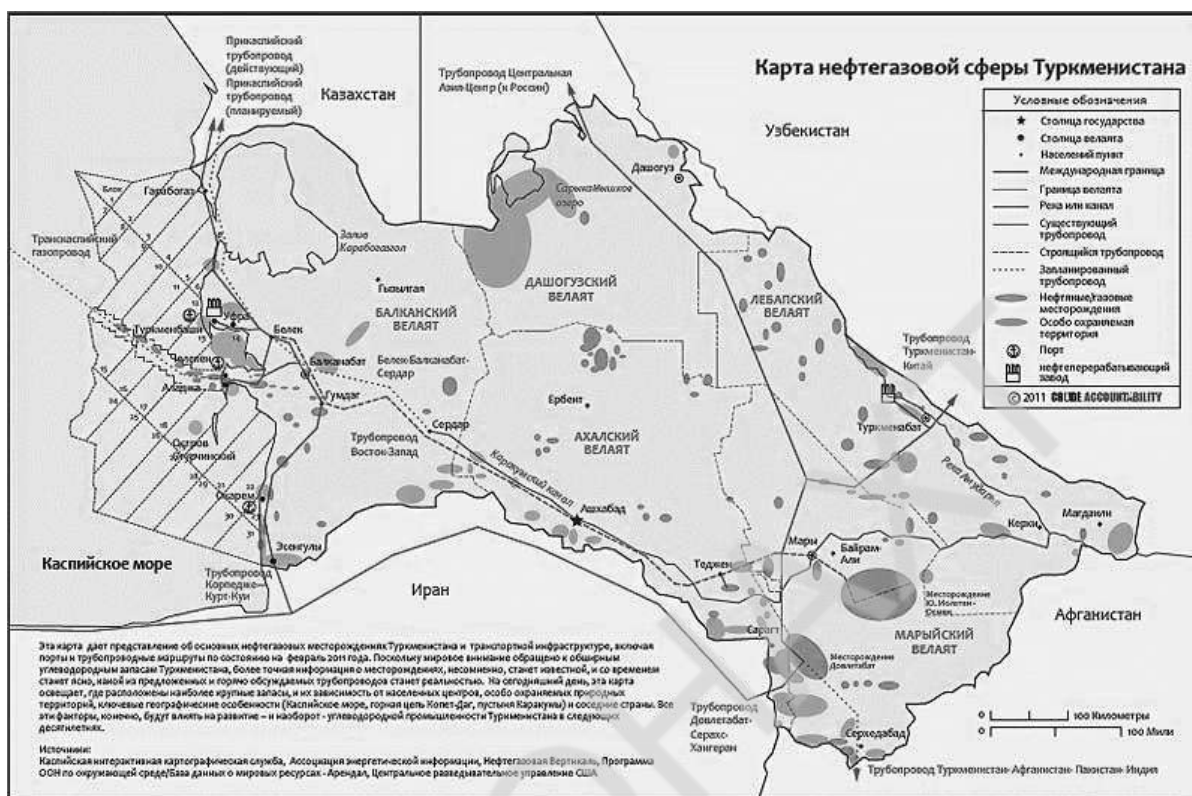
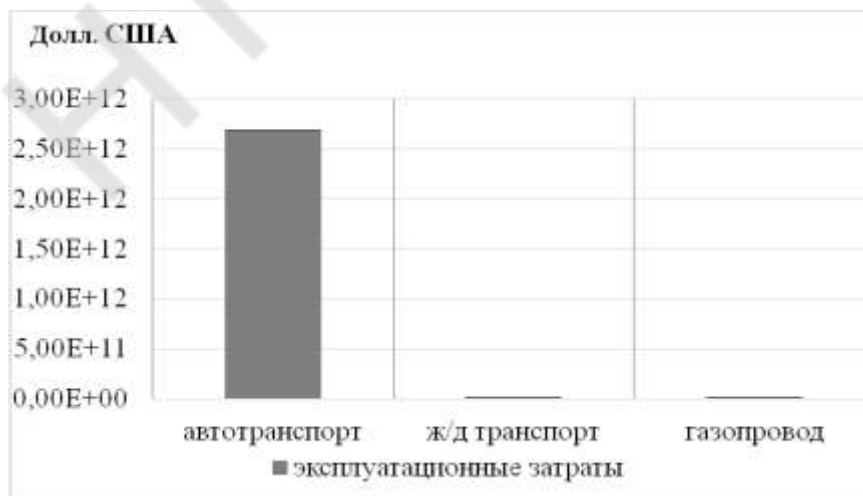


Рис. 1. Карта нефтегазовой сферы Туркменистана

Газопровод «Восток-Запад» – общегосударственный проект развития газотранспортной инфраструктуры в Туркмении, реализация которого началась в 2010 году. Газопровод предполагает объединение основных газовых месторождений Туркмении, расположенных на востоке страны, с западными районами и Каспийским морем для возможности создания замкнутой газотранспортной системы в Туркмении и транзита значительных объемов газа как в восточном, так и в западном направлениях.



а)

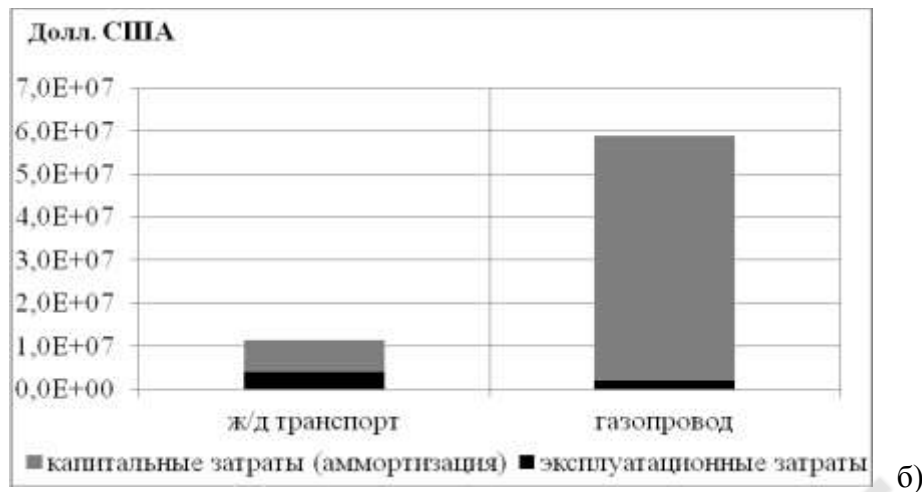


Рис. 2. Суммарные годовые затраты на транспортирование $30 \cdot 10^9$ м³/год природного газа тремя способами на расстояние 773 км (а) и детализация суммарных годовых затрат (б)

Пропускная способность газовой магистрали должна составить 30 млрд. м³ год, длина – 773 км [1]. В работе рассмотрены 3 способа транспортировки природного газа с заданными параметрами (рис. 2): магистральный газопровод; автотранспорт; железнодорожный транспорт.

В результате расчетов определено, что при заданных параметрах наименее затратным видом транспорта является железнодорожная перевозка природного газа в сжиженном состоянии.

Информационные источники:

1. [Электронный ресурс]. Режим доступа: <http://infoabad.com/obschestvo-i-yekonomika/bystryimi-tempami-idet-k-zaversheniyu-stroitelstvo-turkmenskogo-gazoprovoda-vostok-zapad.html>.
2. Рачевский Б.С. Сжиженные углеводородные газы. – М.: Изд-во «НЕФТЬ и ГАЗ», 2009. – 640 с.
3. Лавренченко Г.К., Копытнин А.В. Криогенные комплексы производства и отгрузки СПГ, его приема, хранения и регазификации в системе международной торговли // Технические газы. – 2010. – № 3. – С. 2-19.

Научный руководитель: Дьяченко Т.В., к.т.н., доцент кафедры теплоэнергетики и трубопроводного транспорта энергоносителей, ОНАПТ

УДК 622.691.4.07

НАДІЙНІСТЬ СИСТЕМИ ГАЗОПОСТАЧАННЯ БАГАТОПОВЕРХОВИХ БУДИНКІВ

Годунов П.А., студент

Одеська національна академія харчових технологій

При проектуванні газових мереж великих населених пунктів виникають питання з вибору структури газопостачання (кількості газорозподільних станцій (ГРС), газорегуляторних пунктів (ГРП); з геометрії системи – кільцева, тупикова, змішана). При виборі системи низького тиску газу менше 5000 Па можуть бути реалізовані два варіанти одноступеневої системи.

В першому варіанті після ГРС тиск газу знижується в ГРП перед ділянкою газопроводу, що подає газ безпосередньо споживачам (рис.1).

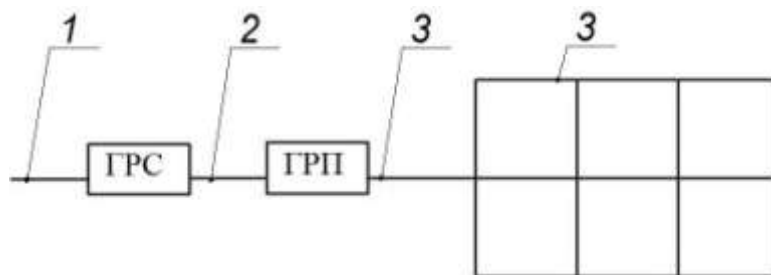


Рис. 1. Принципова схема системи газопостачання низького тиску з ГРП:
1 – газопровод високого тиску; 2 – газопровод середнього тиску ($P \leq 0,3$ МПа); 3 – газопровод низького тиску ($P \leq 5000$ Па).

В другому варіанті трубопроводи середнього тиску прокладаються до житлових будинків. На вхідних ділянках газопроводу в будинках встановлюються домові регулятори тиску (ДРТ), після яких тиск газу знижується до значень менше 5000 Па (рис. 2).

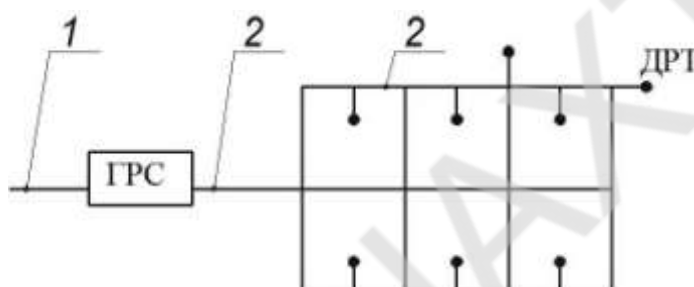


Рис. 2. Принципова схема системи газопостачання з ДРТ:
1 – газопровод високого тиску; 2 – газопровод середнього тиску ($P \leq 0,3$ МПа).

Варіант вважається перспективним, якщо забезпечення газу споживачам буде ефективним з точки зору забезпечення витрати і тиску газу, а також система буде відносно дешевою і безпечною в експлуатації. Доцільно у другому варіанті використовувати автоматизовану систему контролю і регулювання розподілу газу, так як управління роботою ДРТ може бути здійснено дистанційно з диспетчерського пункту.

Згідно з вимогами [1] число об'єктів з автоматизованою системою повинно бути не менше 15 з сумарною витратою газу не менше 30000 кубометрів на годину. Нами проведені попередні розрахунки з вибору варіанта системи газопостачання для будівельної ділянки багатоквартирних будинків міста Одеси з супутньою інфраструктурою. За результатами розрахунку можна зробити наступні висновки:

- металоемність системи в першому варіанті вище приблизно на 25 % ніж у другому;
- капіталовкладення більше для другого варіанту приблизно на 30 % ніж для першого.

На наш погляд більш перспективним є другий варіант, так як забезпечується ефективне постачання споживачів природним газом.

Інформаційні джерела:

1. ДБН В.2.5-20-2001. Газоснабжение. Изд.офиц. - К.:Госстрой, 2001.

*Наукові керівники: доц., к.т.н. Кологривов М.М., ст. викл., к.т.н. Сагала Т.А.
Одеська національна академія харчових технологій*

ПІДВИЩЕННЯ НАДІЙНОСТІ РОБОТИ ЗАПАЛЬНО-ЧЕРГОВИХ ПАЛЬНИКІВ ДЛЯ ФАКЕЛЬНИХ СИСТЕМ

Григор'єв О. А., аспірант

Одеська національна академія харчових технологій

Безпеку і надійність роботи факельних систем забезпечують джерела займання, засоби контролю, сигналізації та індикації наявності полум'я запально-чергових пальників. Найбільш оптимальні результати були отримані при використанні таких пальників інжекційного типу, які ефективно працюють на низькокалорійних газах без додавання висококалорійного [1,2].

Для оцінки ефективності роботи запально-чергової пальника необхідно знати температуру горіння газової суміші, яка залежить від температур палива і окислювача. Це призводить до необхідності розглядання впливу температури ежектируемого повітря на температуру горіння низькокалорійного газу на прикладі феррогаза, отримуваний при виплавці феромарганцю. Склад газу наведено в табл. 1.

Таблиця 1 - Об'ємний склад компонентів скидних низькокалорійних газів

CO ₂ , %	CO, %	CH ₄ , %	H ₂ , %	N ₂ , %
4	33,4	3	1,8	57,8

Основними горючими компонентами феррогаза є:

– Оксид вуглецю CO: $2CO + O_2 = 2CO_2 + 1008,6 \text{ кДж/моль}$;

– Метан CH₄: $CH_4 + 2O_2 = CO_2 + 2H_2O + 951,97 \text{ кДж/моль}$;

– Водень H₂: $2H_2 + O_2 = 2H_2O + 483,62 \text{ кДж/моль}$.

Температурою горіння палива називається температура, яку отримують продукти згорання в результаті нагрівання їх теплотою, що виділяється в процесі горіння. Температура горіння (t_k) визначається з теплового балансу горіння 1 м³ газу, °С [3]:

$$t_k = \frac{Q_H^c + V_B \cdot C_B \cdot t_B + C_T \cdot t_T}{\sum(V_i \cdot C_i) = \frac{Q_{\text{подв}}}{C_{\text{пр.г.}}}} \quad (1)$$

де C_B, C_T – теплоємності повітря, кДж/К·м³(пов), та скидного газу, кДж/К·м³(газу);

t_B, t_T – температури повітря та скидного газу, °С;

V_B – об'ємна витрата повітря, м³(пов)/ м³(газу);

V_i – об'ємний вихід компонентів продуктів згорання ($V_{RO_2}, V_{N_2}, V_{H_2O}$), м³(комп)/м³(газу);

C_i – теплоємності компонентів продуктів згорання, кДж/ К·м³ (комп.);

$Q_{\text{сн}}$ – нижча теплота згорання скидних газів, кДж/м³, визначається за формулою:

$$Q_H^c = 0,01 \left[Q_{CO} \cdot CO + Q_{H_2} \cdot H_2 + Q_{H_2S} \cdot H_2S + \sum [(Q_{C_mH_n} \cdot C_mH_n)] \right] \quad (2)$$

де $Q_{CO}, Q_{H_2}, Q_{H_2S}, Q_{C_mH_n}$ - нижчі теплоти згорання індивідуальних газів, кДж/м³,

CO, H₂, H₂S, C_mH_n – об'ємні концентрації газів, %.

Точне визначення температури t_k за наведеною формулою можливо здійснити тільки шляхом послідовних наближень, так як теплоємності складових продуктів згорання є функцією шуканої температури. При стехіометричному спалюванні газоподібного палива розрахункова формула наступна, м³(пов.)/м³(газу) [8].

$$V_B^0 = 0,0476 \left[\sum \left(m + \frac{n}{4} \right) C_mH_n + 0,5(CO + H_2) + 1,5H_2S - O_2 \right] \quad (3)$$

Розрахункові значення обсягів повітря, м³, визначаються на 1 м³ газоподібного палива. Повітря і газ беруться при нормальних умовах (при 0 °С и 0,1013 МПа).

Дійсний витрата повітря визначається за формулою

$$V_B = \alpha_T V_B^0, \quad (4)$$

де α_T – коефіцієнт надлишку (витрати) повітря, $\alpha_T = 1,01 \div 1,5$.

$$\alpha_T = \frac{V_B^0 + V_B^{изб}}{V_B^0}. \quad (5)$$

$V_{изб}^B$ – надлишкове для процесу горіння кількість повітря.

Оптимальне значення α_T в експлуатації встановлюється експериментально. При коефіцієнті надлишку повітря $\alpha \geq 1$ і повному згорянні палива газоподібні продукти теоретично не містять окису вуглецю.

Дійсні обсяги продуктів згорання, $\text{м}^3 / \text{м}^3$, обчислюються за формулами при $\alpha > 1$.

(6)

При спалюванні газоподібного палива виходи питомих обсягів сухих продуктів згорання, $\text{м}^3(\text{прод.сгор.})/\text{м}^3(\text{газу})$ визначаються за формулою:

(7)

де V_{RO_2} – питомий об'єм трьохатомних газів, $\text{м}^3(\text{RO}_2)/\text{м}^3(\text{газу})$,

$$V_{RO_2}^0 = V_{CO_2} + V_{SO_2}; \quad (8)$$

$$V_{N_2}^0 = 0,79V_B^0 + 0,01N_2; \quad (9)$$

$$V_{RO_2}^0 = 0,01 \left[\sum (m C_m H_n) + C O_2 + CO + H_2 S \right]. \quad (10)$$

Питомий вихід водяної пари:

$$V_{H_2O}^0 = 0,01 \left[\sum \left(\frac{n}{2} C_m H_n \right) + H_2 S + H_2 + 0,124 \cdot d_r + 0,0161 V_B^0 \right], \quad (11)$$

$$V_{H_2O} = V_{H_2O}^0 + 0,0161(\alpha - 1)V_B^0. \quad (12)$$

де d_r - вологовміст газового палива (в стані насичення маса водяної пари в газі).

У теплових розрахунках вологосодержание газу приймалася в залежності від його температури в підвідному газопроводі, коефіцієнт надлишку повітря прийнятий 1,01. Температура повітря приймалася від 0°C до 300°C . Температура газів після сухої очистки 56°C .

Таблиця 2 - Результати розрахунків показників продуктів згорання

Q_n^c , кДж/м ³	V_B , м ³ /м ³	V_{RO_2} , м ³ /м ³	V_{N_2} , м ³ /м ³	V_{H_2O} , м ³ /м ³	V_r , м ³ /м ³
5492	1,123	0,405	1,465	0,145	2,026

Розрахункова залежність $t_K = f(t_B)$ представлена на мал. 1.



Малюнок 1 - Залежність калориметричної температури горіння від температури ежектируемого повітря

Аналіз отриманої залежності дозволяє зробити висновок про те, що з підвищенням температури ежектіруемого повітря калориметрична температура горіння підвищується.

Інформаційні джерела:

1. Современные горелочные устройства (конструкции и технические характеристики) [Текст]: Справочное издание / А.А. Винтовкин, М.Г. Ладыгичев, В.Л. Гусовский, А.Б. Усачев. – М.: Машиностроение – 1, 2001. — 496 с.
2. Патент 103475 UA , МПК F23D 14/24 (2006.01); F23D 14/46 (2006.01) Газовий пальник [Текст] / Григор'єв О.А. – № а201505972; заявл.17.06.2015; опубл.25.12.2015, Бюл. №24, 2015 р.
3. Котли-утилізатори. Навчальний посібник[Текст] / М.М. Кологривов, Т.А. Сагала, В.П. Бузовський: Одеська національна академія харчових технологій. – Одеса: ФОП Бондаренко М.О., 2015. – 84 с.

Науковий керівник: доцент., к.т.н. Кологривов М.М., ОНАХТ

УДК 621.18

**РЕЗУЛЬТАТИ РОЗРОБКИ СТЕНДУ ДЛЯ ДОСЛІДЖЕННЯ
ХАРАКТЕРИСТИК ПАЛЬНИКІВ ФАКЕЛЬНИХ СИСТЕМ**

Григор'єв О. А., аспірант

Одеська національна академія харчових технологій

Гази металургійних підприємств, що відходять, є низькокалорійними. Перед видаленням газів в атмосферу їх спалюють. Надійність запалювання і стійкість горіння полум'я в факельних системах забезпечують запально-чергові пальники.

Для експериментального дослідження характеристик запально-чергового пальника нової конструкції на ЗАТ «Теплоприбор» розроблений стенд. Пальник, що досліджується, є ежекційного типу та захищен патентом [1].

Стенд призначений для вирішення наступних завдань:

- вивчення ефективності спалювання низькокалорійного газу без добавки висококалорійного;
- вивчення спалювання газових сумішей різного складу;
- вивчення впливу конструктивних особливостей запально-чергового пальника на процес горіння;
- вплив термодинамічних параметрів газових сумішей і повітря на процес горіння;
- вплив напрямку горіння факела на процес горіння;
- вивчення утворення оксидів азоту при горінні газів.

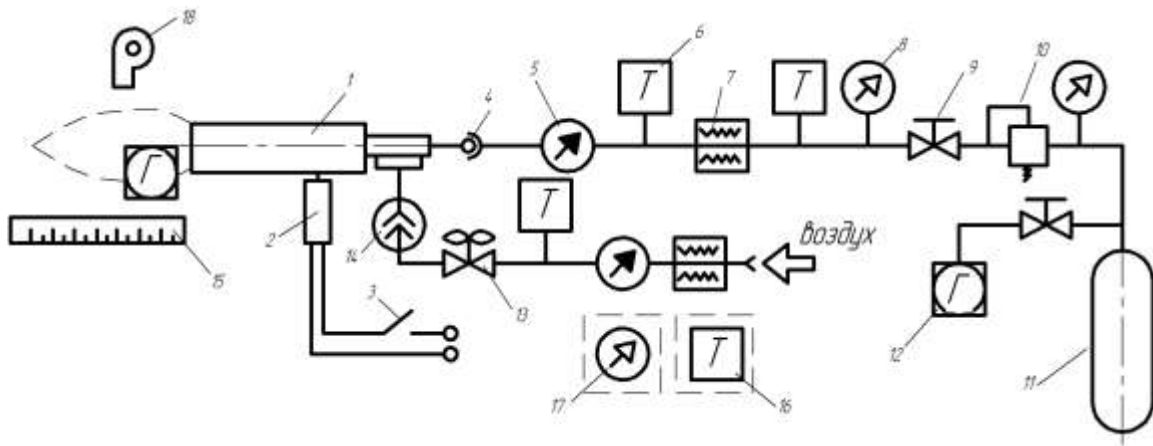


Рис. Принципова схема експериментального стенду

Таблиця 1 – Обладнання стенду

№	Обладнання	Призначення	Характеристики
1	Пальник	Спалювання газоповітряної суміші	Габарити: 285x220x610 (мм)
2	Підставка під пальник	Призначена для кріплення пальника і підтримання його в певному положенні	Зварна конструкція з металопрокату Уголок 50x50
3	Схема запалювання	Запалювання газоповітряної суміші	Електроди розпалу довжиною 250 мм для створення ел. розряд
4	Кнопка включення свічки	Включення або вимикання свічки запалювання	Кнопка "Старт" зелена ХВ2-ВА31
5	Рухомий елемент	Зміна кута нахилу осі пальник відносно горизонту	:Зміна положення:-- 45°, 0°, + 45°, + 90°
6	Лічильник	Облік неагресивних газів на об'єктах енергетики.	Вихровий витратомір ЕМІС-ВИХОР 202 Динамічний діапазон: 1:10 Точність: ±1,5%
7	Термометр біметалічний	Вимірювання температури газів	Модель: БТ-51 Клас точності: 1,5% Діапазон показань температури: 0...+200
8	Нагрівач	Зміна температури газового середовища	Тип: Проточний нагрівач ЕХНЕАТ серії FР-MLH Потужність: 10 кВт
9	Манометр	Вимірювання надлишкового і вакууметрического тиску газоподібних неагресивних середовищ.	Тип: технічний ТМ-510 Клас точності: 1,5 % Вимір: 0 ÷ 25 бар
10	Кран	Перекриття прохідного перерізу	Тип: КС-7141-01 Клапан АЗТ-10-15/250 Умовний діаметр: 15 мм Умовний тиск: 25 МПа
11	Газовий редуктор	Зміна тиску газового середовища	Тип: редуктор балонний БПО-5ДМ Максимальний тиск газу на вході: 2,5 МПа Максимальний робочий тиск газу: 0,3 МПа

12	Балон	Зберігання газової серед	Ємність: 50 м3 Робочий тиск : 1,6 МПа
13	Газоаналізатор	Визначення складу газових середовищ, їх швидкості і температури	Тип: Терміт 5000
14	Засувка	Зміна прохідного перерізу трубопроводу	Тип: затвор дисковий Умовний діаметр: 50
15	Ежектор	Отвір у пальнику, забезпечує доступ повітря	Геометрія: круговий переріз d=24мм
16	Рулетка	Вимірювання лінійних розмірів	Точність вимірювань: 1 мм; довжина: 5 м
17	Термометр	Вимірювання температури атмосферного повітря (навколишнього середовища)	Тип: ТЛ-2-3 Ціна ділення: 1,0 Діапазон вимірювання: 0..+150
18	Барометр	Вимірювання атмосферного тиску в стаціонарних умовах	Тип: ББ-0,5 М Клас точності: 1,0 Діапазон вимірювання: 700..800 мм рт.ст.
19	Вентилятор	Створення і підтримання повітряного протитиску	Тип: вентилятор відцентровий малий лабораторний VCPL Подача: 50..5000 м3/год Тиск: до 1,5 кПа
20	З'єднувальний трубопровід	Забезпечення безперешкодженого та безпечного перебігу газової середовища	Умовний діаметр: 100 мм (газ), 50 мм (повітря)
21	Завихритель	Забезпечення необхідного ступеня турбулізації потоків	См. табл.2
22	Насадка газова	Завдання необхідних параметрів і кутів витікання газу	
23	Сопло	Завдання швидкості газового потоку в осьовому напрямку	
24	Фотоапарат	Фіксування різних етапів експерименту	Тип: Nikon 5100
25	Місце проведення експерименту	Проведення експерименту	Закрите приміщення з припливно-втяжною вентиляцією

Таблиця 2 – Характеристики змінних частин

Елемент	Параметр	Діапазон зміни
Сопло	Діаметр осьового отвору – d1	5, 7, 10 (мм)
Насадка газова	Кут конусності порожнини – α	0, 15, 30, 45 (0)
	Діаметр отвору – d	5, 7, 10 (мм)
Завихритель повітряний	Кут нахилу пазу – β	15, 30, 45 (0)
	Ширина пазу – d ₃	5, 10, 15 (мм)
	Діаметр отвору – d ₂	5, 7, 10 (мм)

Інформаційні джерела:

1. Патент 103475 UA, МПК F23D 14/24 (2006.01); F23D 14/46 (2006.01) Газовий пальник [Текст] / Григор'єв О.А. – № а201505972; заявл.17.06.2015; опубл.25.12.2015, Бюл. №24, 2015р.

Науковий керівник: доцент., к.т.н. Кологривов М.М., ОНАХТ

УДК 621.006.354

ПРО УТИЛІЗАЦІЮ ТЕПЛОВИХ ВИКІДІВ ГАЗОКОМПРЕСОРНИХ СТАНЦІЙ ТУРКМЕНИСТАНУ

Гурбангельдієв Іляс, студент

Одеська національна академія харчових технологій

Однією з них заснованих галузей Туркменістану є газова галузь. У республіці розвідані великі газові родовища. Планами уряду Туркменістану передбачено їх освоєння. За оцінкою експертів сумарні потенційні ресурси вуглеводнів країни складають 71,2 мільярда тонн умовного палива, з яких 53 мільярди тонн припадають на суходутні, а 18,2 мільярда тонн – на морські частини. Найбільш значна частина цих обсягів, понад 70 відсотків припадає на природний газ.

Газопровід «Схід-Захід» - загальнодержавний проект розвитку газотранспортної інфраструктури в Туркменії, реалізація якого почалася в 2010 році. Газопровід передбачає об'єднання основних газових родовищ Туркменії, розташованих на сході країни, з західними районами і Каспійським морем для можливості створення замкнутої газотранспортної системи в Туркменії і транзиту значних обсягів газу як у східному, так і в західному напрямках.



Рис. Карта з трасою газопроводу «Схід – Захід»

Приблизна потужність теплових викидів продуктів згоряння з температурою 5000С при роботі газотурбінних двигунів на восьми газокompресорних станціях складе 600 МВт. При комплектації газоперекачувальних установок тепло утилізаційними установками можливо

додатково виробляти 90 МВт електроенергії або отримати додатково 240 МВт холоду у викладі води з температурою 5⁰С або забезпечити нагнітачів природного газу паровими турбінними приводами сумарною потужністю 300 МВт. При використанні тепло утилізаційної установки типу «Водолій» потужність газоперекачувальної установки зростає на 8% [1,2,3].

Теплоутилізаційні установки можливо використовувати і на інших держаних проектах будівництва магістральних газопроводів: Центральні Каракуми – КС «Йиланли»; Довлетабат – Іран; Гуррукбиль – Довлетабат.

Інформаційні джерела:

1. Притула В.В., Кологривов М.М., Патон Б.Е., Письменный А.С. Об использовании на газокomppressorных станциях МГ вторичных тепловых ресурсов для производства механической работы // Холодильна техніка і технологія. – 2007. - № 4. – С. 32 – 39.
2. Шелковский Б.И., Патыченко А.С., Захаров В.П. Утилизация и использование вторичных энергоресурсов компрессорных станций. – М.: Недра, 1991. – 160 с.
3. Притула В.В., Кологривов М.М. Повышение эффективности парогазовых установок /Технические газы, 2008, №3. – С. 15-21.

Науковий керівник: доцент., к.т.н. Кологривов М.М., ОНАХТ

УДК 664.047

ВПЛИВ КОМБІНОВАНОГО СПОСОБУ СУШІННЯ СТОЛОВИХ БУРЯКІВ НА ТРИВАЛІСТЬ ПРОЦЕСУ

Жеплінська М.М., к.т.н., доцент

Національний університет біоресурсів та природокористування України,
м. Київ

Питання енергозбереження та енергоефективності з кожним роком стають все більш актуальними. При цьому напрямком викликає інтерес не тільки у держави та власників бізнесу, а також у представників простих домогосподарств. Цьому служать ряд причин, серед яких можна виділити; дефіцит і постійне зменшення природних ресурсів; питання енергетичної безпеки України; висока енергоємність української економіки; поступове збільшення споживання; щорічне зростання цін на імпортовані Україною енергоресурси (газ, нафта). існує потенціал енергозбереження в транспортному секторі і в харчовій промисловості. Серед пріоритетних напрямків зростання ефективності харчової промисловості є удосконалення технологічних процесів і обладнання з метою зниження питомого споживання енергії та матеріалів [1].

Харчова промисловість на сьогоднішній день досить стрімко розвивається. Україна – аграрна країна, а продукція агропереробного комплексу – різнопланова та багатогранна. За останні десятиліття його розвиток зумовлений потребами ринку, які змінюються з кожним роком, досить істотним науковим потенціалом, інвестиціями та необхідністю нарощування об'ємів виробництва.

Консервна галузь забезпечує населення консервованими продуктами круглий рік. Одним із видів консервованої продукції є сушена продукція, яка має високу харчову цінність та володіє багатьма перевагами. Зокрема, при сушінні значно зменшуються маса і об'єм продуктів, що знижує потреби в тарі та складських приміщеннях, здешевлює та спрощує транспортування. Сушена продукція не потребує енерговитрат під час зберігання, дозволяє уникнути сезонності споживання плодів та овочів, може використовуватися для задоволення потреб різних верств населення [2]. Використання сушеної продукції в технологічному потоці кулінарних виробів дозволяє спростити операції з механічної кулінарної обробки сировини, скоротити тривалість

технологічного процесу приготування страв та кулінарних виробів і розширити їх асортимент.

Тому розширення асортименту продуктів перероблення плодоовочевої продукції за рахунок збільшення частки та урізноманітнення асортименту сушених овочів, грибів та плодів на сьогоднішній день є доцільним та перспективним [6].

Нами запропоновано комбінувати два способи підведення теплоти при сушінні – конвективний та інфрачервоний, що дозволить зменшити відносну вологість повітря, а отже збільшити рушійну силу процесу сушіння порівняно з інфрачервоним способом.

Різні способи попередньої обробки сировини - столових буряків показали, що оптимальним варіантом є їх нарізання кубиками розміром 10*10 мм, попередньо оброблених лимонною кислотою з концентрацією 3 %.

Криві сушіння для конвективного, інфрачервоного та комбінованого способів сушіння представлені на рисунку, з якого видно, що сушіння буряка конвективним способом займає багато часу (140 хв.), а тому потребує більше електроенергії. Сушіння інфрачервоним способом триває протягом 85 хв., на поверхні буряк набуває темного забарвлення, але волога всередині ще залишається. При комбінованому способі сушіння тривалість процесу є найменшою і становить 75 хв., а якість висушеного продукту - найкраща.

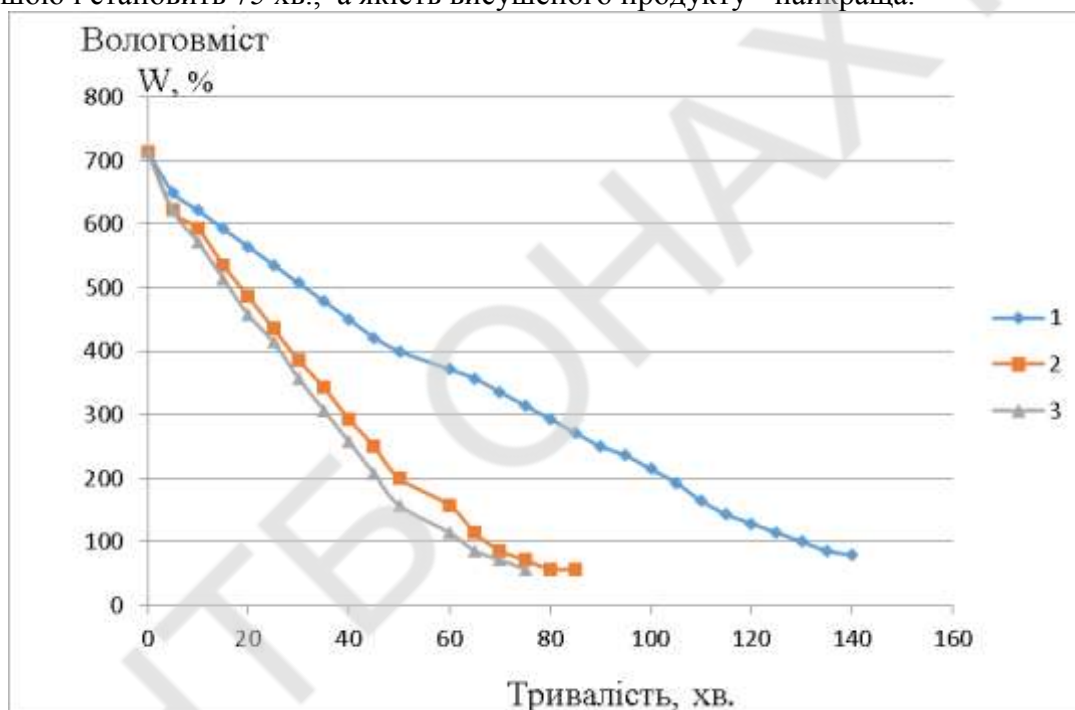


Рис. Порівняльні графіки кривих сушіння столового буряка при різних способах сушіння: 1 – конвективний; 2 – інфрачервоний; 3- комбінований.

Висновки. Досліджено кінетику сушіння столового буряка трьома способами: конвективним, інфрачервоним та комбінованим. Вибрано комбінований спосіб сушіння (опромінення сировини інфрачервоними променями та одночасний підвід конвективної теплоти), що дозволяє скоротити тривалість процесу та підвищити якість висушеної сировини. Встановлено найкращу температуру комбінованого способу сушіння буряка – 70 °С, що відповідає тривалості процесу 75 хв.

Інформаційні джерела:

1. Українець А.І., Домарецький В.А., Шиян П.Л., Олійнічук С.Т. Шляхи енергозбереження в харчовій промисловості та перспективні джерела енергоресурсів. Харчова і переробна промисловість. - 2006. - № 5. - С. 3-6.

2. Малезик И. Ф., Терлев В. П., Лупашко А. С. Конвективно-високочастотна сушка косточкових фруктів. - Кишиневу: Техн. ун-т Молдови, 2005. – 472 с.

УДК 621.53; 553.981

ГАЗОПРОВОД ТУРКМЕНИЯ-КИТАЙ

Йоллыев К., студент ОКР бакалавр
ОНАПТ

В 2015 г. Китай потребил 191 млрд м³ природного газа [1], что на 3,7 % больше показателей 2014 г. Из них, данным Китайской нефтегазовой корпорации, импорт газа в страну составил 62,4 млрд м³.

14 декабря 2009 г. состоялась официальная церемония открытия магистрального газопровода Туркмения-Китай. Газопровод начинается в г. Гедайм на границе между Туркменистаном и Казахстаном, транзитом проходит через Узбекистан и Казахстан и заканчивается в китайском пограничном пункте Хоргос Суар (общая протяженность 6400 км). В соответствии с соглашением Туркменистан планирует поставлять в Китай до 65 млрд. м³ природного газа в год в течение 30 лет.

Газопровод включает в себя четыре параллельных линии; А, В, С, D. В декабре 2009 г. введены в эксплуатацию нитки А и В. С 2012 по 2015 гг. обустроена линия С. В сентябре 2013 г. подписано соглашение о строительстве линии D диаметром 1200 мм.



Рис. 1. Газопровод Туркмения-Китай

В результате расчетов определены следующие параметры газопровода [2]:

- начальное давление – 5,5 МПа;
- конечное давление – 3,93 МПа;
- средняя температура газа на линейном участке – 295,5 К;
- температура газа на выходе – 324,7 К;
- приблизительно скорость потока газа в трубопроводе – 510 м/с;
- необходимое количество компрессорных станций – 80 шт.;
- тип центробежного нагнетателя – CDR-224.

Информационные источники:

1. [Электронный ресурс]: <http://www.oilru.com/news/500847/>.
2. Быков И.И. Типовые расчеты при сооружении и ремонте газонефтепроводов. – С.-Петербург: Недра, 2009. – 824 с.

Научный руководитель: Дьяченко Т.В., к.т.н., доцент кафедры теплоэнергетики и трубопроводного транспорта энергоносителей, ОНАПТ

УДК 621.565.945.2

ЭНЕРГОСБЕРЕГАЮЩИЙ ПОТЕНЦИАЛ ПРОВЕДЕНИЯ ОТТАИВАНИЯ ВОЗДУХООХЛАДИТЕЛЕЙ С ОПТИМИЗИРОВАННЫМ ШАГОМ ОРЕБРЕНИЯ

**Козаченко И. С. аспирант
ОНАПТ**

В октябре 2010 года, европейский банк реконструкции и развития (ЕБРР) при содействии государственного агентства экологических инвестиций Украины опубликовал отчет [3], который содержал в себе анализ текущей ситуации в энергетической отрасли Украины с точки зрения выбросов CO₂, а также план действий по их снижению до 2020 года. Следует напомнить, что именно с 2020 года взамен Киотского протокола вступают в действие Парижское климатическое соглашение, страной-подписантом которого является, в том числе и Украина. Следовательно наша страна имеет мощный стимул для поэтапного следования предписаниям ЕБРР, которые совмещают в себе снижения такого удельного показателя как выброс 1 тонны CO₂ на выработку 1 МВт*ч эл. энергии, а также общее снижение потребления энергоносителей за счет внедрения передовых энергосберегающих технологий.

Данная тенденция к поиску новых энергосберегающих технологий не могла обойти стороной и холодильную отрасль Украины, которая является потребителем большой доли вырабатываемой электроэнергии. В частности промышленные и коммерческие холодильные установки (ХУ), работающие на фторуглеродных хладагентах в области температур кипения ниже температуры замерзания воды. Для поддержания работоспособности воздушного теплообменного оборудования, работающего в условиях инееобразования, операторы ХУ периодически выполняют процесс оттаивания. Ввиду термодинамических особенностей фторуглеродных хладагентов, наиболее экономически целесообразный способ проведения оттаивания, принято выполнять при помощи трубчатых электронагревателей (ТЭН). Тем не менее, процесс оттаивания, при помощи ТЭНов является весьма энергоемким и затратным.

Как один из способов оптимизации оттаивания при помощи ТЭНов, предлагается оптимизация расположения ТЭНов в трубном пучке воздухоохладителя на области максимального осаждения инея. Данный метод станет возможным при применении программы прогнозирования экстремумов инееобразования по продольным рядам труб воздухоохладителей. Особенность программы заключается в принципиально ином подходе определения динамики изменения толщины инея по глубине пучка труб. Известные методы расчета базируются на определении толщины слоя инея на каждом из рядов труб, как функции времени работы теплообменного аппарата. Предлагаемый метод, напротив, осуществляет определение времени работы аппарата при принятой толщине осевшего инея на первом ряду труб по ходу движения воздуха и отслеживать порядную динамику инееобразования, и на этой основе делать выводы не только о компоновке ТЭНов, но и выборе шага ребер по глубине воздухоохладителя.

На рис. 1, 2, продемонстрировано практическое применение выявления экстремумов инееобразования для компоновки ТЭНов оттаивания. Как видно, при неизменном количестве

ТЭНов и суммарной мощности, была произведена оптимизация их расположения путем концентрации в области максимального инееобразования, а следовательно и повышение эффективности их использования.

Данный метод только за счет оптимизации расположения трубчатых нагревателей способен повысить энергоэффективность процесса оттаивания, а при учете прогнозируемых экстремумов образования инея на стадии конструирования воздухоохладителя, за счет оптимизации шага оребрения, возможно добиться снижения количества циклов оттаивания за период работы ХУ.

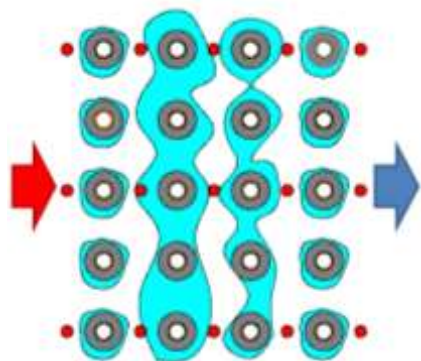


Рис. 1. Расположение ТЭНов в пучке труб воздухоохладителя при стандартной компоновке

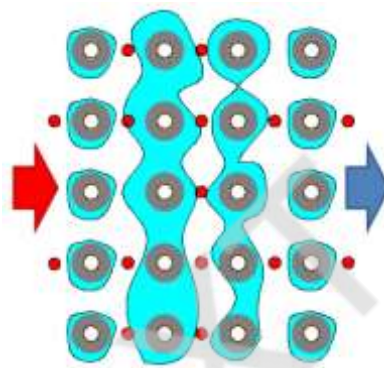


Рис. 2. Расположение ТЭНов в пучке труб воздухоохладителя ориентированное на экстремумы инеевыпадения

Информационные источники:

1. «Как разработать план действий для устойчивого энергетического развития (ПДУЭР). Часть II - Базовый кадастр выбросов», 42 с.
2. Звіт з науково-дослідної роботи «Уніфікація спільних параметрів (припущень) національного (модель "TIMES-Україна") та муніципального моделювання (ПДСЕР)» О.А. Дячук. Київ 2014, 49 с.
3. European Bank for Reconstruction and Development. Development of the electricity carbon emission factors for Ukraine. Baseline Study for Ukraine. Final Report. 2010, 36 p.

Научный руководитель: Лагутин А.Е., д.т.н., проф. кафедры холодильных машин, установок и кондиционирования воздуха ОНАХТ

УДК 663.543

ВИКОРИСТАННЯ КОМПЛЕКСУ МІКРООРГАНІЗМІВ ДЛЯ ПРІСКОРЕННЯ ПРОЦЕСУ БРОДІННЯ ПИВА

Лазарів І.Р., студент 4 курсу
Національний університет харчових технологій,
м. Київ

Пиво є продуктом біохімічної діяльності дріжджів і залежить від багатьох біологічних та біохімічних процесів. Від фізіологічного стану дріжджів залежить швидкість протікання процесів бродіння і доброджування. В зв'язку з цим вивчають зміни важливих фізіологічних властивостей дріжджів таких, як ріст та розмноження, вуглеводний та азотний обмін, синтез ферментів. Внаслідок активації їх життєдіяльності підвищується бродильна активність,

пришвидшуються ферментативні реакції, тому представляється інтерес вивчення впливу мікроелементів на бродильну активність пивоварних дріжджів [1].

Розмноження дріжджів в пивному суслі обмежується у зв'язку з нестачею в ньому асимільованого азоту, солей цинку, заліза і пантотенової кислоти. Нестача заліза може компенсуватися іонами магнію, концентрація яких в кілька разів перевищує потреби дріжджів, в той час як ліміт іонів цинку, пантотенової кислоти і амінного азоту може бути заповнений додатковим внесенням цих компонентів в пивне сусло. З цією метою при отриманні пива для збагачення середовища факторами росту і мікроелементами застосовують різні препарати і «підживлення» для дріжджів [2].

Для підвищення бродильної активності пивоварних дріжджів під час головного бродіння пивного сусла використали комплекс мікроелементів у формі цитрату в кількості 0,05 – 0,10 мг/дм³. Було встановлено, що з першої по третю добу головного бродіння кількість виділеного діоксиду вуглецю для всіх зразків проходила з однаковою швидкістю. Починаючи з четвертої доби для зразка 0,05 мг/дм³ комплекс мікроелементів збродив на 14,3 % більше порівняно з чисто солодовим суслим, тоді як 0,10 мг/дм³ комплексу мікроелементів – на 6, 3 %. П'ята та шоста доба бродіння для зразка з концентрацією 0,05 мг/дм³ мікроелементів відповідно на 33,3 та 32,2 % більше збродив ніж контроль, а 0,10 мг/дм³ комплексу мікроелементів на 23,8 та 28,9 %. На сьому добу зброджування пивного сусла для обох концентрацій комплексу мікроелементів відсоток більшої кількості виділеного діоксиду вуглецю порівняно з чистим солодовим суслим становила 46 та 23 одиниці, що свідчить про інтенсивність бродіння з використанням комплексу мікроелементів.

Починаючи з другої доби бродіння зразок з 0,05 мг/дм³ комплексу мікроелементів підвищив бродильну активність пивоварних дріжджів за рахунок збалансованого вмісту необхідних мікроелементів, що забезпечує потребу ферментативної активності дріжджової клітини. Після зняття молодого пива з дріжджів вміст видимого екстракту у зразках склав: для контролю – 5,3 %, для 0,05 мг/дм³ – 4,6 %, для 0,10 мг/дм³ – 5,0 %.

Після декантації зброженого сусла в дріжджах визначали їх морфологічний стан під мікроскопом, тобто оцінили їх за формою і розмірами, з чого було зроблено висновок, що морфологічний стан дріжджової клітини після проведення головного бродіння відповідає характерним ознакам раси дріжджів 11 – *S. Cerevisiae* (табл.1).

Таблиця 1 – Морфологічний стан пивоварних дріжджів

Зразок	Морфологічний стан дріжджів
Контроль - чисто солодове сусло	Клітини однорідні, рівномірної величини з тонкою оболонкою
0,10 мг/дм ³ цинку	Клітини неоднорідні, переважно великих розмірів, з тонкою оболонкою
0,20 мг/дм ³ цинку	Клітини неоднорідні, нерівномірної величини, з тонкою оболонкою
0,30 мг/дм ³ цинку	Клітини неоднорідні, нерівномірної величини, переважно дрібних розмірів, з тонкою оболонкою
0,05 мг/дм ³ комплексу мікроелементів	Клітини неоднорідні, нерівномірної величини, переважно дрібних розмірів, з тонкою оболонкою
0,10 мг/дм ³ комплексу мікроелементів	Клітини неоднорідні, нерівномірної величини, переважно дрібних розмірів, з тонкою оболонкою

Висновки. При використанні цинку 0,10 мг/дм³ та 0,05 мг/дм³ комплексу мікроелементів під час зброджування пивного сусла підвищується бродильна активність пивоварних дріжджів, збільшується кінцева ступінь зброджування порівняно з чисто солодовим суслим, підвищується масова частка спирту. Використання цинку та комплексу мікроелементів прискорюють процес головного бродіння на одну-дві доби і вже на шосту добу можна завершувати зброджування пивного сусла, за рахунок чого зменшується термін виробництва та збільшується реалізаційний період.

Інформаційні джерела:

1. Меледина, Т.В. Физиологическое состояние дрожжей /Т.В. Меледина, С.Г Давыденко, Л.М. Васильева. – Учебн. пособие. – СПб.: НИУ ИТМО; ИХиБТ, 2013 – 48 с.
2. Федоренко, Б.Н. Пивоваренная инженерия% технологическое оборудование отрасли /Б.Н. Федоренко. – СПб.: Профессия, 2009. – 1000 с.

Науковий керівник: проф., к.т.н. Кошова В.М., ОНАХТ

УДК 621.577 (043)

ТЕПЛОУТИЛИЗАЦИОННАЯ УСТАНОВКА С ДЕТАНДЕРОМ НА ОСНОВЕ ОЗОНОБЕЗОПАСНОГО ХЛАДАГЕНТА R404a

Нижников А.А.

Учреждение образования «Гомельский государственный технический университет имени П.О. Сухого», Республика Беларусь

Утилизация ВЭР высокого теплового уровня не вызывает особых трудностей, однако утилизация ВЭР среднего и низкого потенциала сопровождается определенными трудностями, т.к. использование воды как наиболее дешевого и доступного рабочего тепла не позволяет с достаточной степенью утилизировать низкопотенциальные ВЭР. Поэтому за рубежом широко используются теплоутилизационные установки с низкокипящим рабочим телом. В качестве рабочего тепла применяются взрывоопасные рабочие тела (пентан, бутан, метан) [1]. Однако не уделено внимание рассмотрению установок работающих на основе невзрывоопасных и озонобезопасных хладагентов, таких как R404A, R407C, R410A.

Возможность применения схем утилизации тепла с НКРТ позволяет более глубоко использовать потенциал НВЭР. Например: минимальная начальная температура рабочего тела может достигать 80°C [2]. Так же одним из существенных преимуществ установок на НКРТ в цикле – это применение обычных сталей при производстве турбин, а также из-за применения НКРТ уменьшается объемный расход рабочего тела а, следовательно, уменьшаются размеры лопаток турбины, нет необходимости применения ХВО, широкий диапазон нагрузок [3].

Принцип работы установки следующий: тепло от ВЭР (дымовые газы) передается рабочему телу в испарителе, в котором хладагент испаряется и перегревается и в перегретом состоянии поступают в турбодетандер, в котором происходит расширение перегретого хладагента до насыщенного состояния. Насыщенный пар после турбодетандера поступает в конденсатор-испаритель, где происходит конденсация паров и испарение однотипного хладагента холодильной машины. Конденсат поступает в конденсационный насос, в котором происходит повышение давления до уровня испарителя утилизационной установки и цикл замыкается. Холодильная машина в цикле необходима для осуществления замкнутого цикла утилизации ВЭР, путем возврата температурного уровня до возможности охлаждения конденсатора холодильной машины проточной водой.

Для расчета зададимся параметрами ВЭР и примем, что количества тепла передаваемое в испарителе равно 1000кВт. Для проведения расчета построим цикл установки в $\lg P=f(h)$ диаграмме для R404a. Характерные точки цикла: точка 1- выход хладагента из детандера; точка 2 – вход хладагента в детандер; 3 – вход хладагента в испаритель; 4 – выход хладагента из конденсатора. Из диаграмм $\lg P=f(h)$ получим данные для расчета.

Расчет установки производим путем составления тепловых балансов испарителя и конденсатора. После составления тепловых балансов получим следующие значения расчетных показателей:

Таблица 1 – Расчетные параметры утилизационного цикла установки

Расчетные параметры		Наименование хладагента
		R 404a
Прямой цикл Карно		
$G_{\text{хлад.}}$	кг/с	3,64
$Q_{\text{кон}}$	кВт	792,73
$N_{\text{м.д.у.у.}}$	кВт	81,15
Обратный цикл Карно		
$G_{\text{хлад. х.м.}}$	кг/с	3,68
$Q_{\text{х.м.}}$	кВт	614,87
$N_{\text{ком}}$	кВт	107,69
$Q_{\text{кон. х.м.}}$	кВт	684,83

Вывод: из полученных значений можно сделать вывод что, теплоутилизационные установки с турбодетандером на основе озонобезопасного и взрывобезопасного фреона R404a позволяют преобразовывать около 8 – 12% тепловой энергии ВЭР (дымовые газы) в электрическую энергию. Данную энергию можно использовать на предприятии и тем самым экономить топливные ресурсы.

Информационные источники:

1. Утилизация низкопотенциального тепла для производства электроэнергии с использованием пентана в качестве рабочего тела / В. А. Пятничко, Т. К. Крушневич, А. И. Пятничко // Экотехнологии и ресурсосбережение. – 2003. – № 4. – С. 3–6.

2. Шубенок, А.Л. Экономическая эффективность утилизации низкопотенциальных вторичных энергетических ресурсов посредством установки турбины на низкокипящем рабочем теле / А. Л. Шубенко, Н. Ю. Бабак, М. И. Роговой, А. В. Сенецкий // Энергосбережение. Энергетика. Энергоаудит. – 2010. – №6. – С. 12 – 22.

3. Clean energy ahead Turboden [Электронный ресурс]: официальный сайт производителя – Электрон. дан. (1 PDF файл, 1372552 kB, рус.). Систем. требования: Adobe Acrobat Reader. – Italy, Turboden s.r.l. [2016]: Режим доступа : [http://www.turboden.eu/en/public/press/150626_GASTURBINETECHNOLOGIES.RU%20\(art.%20NR_WHR\).pdf](http://www.turboden.eu/en/public/press/150626_GASTURBINETECHNOLOGIES.RU%20(art.%20NR_WHR).pdf)

*Научный руководитель Овсянник А.В. к.т.н., доцент;
Гомельский государственный технический университет имени П.О. Сухого*

УДК 621.577

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ТЕПЛОВЫХ НАСОСОВ НА ПРОМЫШЛЕННЫХ ПРЕДПРИЯТИЯХ ДЛЯ НУЖД ВЕНТИЛЯЦИИ И ГОРЯЧЕГО ВОДОСНАБЖЕНИЯ

Студенты Никитенко Д.А., Феськова В.П.

Учреждение образования “Гомельский государственный технический университет
имени П. О. Сухого” Беларусь

Тепловые насосы являются сегодня признанным энергоэффективным и экологически чистым теплогенерирующим оборудованием. В мире ежегодно вводятся в эксплуатацию около 2 млн. тепловых насосов разных типов и мощности. По прогнозу Международной электро- технической комиссии (МЭК) к 2020 году в развитых странах 75% теплоснабжения (коммунального и промышленного) будет осуществляться с помощью тепловых насосов. Особенно интенсивно применяются тепловые насосы в странах Западной Европы и

Скандинавии (в Германии, Великобритании, Швейцарии, Австрии, Польше, Швеции, Норвегии). В последнее десятилетие реализуются пилотные проекты в России, Украине и Казахстане.

В настоящее время в различных регионах Республики Беларусь эксплуатируется только немногим более 300 парокompрессионных тепловых насосов разных типов и модификаций. Их объектами теплоснабжения являются многоквартирные жилые дома (коттеджи), промышленные и коммунальные предприятия, которые сами являются источниками «бросовой» низкопотенциальной теплоты.

Варианты использования ТНУ в промышленности:

- предприятия, находящиеся вблизи крупных водоемов;
- предприятия, находящиеся рядом с шахтами и штольнями;
- промышленные стоки и общепроизводственная вентиляция

-предприятий, для которых требуется круглогодично поддерживать определенную температуру (например, теплицы, помещения для выращивания грибов, склады для хранения медикаментов и т.д.);

В данной работе рассмотрен вариант утилизации тепла систем охлаждения технологических машин путем установки теплового насоса «вода–вода» (нагрев воды до 55-65°C), для системы вентиляции и горячего водоснабжения.

Объектом исследования является предприятие с годовым потреблением тепловой энергии на нужды вентиляции и ГВС - 327 Гкал/год

Средняя мощность системы вентиляции равна 95 кВт. Расчетная мощность системы и вентиляции и ГВС равна 224 кВт.

Предлагаем к установке 4 промышленных тепловых насосов концерна OCHSNER типа IWWS 160 ER1 S0/W50 тепловой мощностью 156 кВт, коэффициент COP = 3,9 единичной стоимостью 48000 Евро = 1,1млрд. руб.

Расчет произведен в соответствии с методическими рекомендациями по составлению технико-экономических обоснований для энергосберегающих мероприятий Департамента по энергоэффективности Государственного комитета по стандартизации Республики Беларусь.

Результаты расчетов экономической эффективности сводим в таблицу 1. Расчеты были выполнены в диапазоне температур 5-25°C низкопотенциального источника тепла.

Таблица 1

Расчет экономической эффективности применения тепловых насосов на промышленных предприятиях для нужд вентиляции и горячего водоснабжения

Показатели	Результаты вычислений
электропотребление на работу компрессоров при среднем годовом коэффициенте COP = 3,9	14,7 т у.т./год
холодопроизводительность теплового насоса	116 кВт
перепад температур при установке теплового насоса	0,99 °C
годовая экономия условного топлива	42,5 т у.т./год
стоимость сэкономленного топлива	188,87 млн. руб./год
срок окупаемости мероприятия за счет экономии топлива:	5,8 лет

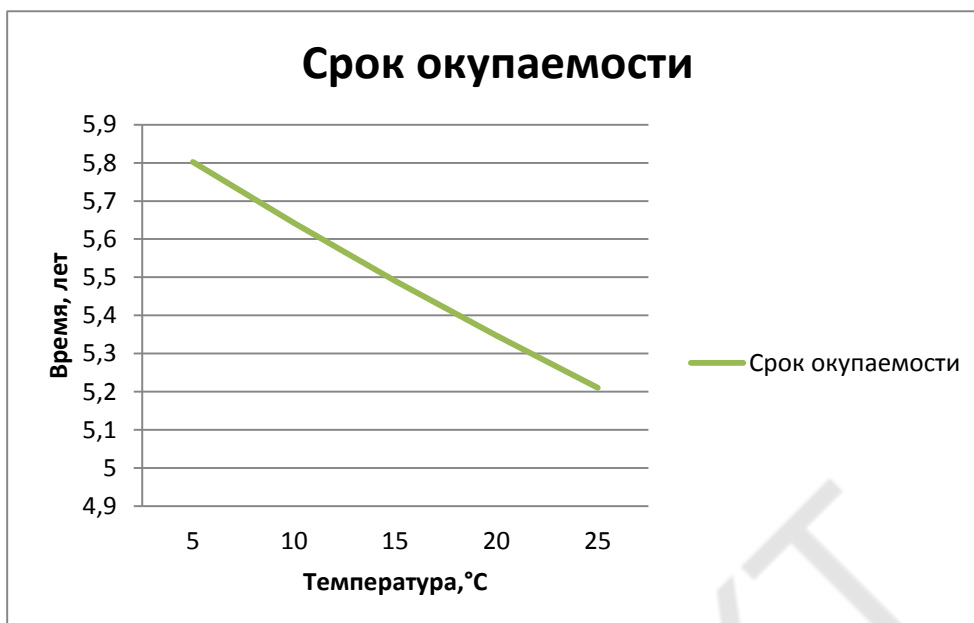


Рис.1 График зависимости срока окупаемости от температуры низкопотенциального источника тепла

Выводы:

- установка теплового насоса для нужд вентиляции и ГВС является целесообразной;
- срок окупаемости с повышением температуры уменьшается.

Информационные источники:

1. И.С.Жидович Применение тепловых насосов в системах теплоснабжения и горячего водоснабжения многоквартирного жилого фонда на принципах энергосбережения
2. Кондрашова Н.Г. Холодильно-компрессорные машины и установки , Высшая школа 1984, 342с
3. Григорьев В.А. Теплоэнергетика и теплотехника, издательство: Энергоатомиздат 1991, 588с.
4. Булгаков К.В. Энергоснабжение промышленных предприятий Издание 2 Издательство: [Энергия](#), 1966г, 320с.

Научный руководитель Полозова О.А.

*Гомельский государственный технический университет имени П. О. Сухого
Беларусь*

УДК 536.71

УРАВНЕНИЕ СОСТОЯНИЯ ХЛАДАГЕНТА R236ea

Полторацкий М.И., Шеламов А.А.
Университет ИТМО, г. Санкт-Петербург

При построении масштабных и единых уравнений состояния, удовлетворяющих масштабной гипотезе, в качестве исходного уравнения состояния в настоящее время принято использовать уравнение Вайдома [1]. Однако, масштабные функции химического потенциала в переменных плотность-температура, предложенные в [2] для уравнения Вайдома, приводят к возникновению интегралов от дифференциальных биномов в расчетных формулах для свободной энергии Гельмгольца, энтропии, давления, изохорной теплоемкости, изобарной теплоемкости и скорости звука. Это обстоятельство ограничивает рабочую область уравнения

состояния [2]. С целью преодолеть указанный недостаток [2] в данной работе рассмотрен метод построения единого уравнения состояния R236ea, основанный на новом представлении феноменологической теории критических явлений [3]. В результате предложено фундаментальное уравнение состояния R236ea, удовлетворяющее масштабной гипотезе критической точки:

$$\frac{p}{p_c} = \frac{R T_c}{p_c} \left[\frac{1}{x} + \frac{1}{x^2} + \frac{1}{x^3} + \frac{1}{x^4} + \frac{1}{x^5} + \frac{1}{x^6} + \frac{1}{x^7} + \frac{1}{x^8} + \frac{1}{x^9} + \frac{1}{x^{10}} + \frac{1}{x^{11}} + \frac{1}{x^{12}} + \frac{1}{x^{13}} + \frac{1}{x^{14}} + \frac{1}{x^{15}} + \frac{1}{x^{16}} + \frac{1}{x^{17}} + \frac{1}{x^{18}} + \frac{1}{x^{19}} + \frac{1}{x^{20}} \right] \quad (1)$$

Масштабная функция свободной энергии $a(x)$ выбрана в соответствии с рекомендациями работы [4] в виде:

$$a(x) = \frac{1}{x} + \frac{1}{x^2} + \frac{1}{x^3} + \frac{1}{x^4} + \frac{1}{x^5} + \frac{1}{x^6} + \frac{1}{x^7} + \frac{1}{x^8} + \frac{1}{x^9} + \frac{1}{x^{10}} + \frac{1}{x^{11}} + \frac{1}{x^{12}} + \frac{1}{x^{13}} + \frac{1}{x^{14}} + \frac{1}{x^{15}} + \frac{1}{x^{16}} + \frac{1}{x^{17}} + \frac{1}{x^{18}} + \frac{1}{x^{19}} + \frac{1}{x^{20}} \quad (2)$$

Здесь $F_r(\rho, T)$ – регулярная составляющая свободной энергии Гельмгольца F ; $f(\omega)$ – кроссоверная функция; $\omega = \rho/\rho_c$; R – газовая постоянная; $x = \tau/|\Delta\rho|^{1/\beta}$ – масштабная переменная; $\alpha, \beta, \gamma, \delta$ – критические индексы; $\Delta\rho = \omega - 1$; $\tau = T/T_c - 1$; $\varepsilon = x_1/x_2$.

Показано, что отклонения масштабных функций изохорной теплоемкости, химического потенциала, коэффициента изотермической сжимаемости, рассчитанных на основе функции (1), от соответствующих масштабных функций линейной модели Скофилда-Литстера-Хо во всем рабочем диапазоне не превышают 0,9%.

Проведено сравнение с известной экспериментальной информацией о термических и калорических свойствах R236ea. Показано, что предложенное уравнение не уступает при описании регулярной части термодинамической поверхности известным уравнениям состояния R236ea, но в отличие от них позволяет рассчитывать равновесные свойства в окрестности критической точки, в которой для уравнений состояния вириального вида имеет место так называемая “критическая катастрофа”.

Информационные источники:

1. Widom B. Equation of state in neighborhood of the critical point // J. Chem. Phys. 1965. V. 43, № 11. P. 255–262.
2. Безверхий П.П., Мартынец В.Г., Станкус С.В. // ТВТ. 2015. Т. 53. № 3. С. 356.10.
3. Рыков С.В., Кудрявцева И.В., Рыков В.А. Физическое обоснование метода псевдокритических точек // Научно-технический вестник Поволжья. 2014. № 2. С. 44–47.
4. Рыков А.В., Кудрявцев Д.А., Рыков В.А. Метод расчета параметров масштабной функции свободной энергии // Научно-технический вестник Поволжья. 2013. № 5. С. 50–53.

научный руководитель:

*д.т.н., профессор кафедры теоретических основ тепло- и хладотехники Рыков В.А.
Университет ИТМО, г. Санкт-Петербург, Россия*

УДК 621.311.004.18

ТЕПЛОАКОПИЧУВАЧІ ЯК ІНСТРУМЕНТ ЕНЕРГОЗБЕРІГАЮЧИХ ТЕХНОЛОГІЙ В ПОБУТОВИХ І ВИРОБНИЧИХ ПРИМІЩЕННЯХ

Привалова А.А., Горобченко Ю.С., Юшкевич А.В.
Одеська національна академія харчових технологій

Проблема тепlopостачання - одна з основних життєво важливих проблем в кліматичних умовах України, оскільки опалювальний сезон триває протягом шести-семи

місяців. Електрообігрів в Україні до останнього часу не є традиційним видом опалення, але з введенням диференційованих за часом доби тарифів на використану електроенергію та використанням багатотарифних лічильників використаної електроенергії він стає економічно доцільним. Крім того існуючі системи тепlopостачання характеризуються низькою енергетичною і економічною ефективністю, значна частина теплових мереж перебуває в аварійному стані. Разом з тим існує ряд чинників стимулюючих, а часом і змушують використовувати для опалення приміщень електричну енергію: наявність незавантажених потужностей на АЕС; надлишок незатребуваною «нічний» електроенергії (вночі використовується 13 ГВт, тоді як днем витрачається 21 ГВт.); відносно низькі витрати при прокладці підвідних мереж і монтаж електроопалювального обладнання; зношеність наявних теплових мереж, високі витрати на їх утримання, ремонт і модернізацію; складність прокладки нових теплотрас в міських умовах при наявності великої кількості підземних комунікацій та ін.

Введення багатотарифної схеми оплати електроенергії дало потужний поштовх розвитку нових енергозберігаючих технологій, зокрема систем, що використовують теплонакопичувачі. Теплонакопичувачі представляють собою електричні повітрянагрівальні прилади, які накопичують тепло під час дії низького (нічного) тарифу на електроенергію і що віддають його в приміщення під час дії високого (денного) тарифу. У статичних Теплонакопичувачі тепло віддається за рахунок природної конвекції, в динамічних - за рахунок вимушеної конвекції (за допомогою вбудованого вентилятора). Усередині теплонакопичувачів розміщуються магнетитові вкладки високої теплоємності. Під час «нічного тарифу» вони розігріваються тенами до 750°C. Навколо вкладок розміщена термоізоляція, яка зберігає тепло всередині теплонакопичувачів. Поверхня устаткування нагрівається максимум до 60-70°C. Коли закінчується час «нічного тарифу», з теплонакопичувачів подається в приміщення тепле повітря без використання електроенергії (виняток - вентилятор в динамічному теплонакопичувачі споживає 40 - 60 Вт).

Переваги використання теплонакопичувачів: значно зменшать витрати на опалення; відсутня загроза отруєння продуктами горіння; безпечні і прості в експлуатації; не вимагають спеціального обслуговування і додаткових монтажних робіт при установці; екологічно чисті, що не забруднюють навколишнє середовище; не потребують додаткового приміщення для установки; мають високу надійність і довговічність; працюють практично безшумно.

Енергозберігаючі технології з використанням статичних і динамічних теплонакопичувачів були досліджені для побутових приміщень і виробничих приміщень підприємства «Гідропром». Розрахунки показали, що за двозонного і трьохзонного тарифах, відповідно, диференційованих за періодами часу з коефіцієнтами 0,4 і 0,35 (для підприємств) і 0,7 і 0,4 (для населення) економія енергії становить від 30 до 65%.

*Науковий керівник: проф., д.т.н. Геллер В.З.
Одеська національна академія харчових технологій*

УДК 621.9.06.001.4

ИССЛЕДОВАНИЕ ВИБРАЦИОННОГО И ЗВУКОВОГО ДАТЧИКОВ В СИСТЕМЕ КОМПЬЮТЕРНОЙ ДИАГНОСТИКИ

Банде Т.М., Каргашова М.В.

Одесский национальный политехнический университет

Многочисленные исследования отечественных и зарубежных ученых показывают, что при изучении колебаний в упругой системе металлорежущих станков большое значение на

качество получаемой информации оказывает способ измерения виброхарактеристик процесса резания и источник информации о виброколебаниях [1]. Модульная технология изготовления пьезоэлектрических вибродатчиков (рис.1,а) и звуковых электретных датчиков (рис.1, б) позволила существенно уменьшить их габаритные размеры с одновременным расширением их динамического диапазона измерений [2].

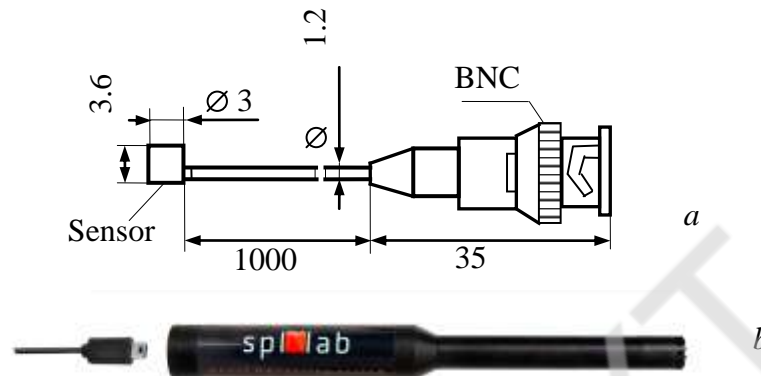


Рис.1 Внешний вид датчика виброускорения AP 2019 и звукового датчика SPL Lab USB RTA meter.

Нашими исследованиями выявлена определенная аналогия динамических характеристик упругой системы металлорежущих станков при измерении этих характеристик датчиками виброускорения (типа AP2019) и звуковым датчиком типа измерительного микрофона с расширенным диапазоном измеряемых частот до 22 кГц. Преимуществом звукового датчика является возможность его удаления от зоны резания при сохранении направленности на эту зону. Теоретический анализ показал, что физический параметр на выходе звукового датчика имеет размерность поверхностной плотности энергетического потока, переносимого звуковой волной, т.е. звуковой сигнал от микрофона может быть выражен количественно определенной величиной с размерностью $Вт/м^2$. Такая же размерность имеет место при измерении плотности теплового потока в технологической теплофизике, что характеризует определенную её преимственность с технологической динамикой.

В качестве примера на рис.2 показаны результаты измерения спектральной характеристики сверления первого (кривая 1) и пятого (кривая 2) отверстий. Эксперименты были выполнены на станке мод. 500 V/5 (обрабатывающий центр) при следующих условиях: глубина сверления 16 мм, осевая подача 30 мм/мин, частота вращения сверла 500 мин⁻¹. Призматическая заготовка из нержавеющей стали 14X17H2, сверло из стали P18.

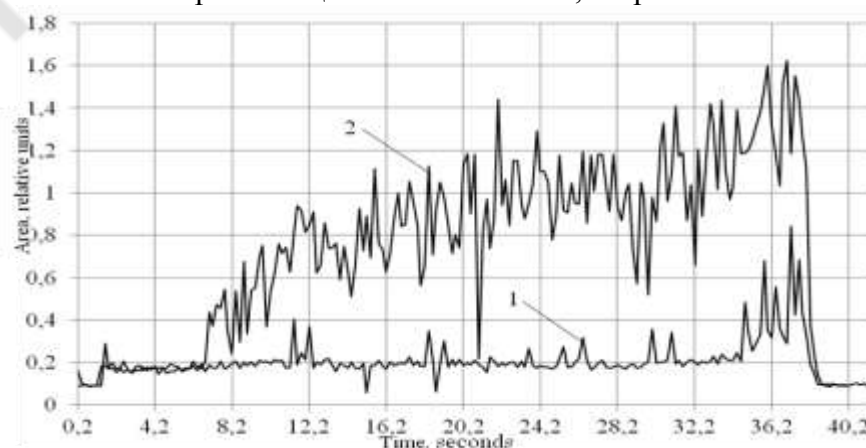


Рис. 2 Информационный сигнал от измерительного микрофона однонаправленного действия (SPL Lab USB RTA meter) при сверлении отверстий диаметром 2,85 мм.

Аналогичные зависимости получены при использовании вибропреобразователей AP 2019, установленные по осям x , y и z указанного станка. Это подтверждает энергетическую природу измеряемой физической величины, однако требует проведения соответствующего теоретического анализа. Такая работа проводится на кафедре технологии машиностроения Одесского национального политехнического института совместно с другими отечественными и зарубежными вузами и предприятиями, например, с ООО «Станкоцентр», производящим системы ЧПУ типа «Flex NC».

Информационные источники:

1. Васин С.А. Прогнозирование виброустойчивости инструмента при точении и фрезеровании. Серия «Библиотека инструментальщика» / С.А. Васин. – М.: Машиностроение, 2006:384 с.

2. Bruce Lent. Simple Steps to Selecting the Right Accelerometer [Электронный ресурс] / Режим доступа: www.sensormag.com/sensors/acceleration-vibration/simple-steps-selecting-right-accelerometer-1557 (англ.) . – 12.10.2014.

*Ларшин В. П., докт. техн. наук, проф., ОНПУ
Лищенко Н.В., канд. техн. наук, доц., ОНАПТ*

УДК 621.565.2

ДОСЛІДЖЕННЯ І РОЗРОБКА ЕНЕРГОРЕСУРСОЗБЕРІГАЮЧИХ ХОЛОДИЛЬНИХ СИСТЕМ ДЛЯ МОЛОКОПЕРЕРОБНИХ ПІДПРИЄМСТВ

Продан Я.М., Тодосенко А.В.

Одеська національна академія харчових технологій

Для молокопереробних підприємств характерна велика нерівномірність теплового навантаження на холодильну установку протягом доби, великі об'єми споживання енергетичних ресурсів та шкідливий техногенний вплив на навколишнє середовище. Різниця між максимальним і мінімальним навантаженням на холодильні технологічні системи може відрізнятись в декілька раз, що обумовлює нераціональне використання встановленого обладнання, інвестицій на нього, та енергетичних та сировинних ресурсів. Одним з раціональних рішень обладнання ефективних холодильних установок таких підприємств є використання акумуляторів штучного холоду, що дозволить вирішити ряд важливих завдань, серед яких:

- підвищення надійності холодопостачання технологічного процесу;
- зменшення встановленої холодовидатності обладнання;
- зниження енергоємності виробництва та техногенного впливу на навколишнє середовище;
- зниження фінансових витрат на електричну енергію за рахунок використання зонної тарифікації її вартості.

Вода на підприємствах молочної промисловості є найефективнішим і найбільш прийнятним холодоносієм як з точки зору санітарно-гігієнічних вимог, що діють на території України, так і з точки зору ефективності технологічних процесів охолодження молока і молочних продуктів до необхідної температури. На відміну від інших холодоносіїв вода має високе значення теплоємності при відносно низьких значеннях в'язкості та високій теплопровідності. За рахунок цих теплофізичних властивостей води досягається високе значення енергетичної ефективності систем акумуляції штучного холоду. Метою

дослідницької роботи був пошук оптимального співвідношення між встановленою потужністю холодильної системи і об'ємом водяного акумулятора, а також пошук оптимального режиму роботи холодильної системи протягом доби і її технологічних режимів експлуатації з урахуванням зонної тарифікації вартості електроенергії.

У процесі проведених автором доповіді досліджень розглянуто різні варіанти графіка роботи протягом доби холодильної системи з акумулятором холоду для жашківського молокозаводу. Для кожного варіанту, що оцінювався, проведено техніко-економічний розрахунок основних елементів системи з урахуванням витрат на придбання електроенергії при трьохзонній тарифікації її вартості. Підсумком роботи є обґрунтування і вибір варіанту холодильної системи за мінімальними приведеними витратами. У результаті проведених досліджень запропоновано схемне рішення, яке дозволяє отримати мінімальні приведені витрати, істотне зниження енергоємності процесу виробництва штучного холоду та мінімальний термін окупності інвестицій в обладнання холодильної системи і системи акумуляції штучного холоду для акумуляторів рідинного типу. Під час розрахунку основних техніко-економічних показників не враховувалися критерії оцінки якості продукції молокопереробного виробництва, які могли б суттєво поліпшити очікувані економічні показники інженерних рішень. Результати дослідження будуть використані автором під час реального дипломного проектування, метою якого є розробка техніко- економічного обґрунтування технічного переоснащення холодильної установки Жашківського молокозаводу.

Науковий керівник: к.т.н., с.н.с., Желіба Ю.О., доцент кафедри ХУіКП, ОНАХТ

УДК 621.59

ДЕЦЕНТРАЛІЗОВАНЕ ЕНЕРГОПОСТАЧАННЯ З ВИКОРИСТАННЯМ ДВИГУНІВ СТІРЛІНГА

Сенчук В.О., аспірант

Одеський національний політехнічний університет

В даний час світова енергетика спрямована на децентралізацію енергопостачання, наприклад впровадження автономних когенераційних установок (КУ) з двигуном Стірлінга (ДС). ДС знайшли своє застосування в індивідуальних і промислових об'єктах: в США, Німеччині, Японії налагоджено виробництво теплоелектричних установок з ДС, електрична потужність яких становить 0,5 ... 9 кВт, а тепла - 3 ... 40 кВт, тобто на одну сім'ю [1]:

Аналіз результатів досліджень досвіду використання КУ з ДС показує:

- оптимальним робочим тілом для ДС є гелій і водень, тому що для отримання більш високих питомих потужностей потрібні більш легкі гази;
- загальний ККД КУ становить 65 ... 70%, це досягається за рахунок великої різниці температур в нагрівачі і холодильнику. ККД двигуна майже не залежить від швидкості двигуна за умови, що температура в трубках нагрівача не змінюється у всьому діапазоні робочих режимів двигуна і температура в холодильнику не зростає (рис.1);
- у якості палива широко використовуються відходи деревообробної промисловості та біогаз, що є ще одним корисним способом утилізації відходів;
- вартість однієї КУ з ДС в середньому становить 1000..1500 € / кВт. При цьому основні фактори, що впливають на ціну — це матеріал конструкції, труднощі її виготовлення і технічні особливості [2];
- прості в експлуатації і відрізняються тривалим ресурсом експлуатації.

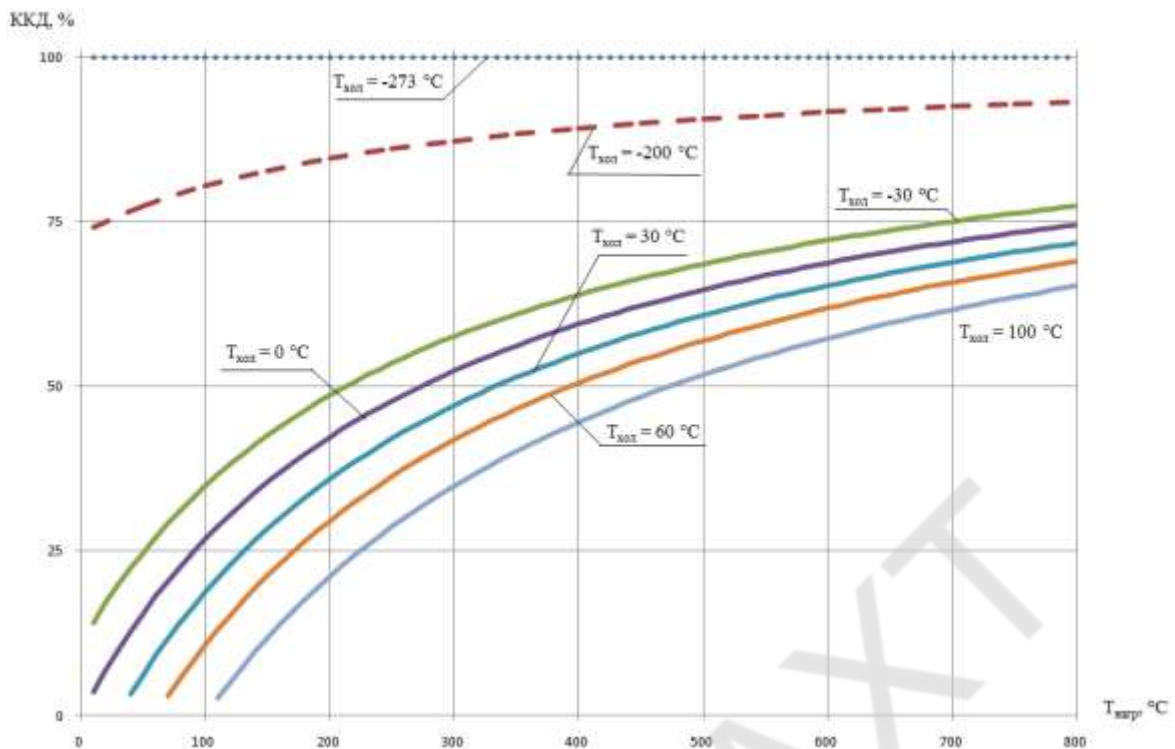


Рис. 1 Теоретичний ККД двигуна Стірлінга

КУ з ДС невеликої потужності переважно застосовуються для автономного енергопостачання. В даний час попит на дані установки 50000 на рік, і в міру удосконалювання технологій буде збільшуватися.

Завдяки своїм екологічним характеристиками (табл.1) ДС дозволяє вирішити одну з глобальних завдань по екології - скорочення шкідливих викидів в енергетиці, яка в свою чергу є однією з основоположних завдань Кіотського протоколу.

Таблиця 1. Порівняльні дані за вмістом токсичних компонентів, мг/(к.с.·с), у вихлопних газах для різних двигунів

Теплові двигуни	CO	C _x N _y	NO _x
Двигун Стірлінга	0,05-0,2	0,0015-0,009	0,1-0,2
Газова турбіна	2,0-3,6	0,012-0,07	0,7-2,0
Дизель	0,2-5,0	0,6-12	0,4-2,0
Карбюраторний двигун	40-100	15-120	0,6-2,0
Норма Євро-5	0,311	0,095	0,414

За своїми параметрами КУ і ДС виявляють свою конкурентоспроможність і перспективність на світовому енергетичному ринку.

З урахуванням зарубіжного досвіду створення сучасних високоефективних машин Стірлінга на сьогоднішній день слід вирішити ряд наступних задач:

– необхідно забезпечити більш точне математичне моделювання робочих процесів і оптимального конструювання основних вузлів, для доводки проєктованих машин, що дозволить спростити експериментальні дослідження;

– потрібно вести розробки нових технічних рішень основних елементів, тому що робочі тіла у значній мірі впливають на їх конструктивне виконання (наприклад, гелій, володіє надтекучістю, що визначає підвищені вимоги до ущільнюючих елементів робочих поршнів, штока витискача);

– забезпечити високий технологічний рівень для зварювання і пайки обладнання ДС, тому що в якості матеріалів використовуються жаростійкі сплави та кольорові метали.

Інформаційні джерела:

1. Характеристики и особенности конструкции двигателя Стирлинга [электронный ресурс] – Режим доступа: http://dvigatel-stirlinga.masteraero.ru/dvigatel_stirlinga_3.php
2. Stirling Engine [электронный ресурс] – Режим доступа: http://www.microchap.info/stirling_engine.htm
3. Двигатели Стирлинга. Под ред. М.Г. Круглова.–М.: «Машиностроение», 1977. – 152 с.

*Науковий керівник: Денисова А.Є., д.т.н., професор,
Одеський національний політехнічний університет*

УДК 5.504.9

АНАЛИЗ «БОЛЬШИХ ДЫХАНИЙ» РЕЗЕРВУАРОВ ДЛЯ ХРАНЕНИЯ БЕНЗИНА

Федичина А.В., студентка ОКР магист,
ОНАПТ

Вопросы «больших» и «малых дыханий» резервуаров для хранения нефти неразрывно связаны с потерей ценных фракций в результате наполнения/опорожнения этих резервуаров, а также изменение температуры и давления окружающего воздуха в течение суток. Например, при «малых дыханиях» на АЗС в летний период интенсивность вытеснения составляет $0,1...0,15 \text{ м}^3/\text{ч}$ бензино-воздушной смеси на 1 м^3 объема резервуара [1].

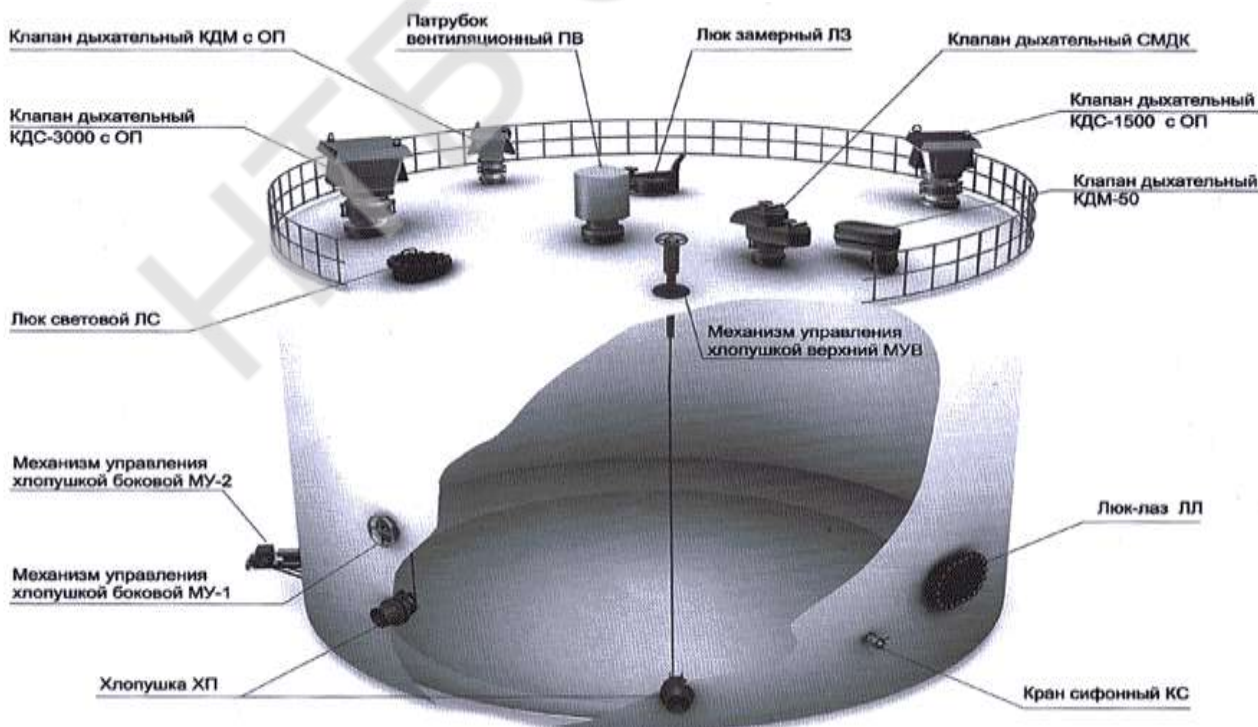


Рис. 1. Резервуары вертикальные стальные цилиндрические предназначены для приема, хранения, выдачи нефтепродуктов и воды, а также других жидкостей, в различных климатических условиях [2]

Уменьшение потерь от «малых дыханий» достигается применением железобетонных резервуаров и их окраской в светлые тона (и/или с добавлением в краску двуокиси титана).

Методы борьбы с потерей нефти при испарении:

- газоуравнительная обвязка: нефть одновременно закачивается в один резервуар и откачивается из другого либо к резервуару подключен газосборник;
- использование резервуаров для приемо-сдаточных операций и переход к системам безрезервуарной откачки нефти в нефтепровод: резервуары подключаются к насосу в качестве буферных емкостей;
- хранение под избыточным давлением: приводит к усложнению и удорожанию конструкции резервуара;
- понтоны: плавающее покрытие для уменьшения скорости насыщения газовой полости парами нефтепродуктов;
- применение дыхательных клапанов для регулирования давления в газовой полости резервуара с диском-отражателем;
- применение систем улавливания легких фракций: адсорбционные, абсорбционные и конденсационные.

На рис. 2 представлен график потерь бензина от «большого дыхания» для одного резервуара для всех сезонов года.

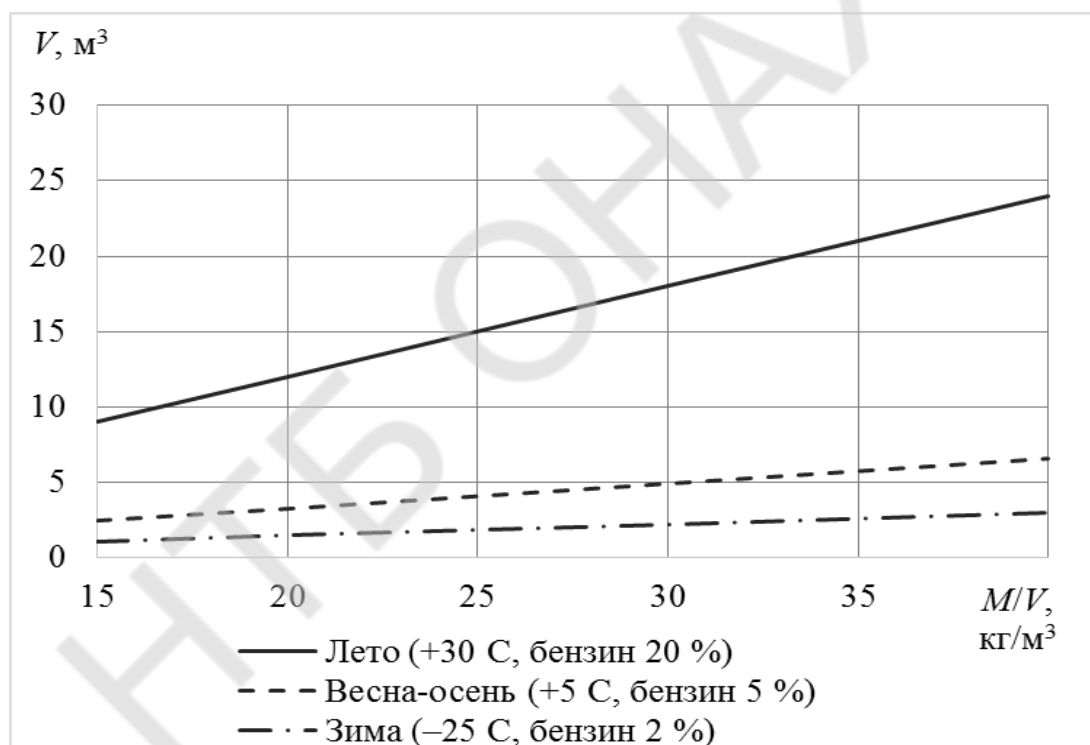


Рис. 2. Потери бензина от «большого дыхания» для одного резервуара в различное время года
 M/V , кг бензина/м³ резервуара

Информационные источники:

1. Александров А.А. Оценка экологической опасности «большого дыхания» резервуара автозаправочных станций и нефтебаз // Вестник ОГУ. – 2005. – № 4. – С. 104-107.
2. [Электронный ресурс]: <http://vyacheslavbeliy.wix.com/emkost-pv>.

Научный руководитель: Дьяченко Т.В., к.т.н., доцент кафедры теплоэнергетики и трубопроводного транспорта энергоносителей, ОНАПТ

ТЕХНОГЕННЕ НАВАНТАЖЕННЯ НАФТОГАЗОВИДОБУВНИХ ПІДПРИЄМСТВ НА ВОДНЕ СЕРЕДОВИЩЕ

аспірант Гринюк В.І.

Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу

Нафтогазова промисловість здійснює значний антропогенний вплив на всі компоненти довкілля: водне середовище, атмосферне повітря, ґрунти, флору, фауну та здоров'я населення. Проте найбільший вплив припадає на поверхневі і підземні води. При видобуванні нафти і газу у навколишнє середовище потрапляють речовини, не властиві біогеохімічній екосистемі та природному ландшафту. Їх кількість значно більша ніж самоочисна властивість природних екосистем. Для підтримання технологічних процесів нафтовидобутку витрачається велика кількість води. Вміст нафтопродуктів у воді робить її непридатною до господарсько-побутового використання. Негативний вплив на водне середовище здійснюють застаріле обладнання та ненадійність технічних систем, що використовуються у більшості нафтогазових підприємств.

При експлуатації свердловин основними джерелами забруднення водного середовища є високо мінералізовані стічні води, які включають пластові води, що витягаються разом з нафтою на поверхню та відходи буріння (відпрацьований буровий розчин, буровий шлам, бурові стічні води).

За хімічним складом пластові води – це високо мінералізовані розсоли з великим вмістом хлоридних солей, карбонатів, лужних металів і бікарбонатів лугів та лужноземельних металів. У випадку потрапляння на поверхню становлять небезпеку для довкілля.

Серед природних факторів, які впливають на проникнення забруднюючих речовин у підземні води важливу роль відіграють геолого-гідрологічні умови. Прикладом таких умов є будова та властивості порід зони аерації (літологія, потужність, наявність у розрізі слабо проникних відкладів, фільтраційні та сорбційні властивості, режим вологості).

Речовини, які проникають через зону аерації та забруднюють підземні води поділяються на: консервативні (кальцій, хлор), які не вступають у взаємодію з породами і неконсервативні (органічні сполуки, катіонні форми металів), що взаємодіють з породами.

На формування ореолу сольового забруднення підземних вод впливають такі фізико-хімічні процеси, як конвективне перенесення солей разом із водою та дифузне їх перенесення за наявності градієнта концентрації [1].

Будь-яке техногенне навантаження на підземні води доцільно оцінювати порівнюючи з природним фоном району, де розташоване нафтогазовидобувне підприємство. За відсутності даних про природний або природно-техногенний фон району основним принципом оцінювання впливу виробничих об'єктів на підземні води є аналіз тенденції зміни концентрацій досліджуваних елементів якості води в пробах в порівнянні до даних, отриманих за попередні роки.

Джерелом забруднення водного середовища також є нафтові шлами, які зберігають у озерах-накопичувачах. При порушенні герметичності стінок озер відбувається забруднення ґрунтових вод і ґрунтів нафтопродуктами та сольовими компонентами.

Техногенне навантаження нафтогазовидобувної діяльності на водне середовище спричинене також функціонуванням відкритих ставків додаткового відстою та амбарів. Їх негативний вплив полягає у фільтрації токсичних речовин у підземні води. Досить часто внаслідок затяжних дощів відбувається переповнення цих споруд і розтікання забруднюючих речовин на прилеглі території та водоймища [2].

Найбільш уразливими є поверхневі води і перший від поверхні водоносний горизонт, що експлуатується. Вплив на поверхневі води виявляється у двох напрямках: перший-

виснаження водних об'єктів, другий - їх забруднення. Виснаження в результаті втрати якості води є більшою загрозою ніж кількісне виснаження водних ресурсів (1 м³ неочищених чи недостатньо очищених стічних вод забруднює і робить непридатними 40-50 м³ природної річкової води).

Найбільшу небезпеку для довкілля створюють технологічні аварії на водо- і нафтопроводах, оскільки система комунікацій розгалужена, а передбачити місце і час аварії неможливо. Результат забруднення поверхневих вод проявляється у зміні хімічного складу води, порушення кисневого режиму, підвищення засоленості та зниження санітарної якості води.

Нафта має меншу густину ніж вода, тому при потраплянні у водний об'єкт утворює тонку плівку на поверхні води, що створює бар'єр для віддачі кисню. Внаслідок цього відбувається пригнічення водної флори та фауни, а також погіршення якості води (зміни величини рН, кольоровості, появи специфічного присмаку і запаху). Ці зміни обумовлені наявністю у водному середовищі як нафтопродуктів, так і продуктів їх хімічного і біохімічного окислення, токсичність яких часто перевищує токсичність початкових нафтопродуктів.

Отже, основними потенційними джерелами забруднення є промислові пластові води, виробничі об'єкти, технологічні аварії в результаті виробничої діяльності нафтогазової промисловості. Контроль екологічного стану територій в зоні впливу нафтогазовидобувних підприємств є важливою складовою екологічної безпеки, що необхідний для своєчасного прийняття рішень та розробки необхідних природоохоронних заходів щодо покращення екологічної ситуації. Вдосконалена система моніторингу забезпечить своєчасне реагування на підвищення вмісту забруднюючих речовин у водних об'єктах. Практичне значення моніторингових досліджень полягає у забезпеченні регулярної оцінки та прогнозування екологічного стану водоймищ та умов функціонування водних екосистем для прийняття управлінських рішень щодо екологічної безпеки, збереження природного середовища та раціонального природокористування.

Інформаційні джерела:

1. Крупський Ю.З. Геологія та екологія видобутку нафти та газу. - Львів: Видавничий центр ЛНУ імені Івана Франка, 2010. - 212 с.

2. Рудько Г.І. Оцінка впливів на навколишнє середовище (ОВНС) при експлуатації Новосхідницького нафтового родовища / Г.І.Рудько, Я.О.Адаменко, А.А.Пилипенко [та ін.] // Геоекотичні проблеми Івано-Франківщини та Карпатського регіону : зб. наук. праць. – Івано-Франківськ : ЕКОР, 1998. – С. 149-196.

*Науковий керівник проф., д.т.н. Архипова Л.М.
Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу*

УДК. 662.99+ 621.18

УТИЛИЗАЦИЯ НИЗКОПОТЕНЦИАЛЬНОЙ ТЕПЛОТЫ УХОДЯЩИХ ГАЗОВ НА ОСНОВЕ КОНДЕНСЕРНОЙ УСТАНОВКИ С УВЛАЖНИТЕЛЕМ ВОЗДУХА

Студент Кульгейко А. Н.

Гомельский государственный технический университет имени П. О. Сухого

В условиях энергосберегающей политики, проводимой в Республике Беларусь, выявление источников ВЭР и повышения степени вовлечения их в производство играет в настоящее время важную роль. В этой связи утилизация низкопотенциальной теплоты дымовых газов на основе конденсерной технологии является весьма актуальной.

Как отмечено в [3] конденсерная технология с контактным теплообменником обычно применяется в трех вариантах: конденсер; конденсер и увлажнитель воздуха; конденсер, увлажнитель воздуха и тепловой насос. Объектом данного исследования является утилизация низкопотенциальной теплоты уходящих газов с использованием схемы конденсер и увлажнитель воздуха на примере КВГМ-20-150. Схема установки представлена на рисунке 1.

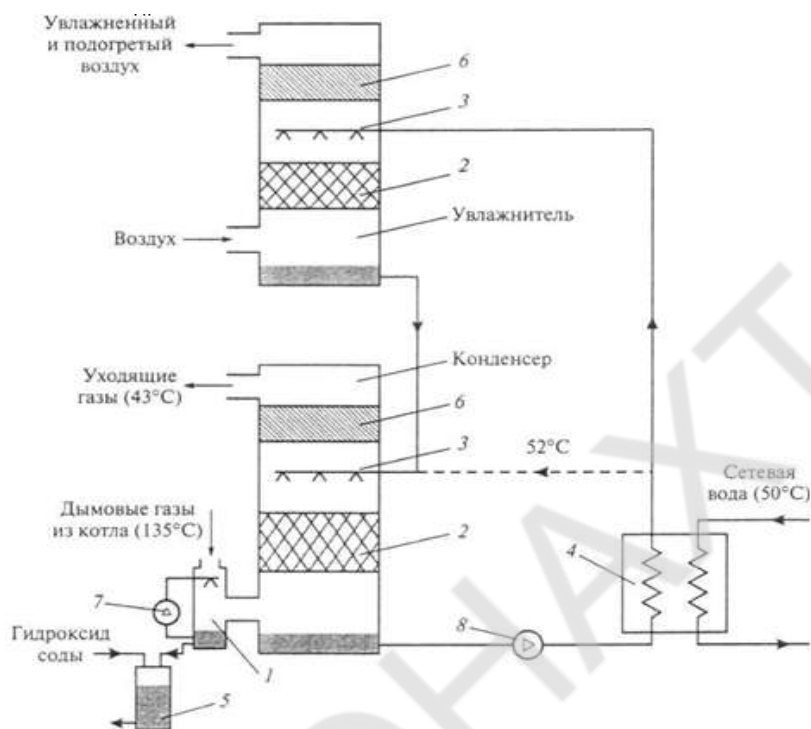


Рис 1 – схема конденсерная установка с увлажнителем воздуха

Принцип работы схемы: дымовые газы поступают в предварительный охладитель 1, где происходит быстрое снижение их температуры при контакте с водой, подаваемой насосом 7. Далее газы проходят через рассекатель 2, который обеспечивает разбиение подаваемой сверху воды на мелкие капли для обеспечения наилучшего теплообмена между средами. После чего продукты сгорания проходят через жалюзийный сепаратор 6 и направляются в дымовую трубу. Вода подается через распылитель 3. Подогретая вода собирается внизу колонны конденсера и насосом 8 направляется в теплообменник 4, где подогревает сетевую воду, а часть воды переливается в предварительный охладитель, так как в результате конденсации водяных паров, содержащихся в дымовых газах, объем воды постоянно увеличивается. Излишки воды сливаются в накопительный бак 5, где происходит ее химическая нейтрализация после чего вода сливается в канализацию.

Конструктивно увлажнитель воздуха схож с конденсером, однако процессы, протекающие в нем, имеют противоположную направленность. В нем вместо охлаждения газов и конденсации водяных паров происходит подогрев и увлажнение воздуха. На рис. 1 видно, что вода после теплообменника 4 разделяется на 2 потока, один из которых идет на увлажнитель воздуха. Воздух поступающий в увлажнитель проходит через рассекатель 2, в котором происходит его подогрев за счет контакта с каплями воды, подаваемой через распылитель 3. Часть влаги испаряется, а часть влаги при этом собирается на дне увлажнителя. Вследствие теплообмена с воздухом температура воды снижается, и она подается в конденсер через распылитель. А подогретый и увлажненный воздух проходит через жалюзийный сепаратор подается в котел.

Результаты расчетов эффективности утилизации теплоты уходящих газов сводим в таблицу 1.

Таблица 1

Сводная таблица результатов

Показатели	Ед. изм.	результат
Объемный расход дымовых газов	м ³ /с	11,72
Теплоемкость дымовых газов	кДж/кг·град	1,061
Температура дымовых газов на входе в КУ	град	147
Температура дымовых газов на выходе и КУ	град	40
КПД утилизационной установки	%	88
Время работы	ч/год	8500
Утилизированная теплота	ГДж/год	37946
Годовая экономия условного топлива	т у. т./год	1295
Экономия	тыс. у. е./год	278,4
Капиталовложения	тыс. у. е.	330
Срок окупаемости	год	1,18

Внедрение установки с увлажнителем воздуха обеспечивает:

- экономии топлива в размере 4.95%;
- снижение выбросов оксидов азота на 40-60% и углекислого газа на 20%;
- уменьшение температуры дымовых газов до 35-40 градусов

Информационные источники:

1. Тепловой расчет котлов (нормативный метод).0-СПб: НПО ЦКТИ, 1998 256с.
2. Кудинов А. А. Энергосбережение в теплогенерирующих установках.- Ульяновск: Ул-ГГУ,2000.- 139с.
3. Конденсерная технология утилизации низкопотенциальной теплоты уходящих газов/ Б. Лунинг, И. Л. Ионкин, А. В. Рагуткин, П. М. Сверчков// Энерго 2012: Тр. Всерос. Науч.-практ. Конф. «Повышение надежности и эксплуатации электрических подстанций и энергетических систем». Т.2.М.: Изд-во МЭИ, 2012. 213-216 с.

*Научные руководители: кандидат технических наук Овсянник А. В., Полозова О. А.
Гомельский государственный технический университет имени П.О. Сухого*

УДК 532.529.5

ОЦІНКА ЕЛЕКТРИЧНОЇ ПОТУЖНОСТІ ПІДВЕДЕНОЇ ДО КОМПРЕСОРА В СХЕМІ ЕРЛІФТНОГО ТЕПЛООБМІННИКА БІОГАЗОВОЇ УСТАНОВКИ

Бочкова О. Ю., Гижко А.В.

Вінницький національний технічний університет

Для отримання номінальної кількості біогазу з одиниці об'єму біореактора необхідно дотримуватись певних температурних режимів. Це забезпечується підігрівом субстрату і постійним перемішуванням. Теплообмінні пристрої виносяться за межі реактора, а тому виникає потреба у встановленні нагнітального пристрою. Для звичайних рідин встановлюють насос, а для неньютонівських рідин (субстрату) високі швидкості, що забезпечується нагнітальником, є неприпустимі, адже це негативно впливає на життєздатність метаноутворюючих бактерій [1]. Тому виникає потреба у забезпеченні циркуляції субстрату без використання насосу. Організувати циркуляцію субстрату можна за допомогою ерліфтного методу, що передбачає введення біогазу на ділянку після теплообмінника

Метою роботи є дослідження впливу теплофізичних властивостей субстрату на витрату біогазу для організації циркуляції в ерліфтному теплообміннику, оцінка електричної потужності компресора і доцільності затрат енергії на подачу біогазу для циркуляції

субстрату в системі термостабілізації біогазової установки (БГУ) за допомогою ерліфтного методу.

Циркуляція субстрату в системі термостабілізації БГУ відбувається таким чином. Отриманий у біогазовому реакторі біогаз подається за допомогою компресора у систему термостабілізації, куди одночасно надходить субстрат. Субстрат потрапляє через подавальний трубопровід у кожухотрубний теплообмінник, де підігрівається теплоносієм (водою з температурою 55°C). Підігрітий субстрат надходить у надставку з діаметром D , куди одночасно потрапляє біогаз. Утворюється газорідинний двофазний потік, густина якого менша за густину субстрату. Внаслідок різної ваги стовпа у біогазовому реакторі і у системі термостабілізації при умові однакової висоти стовпів відбувається циркуляція субстрату в системі термостабілізації біогазової установки. У системі створюється тягова ділянка довжиною $L_{\text{тяг}}$, де створюється рушійний напір $P_{\text{руш}}$. Двофазна двокомпонентна суміш направляється у сепаратор, де вона розділяється на субстрат і біогаз. Після цього субстрат по зворотному трубопроводу повертається у біореактор, а біогаз відводиться до споживачів.

Математична модель для розрахунку гідродинамічних процесів у даній схемі побудована з врахуванням особливостей розрахунку дійсного об'ємного газовмісту та втрат тиску на тертя, прискорення, вагової складової втрат, у системах із газорідинними потоками з високою в'язкою рідинною складовою [2]. Досліджуваними рідинами були вода, гній свиней з вологістю 90% та гній ВРХ з вологістю 92% і 94%. Теплофізичні властивості (ТПФ) даних складних сумішей не містяться в довідникових даних, тому для замикання математичної моделі їх теплофізичні властивості були оцінені із застосуванням експериментально-розрахункового методу (ЕРМ) [3]. За допомогою ЕРМ було визначено, що для гною свиней з вологістю 92% модельною рідиною є цукровий розчин з концентрацією 68%; для гною свиней з вологістю 90% – цукровий розчин з концентрацією 80%; а для гною ВРХ 94% модельною рідиною буде цукровий розчин з концентрацією 73% [4]. В основу математичного опису гідродинаміки в контурі системи термостабілізації БГУ було покладено рівняння збереження імпульсів та рівняння збереження маси.

В результаті числових досліджень було побудовано залежності приведеної швидкості руху біогазу в надставці теплообмінника від її довжини $W_0''=f(L_{\text{н.дв.}})$ для забезпечення приведеної швидкості руху робочої рідини в надставці $W_{\text{он}}=0,4$ м/с і $W_{\text{он}}=0,6$ м/с. Також було отримано залежності потужності компресора від довжини надставки $N=f(L_{\text{н.дв.}})$ за умов забезпечення вищевказаних значень приведених швидкостей руху рідини. Витрата біогазу є найменшою за умов руху води у контурі, а найбільшою – коли робочою рідиною в системі термостабілізації БГУ є гній свиней з вологістю 90%.

Дані розрахунки були проведені без врахування поглинання рідиною (субстратом) біогазу, що надходить в надставку. Таке спрощення пояснюється тим, що субстрат і біогаз знаходяться в стані рівноваги між собою, так як в надставку теплообмінника з біогазового реактора надходить біогаз, який щойно був виділений в процесі анаеробної ферментації із субстрату.

Більші витрати біогазу, а також більша потужність компресора необхідні у випадку, коли робочою рідиною є субстрат свиней з вологістю 90%, а менш високими витрати і потужність буде за умов руху води в системі термостабілізації БГУ. Затрата електричної енергії на подачу біогазу в разі руху води в системі буде на 30% меншою, ніж у випадку руху субстрату свиней з вологістю 90%.

Отже, ТФВ субстрату свиней і ВРХ (неньютонівських складних сумішей), зокрема їх висока в'язкість і густина, зумовлюють більш значні витрати біогазу для забезпечення швидкості руху рідини в межах 0,4...0,6 м/с в системі термостабілізації БГУ. Прямо пропорційно зростає і затрата електричної енергії на компресор у випадку руху в системі складних сумішей.

Інформаційні джерела:

1. Ткаченко С. Й., Резидент Н. В. Тепломасообмінні та гідродинамічні процеси в елементах систем біоконверсії: Монографія. – Вінниця: Універсум – Вінниця, 2011. – 132 с.
2. Ткаченко С. Й. Обобщенные методы расчета теплогидродинамических процессов и применение их для оптимизации выпарных установок: Диссерт. на соискание ученой степени доктора технических наук / С. Й. Ткаченко. – Винница, 1987. – 440 с.
3. Ткаченко С. Й., Пішеніна Н. В. Застосування поняття «модельна рідина» в експериментально-розрахунковому методі – Вісник Вінницького політехнічного інституту, 2012. – № 3. – с. 103– 110. – ISSN 1997-9266.
4. Ткаченко С. Й., Пішеніна Н. В., Резидент Н. В. Удосконалення експериментально-розрахункового методу – Збірник технічна теплофізика та промислова теплоенергетика, 2010. - № 2. – с. 171 – 183.

*Науковий керівник: проф., д.т.н. Ткаченко С. Й.,
Вінницький національний технічний університет*

УДК 621.577

ЕНЕРГОЕФЕКТИВНІ СИСТЕМИ ЕНЕРГОЗАБЕЗПЕЧЕННЯ З КОГЕНЕРАЦІЙНО-ТЕПЛОНАСОСНИМИ УСТАНОВКАМИ ТА ПІКОВИМИ ДЖЕРЕЛАМИ ТЕПЛОТИ

Лещенко В. В., Тіхоненко Р. О.

Вінницький національний технічний університет

Метою дослідження є аналіз енергоефективності систем енергозабезпечення (СЕ) з когенераційно-теплонасосними установками (КТНУ) та піковими джерелами теплоти (ПДТ), визначення енергоефективних режимів роботи та схем СЕ з КТНУ та ПДТ з урахуванням впливу змінних режимів роботи, ПДТ, джерел приводної енергії для парокompресійних КТНУ, з урахуванням втрат енергії при генеруванні, постачанні і перетворенні електричної енергії.

Зважаючи на актуальність поставленого питання, за останні роки проведено низку досліджень з ефективності застосування комбінованих КТНУ в теплових схемах джерел енергопостачання [1-5].

В нашому дослідженні здійснено аналіз енергоефективності СЕ з КТНУ та ПДТ. Досліджувані СЕ з КТНУ та ПДТ можуть повністю або частково забезпечувати власні потреби в електричній енергії та забезпечувати потреби опалення та гарячого водопостачання споживачів. Схеми СЕ з КТНУ та ПДТ наведені в роботах [6-7].

Згідно з [1-5] енергоефективність СЕ визначається оптимальним розподілом навантаження між КТНУ та ПДТ (наприклад, водогрійним паливним котлом, електрокотлом, сонячними колекторами тощо) у складі СЕ. Цей розподіл характеризується часткою навантаження КТНУ у складі СЕ β , яка визначається як відношення теплової потужності КТНУ до теплової потужності СЕ $\beta = Q_{\text{КТНУ}}/Q_{\text{СЕ}}$. Здійснено аналіз енергоефективності системи «Джерело приводної енергії КТНУ – СЕ з КТНУ та ПДТ – споживач теплоти від СЕ» на прикладі СЕ з парокompресійними КТНУ та ПДТ. Перевагою такого підходу є врахування втрат енергії при генеруванні, постачанні і перетворенні електричної енергії в КТНУ та ПДТ з метою визначення ефективних режимів роботи та схем СЕ.

В роботах [2-5] запропоновано здійснювати комплексну оцінку енергетичної ефективності СЕ з КТНУ та ПДТ за комплексним безрозмірним критерієм енергетичної ефективності. Комплексний безрозмірний критерій енергетичної ефективності СЕ з [2-5] може бути використаний також і для вибору найбільш ефективного пікового джерела теплоти

для певного виду СЕ. Значення безрозмірного критерію енергетичної ефективності СЕ визначені за умов зміни частки навантаження КТНУ в діапазоні $\beta = 0,1 \dots 1,0$. Дослідження проведено для режимів енергоефективної роботи КТНУ зі значеннями безрозмірного критерію енергоефективності КТНУ $K_{\text{КТНУ}} = 1,1 \dots 2,1$ на основі результатів з досліджень [1-5, 8-9].

В роботі [5] визначено, що для СЕ з КТНУ та ПДТ для значень частки навантаження КТНУ $\beta > 0,7$ ефективність та вид пікового джерела теплоти незначно впливають на енергетичну ефективність СЕ за умови енергоефективних режимів роботи КТНУ. Для інших режимів роботи СЕ їх енергетичну ефективність та конкурентоспроможність в значній мірі будуть визначати вид та ефективність ПДТ, за умови енергоефективних режимів роботи КТНУ.

В дослідженнях [2-5] визначено, що використання паливного котла як пікового джерела теплоти в СЕ є значно ефективнішим, ніж використання пікового електрокотла з різними варіантами джерел електроенергії, що підтверджується більшими значеннями безрозмірного критерію енергетичної ефективності пікового джерела теплоти у складі СЕ та безрозмірного критерію енергетичної ефективності СЕ для різних режимів роботи.

Запропоновані в дослідженні [5] СЕ на основі КТНУ та пікових електрокотлів будуть більш ефективними, ніж сучасні високоефективні електричні та паливні котли, якщо частка навантаження КТНУ в СЕ становить $\beta > 0,4$. Для СЕ з КТНУ та піковими паливними котлами фіксуються більші значення безрозмірного критерію енергетичної ефективності СЕ для всіх досліджених режимів роботи, порівняно з іншими варіантами СЕ та сучасними високоефективними електричними та паливними котлами. Згідно з [5], енергетична ефективність цих СЕ майже в два рази перевищує ефективність сучасних високоефективних електричних та паливних котлів.

Визначено, що за енергоефективних режимів роботи КТНУ, визначених на основі результатів досліджень з [1-5], запропоновані енергоефективні СЕ з КТНУ та ПДТ можуть бути рекомендовані як високоефективні системи енергозабезпечення, які можуть скласти альтернативу сучасним високоефективним електричним та паливним котлам.

Для здійснення оцінки енергоефективності різних варіантів СЕ з КТНУ та ПДТ пропонуємо використовувати результати з досліджень [1-6, 8-9].

Інформаційні джерела:

1. Остапенко О. П. Енергетична ефективність систем енергозабезпечення на основі комбінованих когенераційно-теплонасосних установок [Електронний ресурс] / О. П. Остапенко, В. В. Лещенко, Р. О. Тихоненко // Наукові праці ВНТУ. – 2015. – № 4. – Режим доступу до журн.: <http://praci.vntu.edu.ua/index.php/praci/article/view/454/452>.

2. Остапенко О. П. Комплексна оцінка енергетичної ефективності парокompресійних теплонасосних станцій з когенераційним приводом [Електронний ресурс] / О. П. Остапенко // Наукові праці ВНТУ. – 2015. – № 3. – Режим доступу до журн.: <http://praci.vntu.edu.ua/index.php/praci/article/view/2/2>.

3. Остапенко О. П. Методичні основи комплексного оцінювання енергетичної ефективності парокompресійних теплонасосних станцій з електричним та когенераційним приводом / О. П. Остапенко // Наукові праці ОНАХТ. – 2015. – Вип. 47. – Т. 2. – С. 157 – 162.

4. Olga P. Ostapenko. Scientific basis of evaluation energy efficiency of heat pump plants: monograph / Olga P. Ostapenko. – Saarbrücken: LAP LAMBERT Academic Publishing, 2016. – 62 p.

5. Остапенко О. П. Енергетична ефективність систем енергозабезпечення на основі комбінованих когенераційно-теплонасосних установок та пікових джерел теплоти [Електронний ресурс] / О. П. Остапенко // Наукові праці ВНТУ. – 2016. – № 1. – Режим доступу до журн.: <http://praci.vntu.edu.ua>.

6. Ткаченко С. Й. Парокompресійні теплонасосні установки в системах теплопостачання. Монографія / С. Й. Ткаченко, О. П. Остапенко. – Вінниця: УНІВЕРСУМ-Вінниця. – 2009. – 176 с.

7. Остапенко О. П. Холодильна техніка та технологія. Теплові насоси : навчальний посібник / О. П. Остапенко. – Вінниця : ВНТУ, 2015. – 123 с.

8. Остапенко О. П. Енергетична ефективність парокомпресійних теплових насосів з електричним та когенераційним приводами [Електронний ресурс] / О. П. Остапенко, В. В. Лещенко, Р. О. Тихоненко // Наукові праці ВНТУ. – 2014. – № 4. – Режим доступу до журн.: <http://praci.vntu.edu.ua/index.php/praci/article/view/421/419>.

9. Остапенко О. П. Енергетичні переваги застосування парокомпресійних теплових насосів з електричним та когенераційним приводами [Електронний ресурс] / О. П. Остапенко, В. В. Лещенко, Р. О. Тихоненко // Наукові праці ВНТУ. – 2015. – № 1. – Режим доступу до журн.: <http://praci.vntu.edu.ua/index.php/praci/article/view/437/435>.

*Науковий керівник: к. т. н., доц. Остапенко О. П.
Вінницький національний технічний університет*

УДК 536.24

ВЫСОКОЭФФЕКТИВНЫЕ ВОЗДУХООХЛАДИТЕЛИ ДЛЯ СИСТЕМ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА

Юфанова Т.С.

Учреждение образования «Гомельский государственный технический университет имени П.О. Сухого»

Профессионально спроектированное холодильное оборудование с оптимальными габаритами отличается сниженной металлоемкостью и, соответственно, более высокой конкурентоспособностью в условиях рыночной экономики. В системах кондиционирования воздуха широкое применение нашли поверхностные теплообменные аппараты. Поскольку внешнее (со стороны воздуха) тепловое сопротивление значительно больше внутреннего (со стороны холодильного агента), наружная поверхность выполняется ребренной. Иногда применяется и внутреннее ребрение трубок для интенсификации внутреннего теплообмена. В современных поверхностях 90,95% всего теплообмена совершается на ребрах и лишь 5,10% – на поверхности основных трубок (в просветах между ребрами).

Рассмотрим метод повышения эффективности воздухоохладителя за счет применения гофрированных ребер (рис.1)

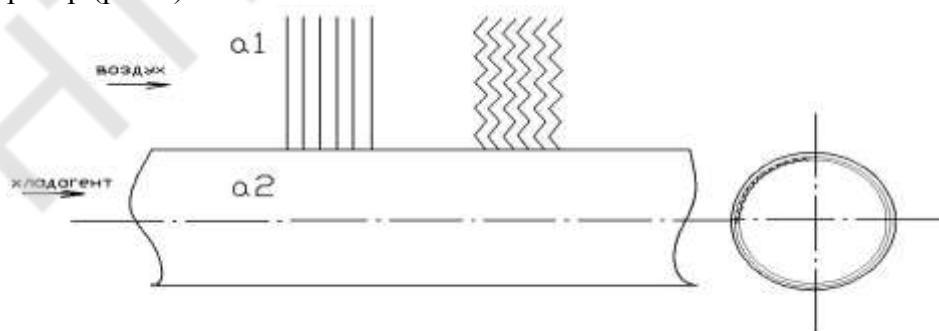


Рисунок 1 – Схема трубки воздухоохладителя с различной конфигурацией ребер

Трубка имеет внутреннее и наружное ребрение. Принимаем: длина трубки $l=500$ мм, диаметр $d=12$ мм; внутреннее ребрение: высота ребер 0,5 мм, количество ребер – 20 шт.; наружное ребрение: количество ребер – 126 шт, шаг – 4 мм.

Целью работы является: определение эффективной высоты наружных ребер h , определение коэффициента теплопередачи k при использовании хладагентов R134a, R407c, R404a и R410a, установление влияния новой (гофрированной) конфигурации ребер на

габаритные показатели установки, получение зависимости коэффициента теплопередачи от высоты ребра и температуры кипения хладагента.

Для получения максимального коэффициента теплопередачи и оптимальной высоты наружного оребрения должно выполняться условие:

$$\alpha_1^{pp} \approx \alpha_2^{pp} \quad (1)$$

Для определения площади наружного оребрения и эффективной высоты рёбер были рассчитаны коэффициенты теплоотдачи от внутренней поверхности трубок α_2 при использовании хладагентов R134a, R407c, R404a и R410a.

Эффективная высота гофрированного ребра составила:

R407c: 35 мм (43 мм для прямого ребра),

R134a: 44 мм (54 мм для прямого ребра),

R404a, R410a: 30 мм (37 мм для прямого ребра).

Дальнейшее увеличение высоты ребра не приведет к увеличению коэффициента теплопередачи. Средняя эффективная высота гофрированных рёбер при использовании в воздухоохладителе озонобезопасных хладагентов составляет 35 мм.

По результатам расчета построен график зависимости $k=f(h)$ (рис.2).

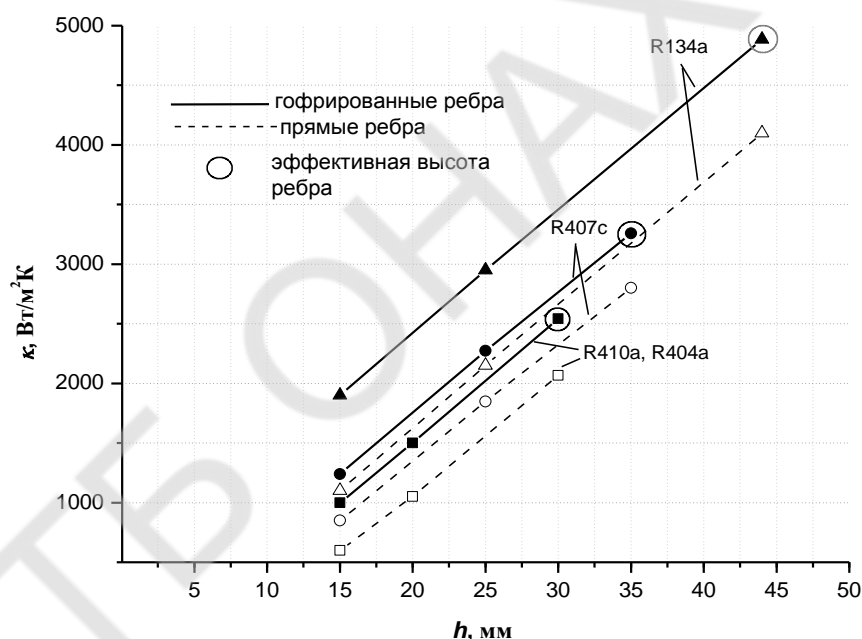


Рисунок 2 – Зависимость коэффициента теплопередачи от высоты ребра

При одной высоте ребра коэффициент теплопередачи гофрированных ребер в 1,23 раза больше, чем для прямых рёбер. Следовательно, при замене прямых ребер на гофрированные габариты воздухоохладителя снизятся на 20% при сохранении холодопроизводительности и температуры воздуха на выходе из установки.

Таблица 1 – Показатели эффективности воздухоохладителя (при $t_0=5^\circ\text{C}$)

Величина	R134a	R407c	R404a	R410a
q_0 , кДж/кг	137	141	100	144
l_k , кДж/кг	26	30	23	34
ε	5,27	4,7	4,35	4,24
p_0 , бар	3,5	5,5	7	9,2
p_k , бар	12	18	21	27

При рассматриваемых условиях наиболее целесообразно использовать фреоны R134a и R407c, т.к. при их применении наблюдаются высокие коэффициенты теплопередачи k ,

наибольшие значения холодильного коэффициента ε , а так же невысокий уровень давлений. Последние два условия позволяют снизить энергоемкость установки в целом. Однако, необходимо учитывать, что R407c обладает большим температурным глайдом, что может привести к неудобствам в обслуживании установок и повышению эксплуатационных расходов. Хладагент R410a обладает хорошими термодинамическими свойствами, установки на его основе отличаются высокой холодопроизводительностью, что снижает расход хладагента в системе, однако, при данных условиях процесса его применение нецелесообразно. Эффективность его применения будет повышаться с понижением рабочей температуры в испарителе и организацией конденсации паров при пониженных температурах и давлениях.

*Научный руководитель: Овсянник А.В., к.т.н., доцент,
Гомельский государственный технический университет имени П.О. Сухого*

УДК 620.91:662.997

СОЛНЕЧНЫЕ ХОЛОДИЛЬНЫЕ СИСТЕМЫ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ТЕПЛОМАССОБМЕННЫХ АППАРАТОВ НА ОСНОВЕ ТРЕХФАЗНОГО ПОДВИЖНОГО СЛОЯ

Мельник Е.И.

Одесская Национальная Академия Пищевых Технологий

Основные задачи создания альтернативных систем

К основным проблемам развития солнечных альтернативных систем следует отнести:

1. Разработку новых схемных решений и совершенствование конструктивного оформления солнечных коллекторов (газовых, жидкостных и газо-жидкостных) и аппаратов испарительного охлаждения газов и жидкостей (градирен), как прямого, так и непрямого типа, для использования, как в автономном виде, так и в составе осушительно-испарительных систем, то есть для создания альтернативных холодильных и кондиционирующих систем на основе испарительных охладителей сред.

2. Создание компактной тепломассообменной аппаратуры для альтернативных систем, унифицированной для всех основных элементов (солнечных коллекторов, испарительных охладителей прямого и непрямого типов, абсорбера-осушителя, десорбера-регенератора, градирни), и обеспечивающей минимизацию энергозатрат на организацию движения теплоносителей и высокую компактность; широкое использование в конструкции ТМА (Тепломассообменных аппаратов) полимерных материалов, либо пористых керамических структур.

3. Снижение энергозатрат на транспорт теплоносителей в основных элементах альтернативных систем (воздушных потоков, воды, раствора абсорбента), то есть на собственные нужды альтернативных систем, что может быть достигнуто:

- уменьшением общего числа тепломассообменных аппаратов в схеме путем совмещения в каждом из них нескольких процессов, например, создание НИО совмещенного типа, абсорбера с внутренним испарительным охлаждением и т.д.;
- созданием высокоэффективных ТМА, например, аппаратов пленочного типа, обеспечивающих снижение энергозатрат на транспорт теплоносителей, благодаря раздельному течению контактирующих потоков и высокой удельной поверхности контакта.

4. Проведение комплексных теоретических и экспериментальных исследований альтернативных систем: испарительных охладителей, солнечных нагревателей, осушительно-

испарительных систем, и получение зависимостей и рекомендаций, обеспечивающих расчет и инженерную практику в области создания альтернативных систем.

5. Экологическое обоснование выбора новых решений, как схемных, так и касающихся аппаратного оформления альтернативных систем.

6. Создание комбинированных систем автономного охлаждения (кондиционирования воздуха) и нагрева, то есть систем жизнеобеспечения, отличающихся достаточной гибкостью и оперативностью в управлении.

Перспективность использования подвижной насадки в ТМА для контактной обработки газов и жидкостей.

Преимущества аппаратов с ПН перед другими типами контактных аппаратов, определившие их широкое распространение: устойчивая работа в загрязненных средах с самоочисткой насадочных поверхностей и стенок корпуса; малая чувствительность характеристик к резким колебаниям нагрузок по газу и жидкости; нетребовательность к первоначальному качеству распределения жидкости, что важно для промышленных аппаратов крупной производительности; высокая поперечная равномерность, упрощающая масштабирование; широкий диапазон рабочих нагрузок (сообщается о значениях плотности орошения $q_{ж}$ до $200 \text{ м}^3/(\text{м}^2 \text{ ч})$ и скорости газа w_r до 8 м/с на пустое сечение); высокая интенсивность процессов переноса в слое; простота конструктивного оформления; компактность; малые вес и стоимость насадки; использование недефицитных материалов. Принципиальная схема (рисунок 1).

Исследования проведены на стенде для изучения процессов испарительного охлаждения воды, а также процесса осушения воздуха растворами абсорбента. Стенд представляет собой колонну цилиндрической формы. С учетом высоты опорно-распределительной решетки высота рабочей зоны колонны составляет 950 мм (при двухъярусном расположении насадки высота рабочей зоны каждого яруса составляет 450 мм) Внутри колонны размещена опорно-распределительная решетка со слоем подвижной насадки ПН и водораспределитель с варьируемым расположением по высоте колонны.

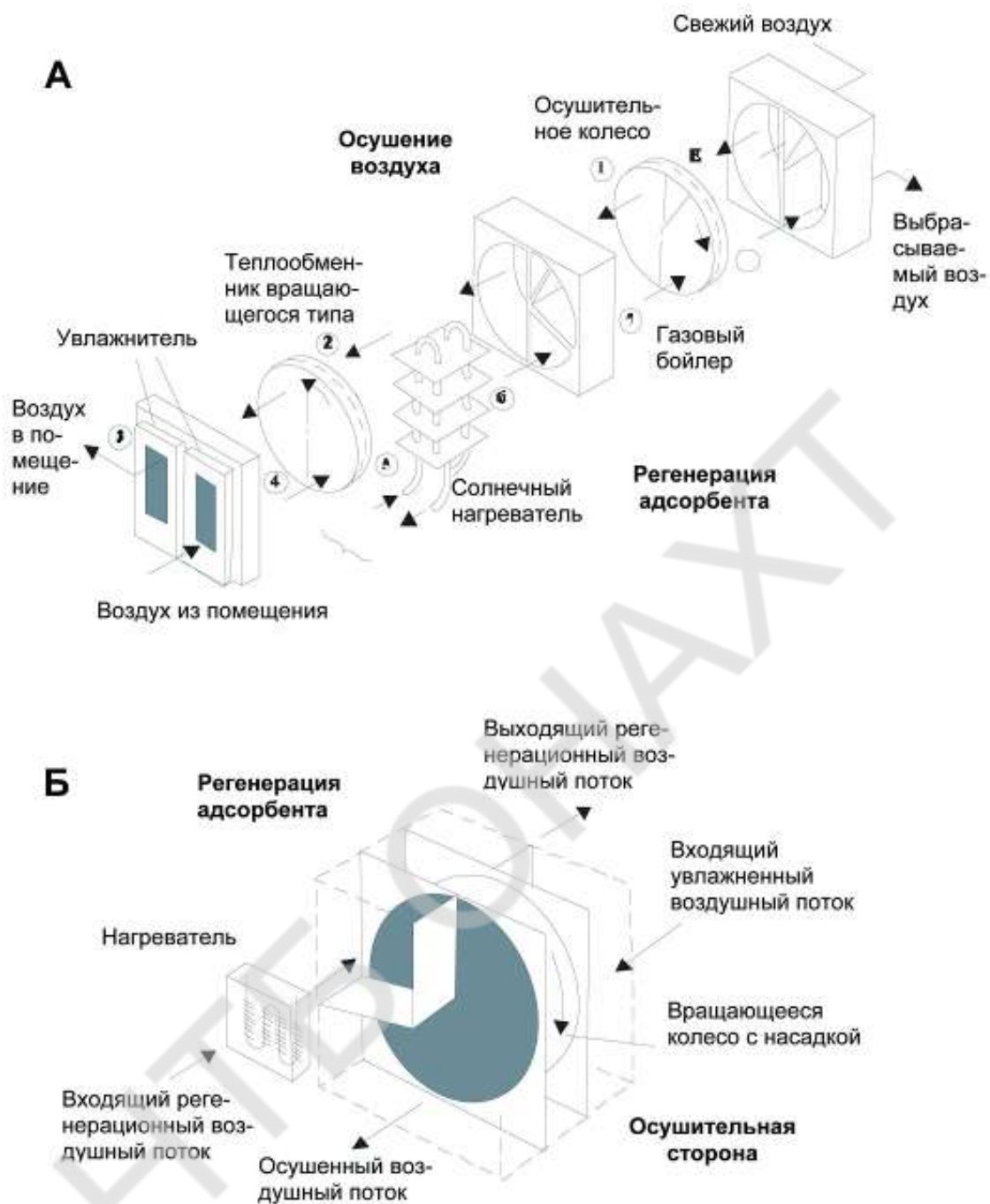


Рисунок 1. Принципиальная схема адсорбционной солнечной системы кондиционирования воздуха (А) с использованием осушителя в виде барабана с насадкой из гранулированного адсорбента (осушительное колесо, Б) и солнечной энергии, в качестве частичного источника тепла для регенерации адсорбента

Обозначения: 1 – осушительное колесо; 2 – вращающийся теплообменник; 3, 4 – увлажнитель; 5, 6 – солнечный нагреватель; 7 – газовый бойлер; 8 – теплообменник.

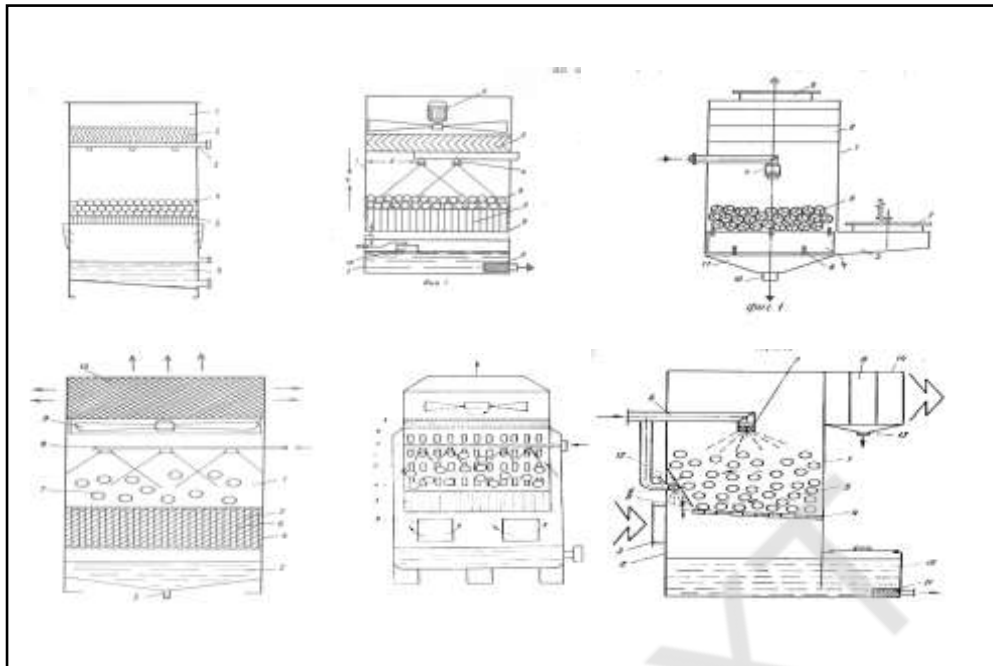


Рисунок 2. Разработанные типы ТМА с подвижной насадкой «газ-жидкость-твердое тело» для реализации процессов тепломассообмена в осушительном и охлаждающем контурах СХС

В распределительных камерах расположены измерительные датчики; трубки полного давления с приспособлением для продувки и выходом на микроманометр и мембранный дифманометр; ртутные термометры и термометры сопротивления для измерения температур потоков и влажности воздушных потоков.

Информационные источники:

1. Горин А.Н., Дорошенко А.В. Альтернативные холодильные системы и системы кондиционирования воздуха. 2-е переработанное и дополненное издание. – Донецк.: Норд-Пресс, 2007. – 362 с.
2. Горин А.Н., Смытына В.А., Дорошенко А.В., Глауберман М.А. Солнечная энергетика. (Теория, разработка, практика) – Донецк: Норд-Пресс, 2008. – 364 с.
3. Дорошенко, А. Компактная тепломассообменная аппаратура для холодильной техники (теория, расчет, инженерная практика). Докторская диссертация, Одесский институт низкотемпературной техники и энергетики. Одесса. 1992.

*Научный руководитель: проф., д.т.н. Дорошенко А.В.
Одесская Национальная Академия Пищевых Технологий*

ПЛАНИРОВАНИЕ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ ДИНАМИКИ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ СИСТЕМ РЕЗАНИЯ

Евсюкова Д.Ю., Коваленко В.И.

Одесский национальный политехнический университет

Возможность получать информационные сигналы в реальном времени работы технологического оборудования, оснащенного измерительной системой NI-DAQmx с программным обеспечением NI-LabVIEW, позволяет выявить влияние режимных параметров обработки на виброхарактеристику упругой системы металлорежущего станка [1]. Экспериментальные исследования проводили на станке мод. 500 V/5 (обрабатывающий центр) при фрезеровании специальных призматических образцов из конструкционной стали марки Ст.3 (рис. 1).



Рис. 1 Расположение вибродатчиков AP 2019 (по осям z и x) на призматическом образце (слева) и настройка на выполнение рабочего хода фрезерования (справа) на станке мод. 500 V/5.

Фреза из быстрорежущей стали P6M5 диаметром 18 мм, исследованы 4-х и 6-ти зубовые концевые фрезы. План проведения двух двухфакторных экспериментов позволяет установить влияние режимных параметров фрезерования на информационный сигнал, представляющий собой изменение во времени площади под спектрограммой сигнала виброускорения.

Эксперимент проводился при размещении одного из трёх вибродатчиков (вибродатчик y) на шпинделе станка с ориентацией по оси x , а также двух других вибродатчиков – на обрабатываемой заготовке по осям x и z . Одновременно записывали виброакустические колебания с помощью измерительного микрофона [2] SPL Lab USB RTA meter (на рисунке 1 микрофон не показан). Устанавливали влияние на уровень вибросигнала режимных параметров фрезерования при частоте вращения шпинделя 950 мин^{-1} (рис. 2): продольной подачи (или подачи на зуб фрезы в интервале $0,15 \dots 0,3 \text{ мм/зуб}$) при глубине резания $0,5 \dots 1,0 \text{ мм}$.

Видно, что увеличение подачи на зуб приводит к уменьшению сигнала виброускорения и к увеличению звукового сигнала. Увеличение глубины резания приводит к увеличению уровня обоих сигналов.

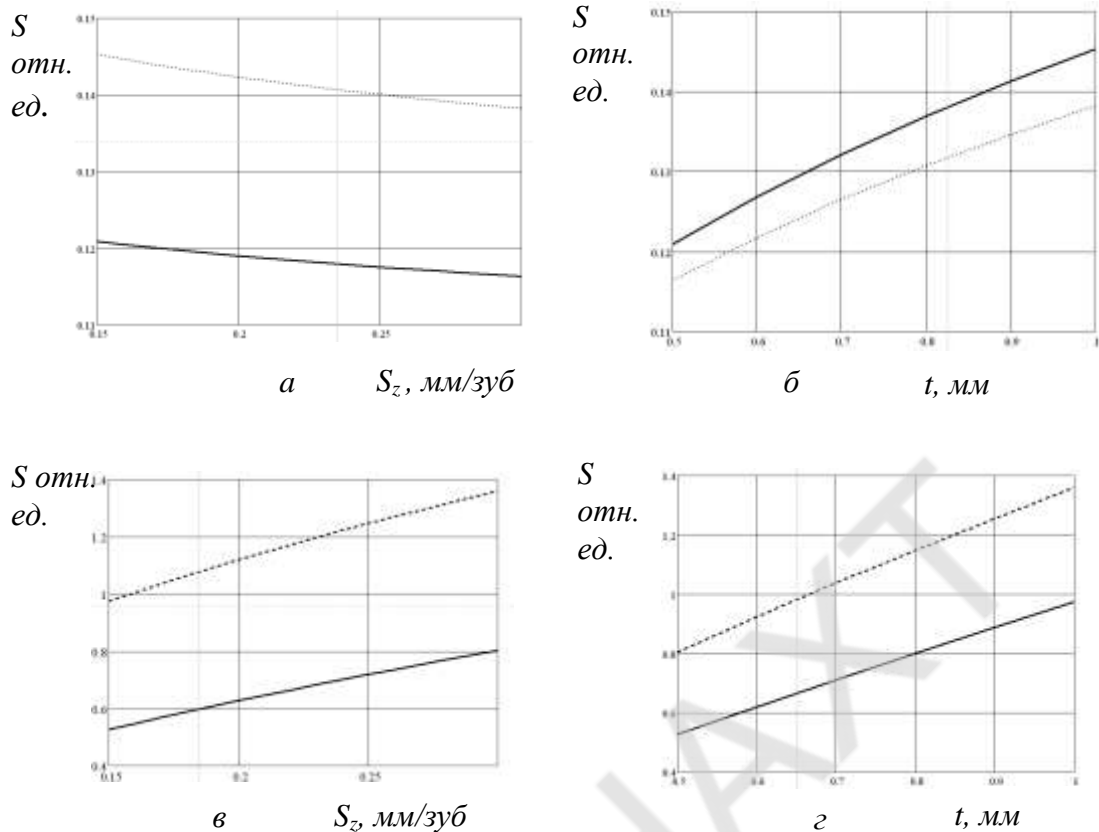


Рис. 2 Влияние подачи на зуб (*a, в*) и глубины резания (*б, г*) на уровень сигнала виброколебаний (*a, б*) и сигнала звукового датчика (*в, г*), соответственно.

Информационные источники:

1. Измерения в LabVIEW . Руководство по применению. Part Number 322361B-01, April 2003 Edition / Учебный центр «Центр технологий National Instruments, 2006.
2. USB RTA Meter (Pro Edition) – измерительный USB микрофон для анализа АЧХ [Электронный ресурс] / Компания Spl-Lab. – Режим доступа: <http://spl-lab.ru/ru/products/usb-rta-meter-pro-edition.html> (англ.). – 09.07.2014.

Ларшин В. П., докт. техн. наук, проф., ОНПУ
 Лищенко Н.В., канд. техн. наук, доц., ОНАПТ

УДК 697.329

Вплив теплової ізоляції на динаміку обігріву будівлі

Зайцев Д.В., аспірант

Одеський національний політехнічний університет

Тепловий баланс будівель, як відомо, визначається втратою тепла через огорожувальні конструкції і виділенням тепла всередині будівлі, яке, в основному, залежить від поточної теплової потужності системи опалення.

Динаміка температури повітря всередині приміщення, при зміні теплового балансу будівлі, багато в чому залежить від акумулюють властивостей будівлі.

Динаміка зміни температури повітря t_v в приміщенні описується відомими в літературі диференціальними рівняннями (1) виду:

$$T_{\text{в}} \left(\frac{dt_{\text{з}}}{d\tau} \right) + t_{\text{в}} = kW_0 + T_{\text{з}} \left(\frac{dt_{\text{з}}}{d\tau} \right) + t_{\text{з}}, \quad (1)$$

де $t_{\text{в}}, t_{\text{з}}$ – відповідно температура внутрішнього і зовнішнього повітря;

$T_{\text{в}}, T_{\text{з}}$ – відповідно постійні часу диференціювання для температури внутрішнього і зовнішнього повітря, які при виведенні рівняння приймають рівними $T_{\text{в}} = T_{\text{з}}$;

k – коефіцієнт передачі по каналу «потужність системи опалення - температура внутрішнього повітря»;

W_0 – потужність системи опалення.

У літературі широко відома модель Соколова (2), відповідно до термінологією якого, постійну часу $T_{\text{в}}$ називають коефіцієнт теплової акумуляції будівлі, значення якого визначається теплофізическими параметрами будівлі:

$$T_{\text{в}} = \frac{c\rho F\sigma}{2q_0V}, \quad (2)$$

Де c - теплоємність матеріалу огорожувальних конструкцій будівлі;

ρ - щільність матеріалу огорожувальних конструкцій будівлі;

F - площа огорожувальних конструкцій будівлі;

σ - товщина огорожувальних конструкцій будівлі;

V - зовнішній обсяг огорожувальних конструкцій будівлі;

q_0 - питома тепла характеристика будівлі.

Відповідно до (2), Соколов запропонував вважати середню температуру зовнішньої стіни будівлі рівній напівсумі температур внутрішнього і зовнішнього повітря. Разом з тим, ця величина може бути визначена значно точніше, якщо детальніше врахувати розподіл температури по товщині огорожі (3), а також зміна розподілу температури при нанесенні зовнішньої або внутрішньої ізоляції (рис. 1).

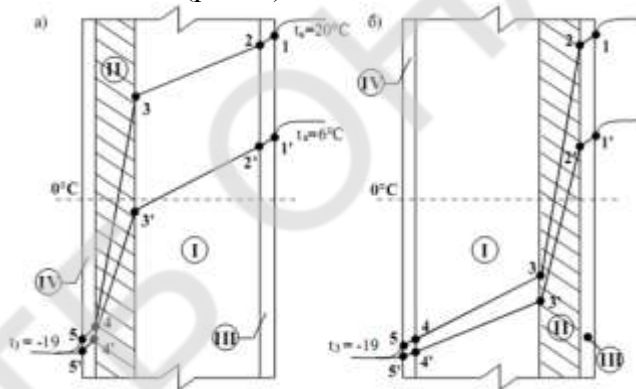


Рис. 1 – Розподіл температури в товщі ізолюваної конструкції:

а) шар теплової ізоляції із зовнішньої сторони; б) шар теплової ізоляції із внутрішньої сторони

Корекція постійної часу $T_{\text{в}}$ при наявності ізоляції визначається як зміною розподілу температури всередині стіни, так і зміною питомої теплової характеристики будівлі q_0 . Тоді нове значення $T_{\text{в}}$ можна представити у вигляді:

$$T_{\text{в}}^{\text{із}} = T_{\text{в}} K_t K_q, \quad (3)$$

де K_t, K_q – відповідно коефіцієнти корекції постійної часу за розподілом температури в стіні і теплової характеристики будівлі.

Значення коефіцієнта корекції постійної часу внаслідок зміни теплової характеристики будівлі K_q для зовнішньої і внутрішньої ізоляції однакові і, відповідно, визначаються виразом:

$$K_q^{\text{зов}} = K_q^{\text{вн}} = \frac{R_{\Sigma}^{\text{із}}}{R_{\Sigma}^{\text{б.із}}}, \quad (4)$$

де $R_{\Sigma}^{\text{б.із}}$ – повне термічний опір огорожувальної конструкції без ізоляції, рівне:

Використовуючи вирази (3) і (4), отримаємо вираз для постійної часу з зовнішньої ізоляцією:

$$T_{\text{в}}^{\text{із.зов}} = T_{\text{в}} \left(1 + \frac{2R_{\text{із.зов}}}{R_{\Sigma}^{\text{із.із}}} + \frac{2}{R_{\Sigma}^{\text{із.із}}} \left(\frac{1}{\alpha_3} - \frac{1}{\alpha_{\text{вн}}} \right) \right) \quad (5)$$

Аналогічно отримуємо вираз для постійної часу з внутрішньою ізоляцією:

$$T_{\text{в}}^{\text{із.зов}} = T_{\text{в}} \left(1 + \frac{2}{R_{\Sigma}^{\text{із.із}}} \left(\frac{1}{\alpha_3} - \frac{1}{\alpha_{\text{вн}}} \right) \right) \quad (6)$$

Для випадку використання як зовнішньої, так і внутрішньої ізоляції, отримаємо комбінацію відповідних коефіцієнтів корекції з виразів (5) і (6):

$$T_{\text{в}}^{\text{із.зов+вн.}} = T_{\text{в}} \left(\frac{2R_{\text{із.зов}}}{R_{\Sigma}^{\text{із.із}}} \left(1 + \frac{2}{R_{\Sigma}^{\text{із.із}}} \left(\frac{1}{\alpha_3} - \frac{1}{\alpha_{\text{вн}}} \right) \right) + \left(1 + \frac{2}{R_{\Sigma}^{\text{із.із}}} \left(\frac{1}{\alpha_3} - \frac{1}{\alpha_{\text{вн}}} \right) \right)^2 \right) \quad (7)$$

Аналіз виразів показує, що використання теплоізоляції для термомодернізації будівель в значній мірі впливає на акумулюючу здатність будівлі.

Однак, нанесення внутрішньої ізоляції, при рівності α_3 і $\alpha_{\text{вн}}$, фактично не впливає на акумулюючу здатність будівлі, але пропорційно знижує питому теплову характеристику будівлі q_0 , що дає додатковий резерв теплової потужності системи опалення для прискорення режиму прогріву будівлі.

Нанесення зовнішньої ізоляції значно збільшує акумулюючу спроможність будівлі. Так, при термічному опорі ізоляції, рівному опорі огорожувальної конструкції, значення $T_{\text{в}}$ зростає в 3 рази, проте зниження питомої теплової характеристики будівлі q_0 також дає додатковий резерв теплової потужності системи опалення для прискорення режиму прогріву будівлі, а значна акумулююча здатність зменшує амплітуду температури повітря $t_{\text{в}}$ при порушенні теплового балансу.

Нанесення одночасно зовнішньої і внутрішньої ізоляції дає проміжний ефект зміни акумулюючої здатності будівлі щодо двох попередніх варіантів.

Інформаційні джерела:

1. Соколов Е.Я. Теплофикация и тепловые сети: учебник для вузов. - 6-е изд., перераб. - М.: Изд-во МЭИ, 1999. - 472 с.
2. В.И. Панферов. Моделирование и управление тепловым режимом здания /Панферов В.И., Нагорная А.Н., Пашнина Е.Ю./ Теоретические основы теплогазоснабжения и вентиляции: Сборник трудов Межд. научно-техн. конф. - М.: Московский государственный строительный университет, 2005. -280.

*Науковий керівник: проф., к.т.н. Титар С.С.,
Одеський національний політехнічний університет*

УДК 620.92

БІОЕТАНОЛ ЯК АЛЬТЕРНАТИВА ТРАДЕЦІЙНОМУ ПАЛИВУ ДЛЯ ДВИГУНІВ ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ НА БЕНЗИНІ

**Студент ОКР «Бакалавр» факультету ПЕЕтаНТ Іванов В.В.
ОНАХТ**

Основну частку (понад 80%) всієї механічної енергії на землі виробляють двигуни внутрішнього згоряння, які є основними споживачами всіх видів мінеральних палив, запаси

яких обмежені. Норми викидів шкідливих речовин з відпрацьованими газами двигунів внутрішнього згоряння змушують більшість країн світового співтовариства шукати шляхи зниження впливу ДВЗ на навколишнє середовище.

Останнім часом все більш широке поширення набувають альтернативні види палива з відновлюваної сировини рослинного походження. Необхідно відзначити, що інтенсивні роботи по переведенню ДВЗ на альтернативні види палива ведуться як в країнах з обмеженими енергетичними ресурсами, так і в країнах з високим енергетичним потенціалом, а також у високорозвинених країнах, що мають можливість придбання нафти. Даний факт говорить про високі перспективи використання біопалив. До основних біопалива відноситься біодизель і біоетанол.

Світові лідери з виробництва паливного етанолу - Бразилія і США. У цих країнах, і ще в Канаді, існують державні програми виробництва паливного біоетанолу. Подібну програму готує і ЄС. В даний час велика частина біоетанолу виробляється з кукурудзи (США) і цукрової тростини (Бразилія). Сировиною для виробництва біоетанолу також можуть бути різні сільськогосподарські культури з великим вмістом крохмалю або цукру: маніок, картопля, цукровий буряк, батат, сорго, ячмінь та ін. Етанол можна виробляти у великих кількостях з целюлози. Сировиною можуть бути різні відходи сільського і лісового господарства: пшенична солома, рисова солома, багасса цукрової тростини, деревна тирса і т. Д.

В даний час використовують два способи отримання біоетанолу:

1. Спиртове бродіння органічних продуктів, що містять вуглеводи під дією ферментів дріжджів і бактерій. В результаті бродіння виходить розчин, що містить не більше 15% етанолу. Отриманий таким чином етанол потребує очищення і концентрування, звичайно шляхом дистиляції.

2. Гідролізна виробництво. У промислових масштабах етиловий спирт отримують з сировини, що містить целюлозу (деревина, солома), яку попередньо гідролізують. Утворену при цьому суміш пентоз і гексоз піддають спиртовому бродінню. У країнах Західної Європи і Америки ця технологія не набула поширення, але в колишньому СРСР існувала розвинена промисловість кормових гідролізних дріжджів і гідролізного етанолу.

Види (класифікація) палив за вмістом в них етанолу:

E5, E7, E10 - суміші з низьким вмістом етанолу (5, 7 і 10% мас., відповідно), найбільш поширені в наші дні. У цих випадках добавка етанолу не тільки економить бензин шляхом його заміщення, а й дозволяє замінити добавку МТБЕ, яка підвищує октнове число. Таке паливо можна використовувати в звичайних двигунах.

E85 - суміш 85% етанолу і 15% бензину. Стандартне паливо для т.зв. «Flex-Fuel» машин, поширених, в основному в Бразилії і США, і в меншій мірі - в інших країнах. Вартість такого палива нижче, ніж бензину. Використання такого палива можливе тільки після реконструкції автомобіля.

ED95 - суміш 95% етанолу і 5% паливної присадки. Компанія Scania почала розробляти двигун для автобуса, що працює на 95% етанолі в середині 80-х років. Створено програму випробувань міських автобусів з двигунами, що працюють на 95% етанолі - BEST (BioEthanol for Sustainable Transport).

Рекомендовані норми встановлені для безводного 100%-го етилового спирту (E100) призначеного для змішування з бензином для виробництва суміші, що містить до 10% етилового спирту (E10). Ця суміш підходить для використання в автомобілях з традиційними ДВС. Суміші, що містять більше 10% етанолу придатні для використання тільки в транспортних засобах, розроблених спеціально для такого палива.

Основні складності використання палива з високим вмістом етанолу:

З точки зору виробництва біоетанолу - швидше за все воно буде розташоване в певних країнах, так як пов'язано з вирощуванням певних сільськогосподарських культур. Складнощі можуть виникнути і з нестачею сільськогосподарських земель.

Складністю при експлуатації автомобілів є поглинання спиртом вологи і необхідність боротьби з цим фактором (введення поверхнево-активних речовин).

Ще один недолік обумовлений наявністю полярної гідроксильної групи, яка робить спиртовмісні паливо хімічно більш активними, ніж традиційне. Присутність етанолу в паливі сприяє корозії металів. Вирішення цієї проблеми - в застосуванні інгібіторів.

Істотним недоліком спирту як палива є те, що теплота випаровування більше, ніж у бензину. Це викликає труднощі при запуску двигуна при температурі нижче -10°C . Цей недолік можна усунути, додаючи високолеткі добавки, наприклад ізопентан.

Щоб машину можна було заправляти паливом, що містить більше 10% етанолу, необхідні деякі переробки автомобілю. «Мозок» мотора повинен навчитися визначати концентрацію спирту і підбирати відповідні режими роботи. Оскільки спирт містить воду, модернізації вимагає і паливна магістраль. Крім того, якщо автомобіль експлуатується в холодних умовах, треба підігрівати паливо перед запуском.

Надзвичайно важливим є позитивний екологічний ефект використання біоетанолу в якості палива. Вуглекислий газ, який виділяється при його спалюванні, має первинне атмосферне походження. Тобто його можуть знову асимілювати рослини, які в майбутньому стануть джерелом отримання паливного етанолу.

На думку авторів, збільшення виробництва та використання біоетанола в Україні є дуже перспективним. Це зменшить залежність країни від поставок палива з інших країн, покращить екологічну ситуацію. Але основною проблемою є правильне використання аграрних ресурсів для виробництва сировини.

*Науковий керівник: доц. Хлієва О.Я.
ОНАХТ*

УДК 533.1

ДОЦІЛЬНІСТЬ ВИКОРИСТАННЯ ДІОКСИДУ ВУГЛЕЦЮ ДЛЯ ЗБІЛЬШЕННЯ НАФТОВІДДАЧІ ПЛАСТІВ

Лук'янова О.С., асистент

Одеська національна академія харчових технологій

Зростання долі запасів нафти, що важко здобуваються, передбачає необхідність підвищення ефективності методів їх видобутку, зокрема розробку методів підвищення нафтовіддачі. Одним з перспективних методів освоєння родовищ на пізній стадії розробки є технологія витіснення нафти діоксидом вуглецю. Метод заснований на тому, що діоксид вуглецю (CO_2), розчиняючись у нафті, збільшує її обсяг і зменшує в'язкість, з іншого боку, розчиняючись у воді, підвищує її в'язкість. Таким чином, розчинення CO_2 у нафті та воді веде до вирівнювання рухливості нафти й води, що створює передумови до одержання більш високої нафтовіддачі, як за рахунок збільшення коефіцієнта витіснення, так і коефіцієнта охоплення. Крім того, на рівні нафтоносних пластів тиск та температура можуть відповідати термодинамічній околиці критичної точки CO_2 . Це приводить до появи додаткових механізмів підвищення нафтовіддачі. Аномально висока розчинна здатність розчинників у надкритичних умовах сприяє максимальному вилученню нафти із пластів з різною пористістю і проникністю.

Метою роботи є аналіз світового досвіду використання метода збільшення нафтовіддачі за допомогою закачування в пласт діоксиду вуглецю.

Авторами [2,3] проводилися експериментальні дослідження коефіцієнту вилучення нафти (КВН) від параметрів надкритичного CO_2 , та було визначено, що використання

діоксину вуглецю в надкритичному стані дозволяє підвищити коефіцієнт нафтовидобутку у два рази в порівнянні зі звичайною закачуванням вуглекислого газу в пласт. Також було зазначено, що при пластових температурах близьких до критичної (30-40 °С), більший КВН досягається при тисках більших критичного (11-12 МПа), а при високих температурах (80 °С), доцільне закачування CO₂ при близьких до критичного тисках.

Вуглекислий газ для закачування може бути отриманий з його природних родовищ, або зібраний з викидів промислових об'єктів. В процесі видобутку близько 20% вуглекислого газу залишається в пласті, інша частина регенерується з видобутої нафти та закачується в пласт знову. Таким чином використання CO₂ для підвищення нафтовидобутку дозволяє вирішити екологічну проблему емісії вуглекислого газу, що виділяється промисловістю.

Одним з перших реалізованих проектів по закачуванню CO₂ в родовище нафти, став міжнародний проект Weyburn, де в нафтові родовища в Канаді нагнітався вуглекислий газ, зібраний з викидів заводів по газифікації вугілля, розташованих в США, що дозволило видобувати на 10 тис. барелів за добу більше.[1] Приблизний показник закачування CO₂ склав 3000-5000 т/добу. Більшість проектів, що використовують вказану технологію, знаходяться в США, додатковий видобуток нафти найбільших з них складає 9 – 29 тис. барелів за добу.

Захоплення вуглекислого газу з викидів промислових підприємств, транспортування його до родовищ нафти, та переобладнання родовища мають високу вартість, але ціни на нафту також залишаються високими, тому метод нагнітання діоксину вуглецю в пласт буде затребуваний та рентабельний.

Таким чином, зниження запасів вуглеводного палива, збільшення долі нафти, що важко видобуваються, та негативні наслідки від дії парникового ефекту роблять проекти закачування CO₂ в пласт для збільшення нафтовидобутку все більш привабливими.

Інформаційні джерела:

1. Гумеров Ф. М. Перспективы применения диоксида углерода для увеличения нефтеотдачи пластов / Вести газовой науки, 2011. - №2 (7). – с. 93-109.
2. Радаев А.В. Экспериментальное исследование процесса вытеснения высоковязкой нефти сверхкритическим диоксидом углерода в широком диапазоне термобарических условий/ А.В. Радаев, Н.Р. Батраков, И.А. Кондратьев, А.А. Мухамадиев, А.Н. Сабирзянов// Георесурсы, 2010. - № 2(34). – с. 16-17.
3. Филенко Д.Г. Исследования влияния термобарических условий на вытеснение нефти диоксидом углерода в сверхкритическом состоянии / Д.Г. Филенко, М.Н. Дадашев, В.А. Винокуров// Вести газовой науки, 2012. - №3 (11). – с. 371-382.

*Науковий керівник: доц., д.т.н. Бошкова І.Л.
Одеська національна академія харчових технологій*

УДК 536.24

ВЛИЯНИЕ ТЕМПЕРАТУРНОГО ГЛАЙДА СМЕСЕВЫХ ХЛАДАГЕНТОВ НА РАБОТУ ХОЛОДИЛЬНОЙ СИСТЕМЫ

Макеева Е.Н., Радош С.А.

Гомельский государственный технический университет имени П.О. Сухого

В молекулярной теории растворов различают зеотропные (неазеотропные) и азеотропные смеси.

Термодинамическое поведение смеси азеотропного состава подобно поведению чистого вещества, поскольку состав паровой и жидкой фаз у нее одинаков, а давления в точках росы и кипения совпадают.

Концентрации паровой и жидкой фаз зеотропной смеси в условиях термодинамического равновесия различаются, а изотерма под бинодалью в $p-h$ координатах имеет наклон, т. е. кипение при постоянном давлении происходит при увеличении температуры хладагента от точки D до A , а конденсация – при падении температуры от B до C (рис. 1). Это необходимо учитывать при определении степени перегрева пара на входе в компрессор, а также при оценке энергетических характеристик холодильной установки.

Таким образом, температуру кипения и температуру конденсации следует находить по-другому. Температуру кипения вычисляют как среднюю температуру t_{om} между температурой точки росы A при постоянном давлении P_{ac} всасывания и температурой, при которой хладагент поступает в испаритель D .

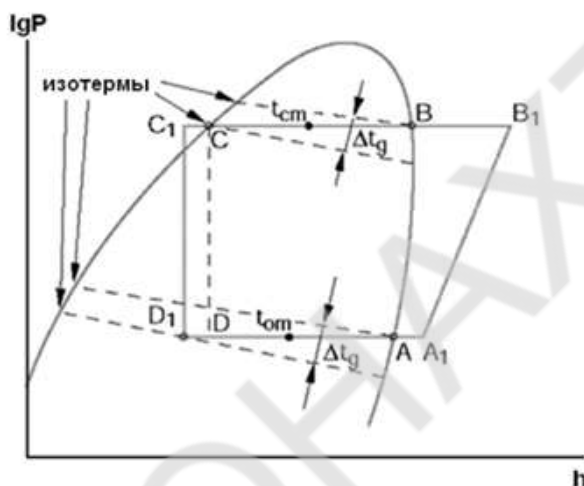


Рисунок 1. – Поведение зеотропных смесей при испарении и конденсации
 Δt_g – температурное скольжение; t_{cm} – средняя температура конденсации; t_{om} – средняя температура испарения

Температуру конденсации определяют как среднюю температуру t_{cm} между температурой точки росы B (температура начала процесса конденсации при постоянном давлении нагнетания P_n) и температурой C жидкости на выходе из конденсатора. Разность температур фазового перехода при постоянном давлении (при кипении или конденсации) получила название Δt_g или температурный глайд (от англ. glide – скольжение). Значение Δt_g зависит от состава рабочего тела и является важным технологическим параметром.

Температурный глайд в холодильной и климатической технике – изменение значения температуры при изменении фазового состояния газ-жидкость хладагента. Температурный глайд – важная характеристика хладагента, определяющая его эксплуатационные свойства и конструкцию соответствующей холодильной техники. Азеотропные хладагенты обладают малым значением глайда. Их использование в холодильной и климатической технике является предпочтительным. Неазеотропные хладагенты, как правило, состоят из смеси газов. При их утечки из холодильной или климатической системы существенно изменяется соотношение газов в смеси. При изменении состава смеси хладагента изменяются все его основные характеристики, такие как температура конденсации, температура испарения, давление конденсации, вязкость и т. д.

Смесевой хладагент R410A представляет собой околосазеотропную смесь ГФУ R125 и R32 в пропорции 50/50, которая была запатентована под именем AZ-20®. Смесь не горюча, не ядовита и не разрушает озоновый слой (ODP=0), поскольку компоненты не содержат хлора и имеют короткий период жизни в атмосфере. Температурный глайд смеси – менее 0,2 °С. Для сравнения: температурный глайд у конкурирующих хладагентов R407C – 5-6 °С, R417 –

3-4 °С. Потери давления в системе существенно увеличивают температурный глайд. Пренебрежение данным явлением при составлении теплового баланса может привести к занижению размеров теплообменных аппаратов и других элементов холодильной системы. Влияние этого фактора особенно существенно, когда холодильная система эксплуатируется на пределе своих возможностей.

Если **испаритель** может работать без перегрева, глайд позволяет создать режим с меньшей разностью между выходной температурой охлаждаемой и входной температурой охлаждающей среды, но эту возможность нужно оценивать применительно к конкретной установке.

Хладагенты с глайдом или, во всяком случае, хладагенты с большим глайдом, должны применяться только в испарителях непосредственного расширения. Поскольку в затопленном испарителе хладагент испаряется только частично, его состав изменяется, это вызывает изменения температуры в различных частях системы, которые очень трудно оценить при расчетах.

Таким образом, азеотропные смеси имеют свои преимущества и недостатки. С одной стороны, изменение состава рабочего тела при циркуляции его по контуру холодильной системы может привести к возрастанию холодопроизводительности и холодильного коэффициента по сравнению с этими характеристиками для чистых хладагентов. С другой стороны, применение зеотропных смесей приводит к снижению интенсивности теплообмена в испарителе и конденсаторе.

Информационные источники:

1. Бабакин Б. С, Стефанчук В. И., Ковтунов Е. Е. Альтернативные хладагенты и сервис холодильных систем на их основе. М.: Колос, 2000. – 160 с.
2. Ротгольц Е.А. и др. Выбор хладагента и системы холодильной установки. Холодильная техника. 2004. №7. – с. 2-7.
3. Цветков О.Б. Озонобезопасные холодильные агенты. М.: ЦИНТИ. 1991. – 25с.

Научный руководитель: Макеева Е.Н

Гомельский государственный технический университет имени П.О. Сухого

УДК 504

ВИЗНАЧЕННЯ ПОТЕНЦІАЛУ СОНЯЧНОЇ ЕНЕРГІЇ ДЛЯ ІВАНО-ФРАНКІВСЬКОЇ ОБЛАСТІ

Манюк О.Р. – к.геол.н., доц., доцент кафедри екології

Архипова Л.М. – д.т.н., проф., завідувач кафедри туризму

Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу

Останнім часом можна спостерігати підвищення інтересу до використання фотоелектричних панелей (ФЕП) для отримання електричної енергії (ЕЕ) шляхом перетворення енергії Сонця. Поряд з іншими пристроями генерування ЕЕ від поновлюваних джерел енергії (ПДЕ), ФЕП мають низку переваг, серед яких: простота конструкції та монтажу, мала маса і габарити, тривалий термін експлуатації. Основними недоліками використання ФЕП є їх низький ККД, нестабільність отримання ЕЕ у зв'язку з метеорологічними умовами та залежність вихідної потужності від кута падіння сонячних променів на світлопоглинаючу панель (СПП). Відповідно кількість виробленої ЕЕ за певний проміжок часу напряму залежить від інсоляції, тобто притоку сумарної сонячної радіації на одиницю площі горизонтальної поверхні за одиницю часу. Притік сонячної

радіації залежить від таких факторів: тривалості дня, хмарності, висоти Сонця над горизонтом, вологості і прозорості атмосфери, географічної широти. До складу сумарної сонячної радіації входить пряма радіація, що надходить на горизонтальну поверхню від Сонця, і розсіяна небосхилом радіація [1].

У похмурі дні розсіяна радіація є єдиним джерелом енергії в приземних шарах атмосфери. Навіть незначна кількість генерованої ФЕП енергії в похмурі дні дасть змогу покрити електричні потреби малопотужних споживачів, наприклад: освітлення будинку і території, сигналізація тощо. Також необхідно врахувати те, що від рівня запиленості атмосфери залежатиме, яка кількість сонячної радіації досягне земної поверхні [2].

Отже, визначимо сумарну річну сонячну енергію, що надходить на довільно розташовану поверхню для території Івано-Франківської області. У цьому дослідженні використано підхід, який дає змогу швидко визначати кількість сумарної сонячної радіації, яка надходить на довільно орієнтовану в просторі СПП у будь-який момент часу для заданого її розміщення. Ця методика ґрунтується на понятті сонячної константи – питомої потужності, яка надходить від Сонця на Землю через космос. Ця величина в середньому за межами атмосфери дорівнює 1367 Вт/м^2 [3]. Сонячна енергія досягає атмосфери Землі у вигляді напрямленого потоку сонячного космічного випромінювання. Поверхня Землі отримує як пряму сонячну радіацію S_{dir} , так і розсіяну сонячну радіацію S_{dif} , які у сукупності складають сумарну; розрахунок їх неоднозначний. Нами пропонується до використання наступний вираз для розрахунку сумарної сонячної радіації:

$$S = S_0 \cdot k_{\text{at}} \cdot \cos \psi \cdot \sin h \quad (1)$$

де k_{at} – коефіцієнт атмосфери, який враховує поправку на повітряну масу, яку необхідно пройти сонячному променю;

- ψ – косинус кута падіння сонячного випромінювання;
- h – кут висоти Сонця.

Вираз (1) дає змогу погодинно розрахувати загальний потік енергії, який приноситься сонячною радіацією на довільно орієнтовану в просторі похилу СПП для ясного дня. Але важливим також є оцінка хмарності протягом цього ж дня. Для отримання погодинних даних про тривалість сонячного сйва в інтервалах істинного сонячного часу T_b , ми звернулися у Івано-Франківський обласний центр з гідрометеорології, де регулярно проводяться заміри за допомогою геліографа. Також з сайту [4] були взяті дані погодинних значень температури навколишнього середовища протягом 2015 року. Таким чином було сформовано базу метеорологічних даних за 2015 рік в середовищі Microsoft Excel для оцінки притоку сонячної радіації у Івано-Франківській області. Фрагмент створеної бази даних показано в табл. 1.

Таблиця 1 - Фрагмент бази метеорологічних даних за 2015 рік у Івано-Франківській області

Дата	Час	t , °C	T_b , в.о.	T_c , в.о.	ΔW , МДж/м ²	W_{dir} , МДж/м ²	ΔW_{dif} , МДж/м ²
01.01.2015	6:00	-7	0	0	0,0	0,0	0,0
01.01.2015	7:00	-4	0	0	0,0	0,0	0,0
01.01.2015	8:00	-4	0	0	0,0	0,0	0,0
01.01.2015	9:00	-3	0,4	0,6	0,2	0,1	0,3
01.01.2015	10:00	1	1	0	1,2	0,0	1,2
01.01.2015	11:00	3	1	0	1,7	0,0	1,7
01.01.2015	12:00	5	1	0	1,9	0,0	1,9
01.01.2015	13:00	5	1	0	1,7	0,0	1,7
01.01.2015	14:00	6	1	0	1,2	0,0	1,2
01.01.2015	15:00	6	0,6	0,4	0,2	0,1	0,3

Для оцінки динаміки погодинного притоку сумарної сонячної радіації ΔW , на рис. 1 побудована річна діаграма для Івано-Франківської області за 2015 рік.

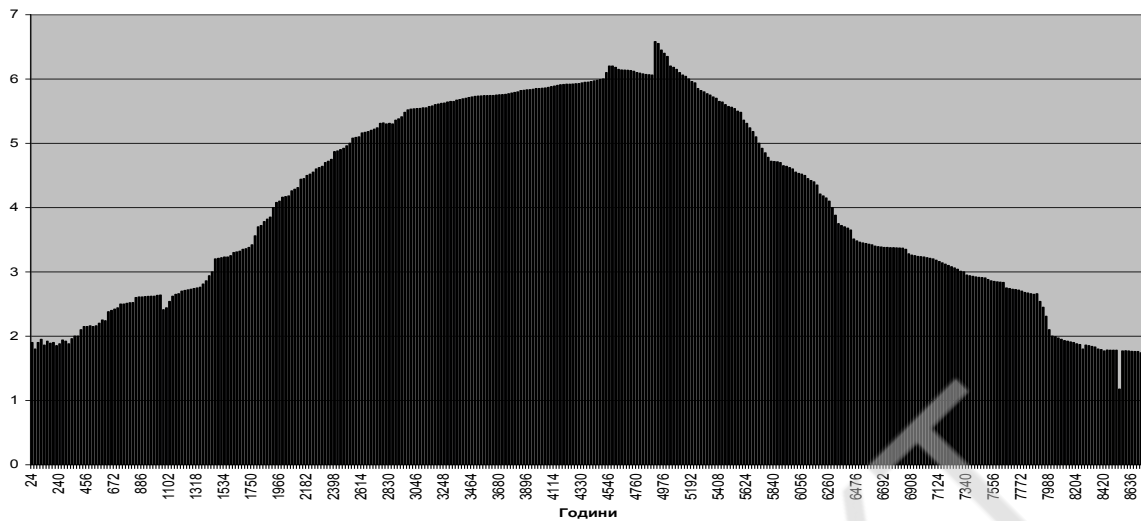


Рисунок 1 – Діаграма погодинних значень притоку енергії сумарної сонячної радіації протягом 2015 року на території Івано-Франківської області

Отже, кількість сонячної радіації достатня для улаштування сонячних станцій промислової потужності

Інформаційні джерела:

1. Klein W.H. Calculation of solar radiation and the solar heat load on man / W.H. Klein // Journal of Meteorology of U.S. Bureau. – Washington D.C. – 1948. – Vol. 5. – No. 4. – P. 119–129.
2. Duffie J.A. Solar Engineering of Processes Thermal / J.A. Duffie, W.A. Beckman. – Madison, Wisconsin, USA. – 1980.
3. Вікіпедія: Сонячна стала. [Електронний ресурс]. – Режим доступу: www.uk.wikipedia.org.
4. Розклад погоди: Статистика погоди у Івано-Франківській області [Електронний ресурс]. – Режим доступу: www.gp5.ua.

Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу

УДК 697.94

ОСОБЛИВОСТІ МЕТОДІВ РОЗРАХУНКУ СИСТЕМ КОНДИЦІОНУВАННЯ ДЛЯ РІЗНИХ КЛІМАТИЧНИХ УМОВ

Нгуєн Ван Фук, Суходуб І.О.

Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут»

Проектування систем кондиціонування громадських будівель вимагає погодинний розрахунок навантаження з врахуванням особливостей радіаційного теплообміну. Одним з найпростіших погодинних методів є CLTD/CLF/SCL (cooling load temperature difference/cooling load factor/solar cooling load factor), що представлений ASHRAE [1]. При розрахунку навантаження враховуються наступні джерела явних теплонадходжень: теплопередача через зовнішні та внутрішні конструкції, сонячна радіація, що падає на зовнішні стіни, дах та вікна, люди, система освітлення, електричні пристрої, вентиляція та

інфільтрація. Приховані надходження враховуються від людей, вентиляції та інфільтрації. Недоліком даного метода є можлива похибка результатів розрахунку до 20%. Останнім часом для розрахунку навантаження та енергопотребі на охолодження та осушення використовується програмне забезпечення EnergyPlus [2], яке є апробованим за допомогою численних тестів. Для порівняння двох методів розрахунків навантаження на систему кондиціонування було обране приміщення громадської будівлі з однією зовнішньою стіною на середньому поверсі багатоповерхової будівлі для кліматичних умов двох міст: Київ, Україна; Ханой, В'єтнам. Вихідні дані стосовно розмірів будівлі наведені в табл. 1. Режим роботи громадської будівлі з 8:00 до 18:00, що впливає на присутність людей, роботу систем освітлення та вентиляції та електричного обладнання.

Таблиця 1. Вихідні дані для розрахунків

Географічне розташування	Київ, Україна	Ханой, В'єтнам
Розміри кімнати (ширина/довжина/висота)	6 м / 5,4 м / 3,8 м	
Орієнтація зовнішньої стіни та вікна	Південь	
Матеріал зовнішньої стіни	Цегляна кладка	
Розміри та конструкція вікна	5 м × 2,15 м однокамерне вікно в дерев'яному спареному плетінні з жалюзі	
Температура та відносна вологість в приміщенні	25°C, 50%	
Кількість людей, що працюють у приміщенні	4	
Потужність системи освітлення	10 Вт/м ²	
Потужність електричних приладів	10 Вт/м ²	
Максимальна зовнішня температура, °C	30,6	37,2
Добова амплітуда коливання зовнішньої температури, °C	12,2	9
Температура мокрого термометра, °C	20,6	29,4

В результаті розрахунків двома методами був отриманий розподіл явного (sensible), прихованого (latent) та повного (total) навантаження по годинам «проектного» дня для різних кліматичних умов відповідно до [1] (рис. 1, 2).

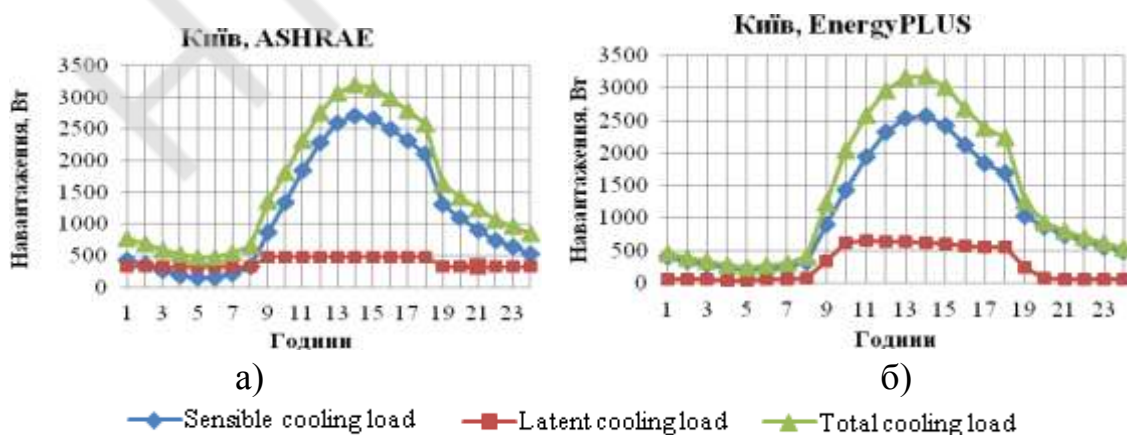


Рис. 1. Явне, приховане та повне навантаження на систему кондиціонування методом CLTD/CLF/SCL (а) та за допомогою EnergyPlus (б) для м. Києва

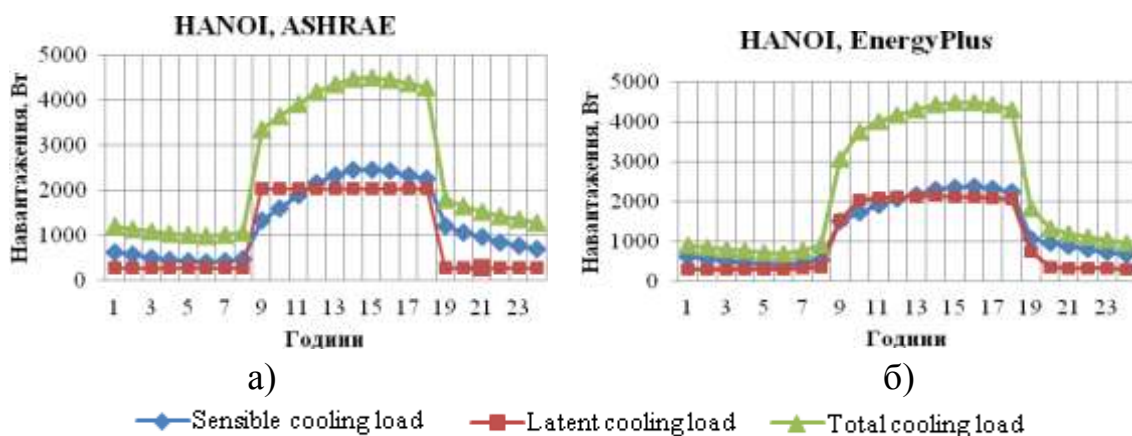


Рис. 2. Явне, приховане та повне навантаження на систему кондиціонування методом CLTD/CLF/SCL (а) та за допомогою EnergyPlus (б) для м. Ханой

При аналізі рис. 1 та 2 сформульовані наступні висновки: метод CLTD/CLF/SCL та програма EnergyPlus дають схожі результати як для явного, так і для прихованого навантаження; при однакових характеристиках будівлі навантаження на систему кондиціонування в м. Ханой є більшим за рахунок більшої прихованої складової, ніж у м. Києві.

Використання програми EnergyPlus у порівнянні з методом CLTD/CLF/SCL надає додаткові можливості аналізу протягом року як потреби, так і, в цілому, енергоспоживання систем кондиціонування.

Інформаційні джерела:

1. 1979 ASHRAE Cooling and Heating Load Manual
2. <https://energyplus.net/>

*Науковий керівник: проф., д.т.н. Дешко В.І.,
Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут»*

УДК 621.9.06.001.4

РАЗРАБОТКА СИСТЕМЫ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЙ КОМПЬЮТЕРНОЙ ДИАГНОСТИКИ

Осипенко Н.С., Помазкина А.Ю.

Одесский национальный политехнический университет

Проблема создания компьютерных систем технологической диагностики относится к числу актуальных в технологии машиностроения. Она связана с повышением эффективности технологических процессов обработки деталей из современных труднообрабатываемых конструкторских материалов (сложнолегированные и нержавеющие стали, жаропрочные сплавы, титан и титановые сплавы и т.п.), с одной стороны, и с особенностями высокоскоростной обработки (high speed machining) деталей из цветных металлов типа алюминия и алюминиевых сплавов, с другой стороны. Особую группу материалов в этой связи составляют современные полимерные композиционные материалы (стекло- и углепластики с армирующими волокнами, сочетание углепластика с титаном и т.п.).

Нами установлено, что в обоих указанных случаях к числу ограничивающих факторов относится возможность возникновения недопустимых виброколебаний в зоне обработки, которые приводят к уменьшению стойкости лезвийного режущего инструмента и

преждевременному выходу из строя шпиндельных узлов современных станков с ЧПУ. Одним из путей управления динамическим состоянием технологической системы резания (упругая динамическая система) является правильный выбор и регулирование режимных параметров механической обработки, например, скорости резания [1].

Для разработки и апробации компьютерной системы диагностики использована система NI-LabVIEW (компания National instruments), позволяющая выполнять поисковые исследования по оптимизации конструктивных вариантов построения систем технологической диагностики. В качестве примера разработана блок-схема такой системы для операций лезвийной обработки на станке мод. 500 V/5 (рисунок). В технологическую систему (ТС) указанной модели станка встроены датчики виброколебаний (ДВК) типа AP2019 по осям x , y и z станка. Например, эти датчики размещены на шпиндельном узле станка или непосредственно на обрабатываемой заготовке. Вместо этих датчиков или одновременно с ними может использоваться измерительный микрофон однонаправленного действия, например, микрофон типа SPL Lab USB RTA meter [2]. На выходе блока ДВК формируется первичный сигнал виброколебаний $x(t)$, поступающий на вход блока быстрого преобразования Фурье (БПФ), который в режиме реального времени формирует спектр сигнала $x(t)$. Т.е. преобразует временной сигнал $x(t)$ в его частотную форму $x(\omega)$.

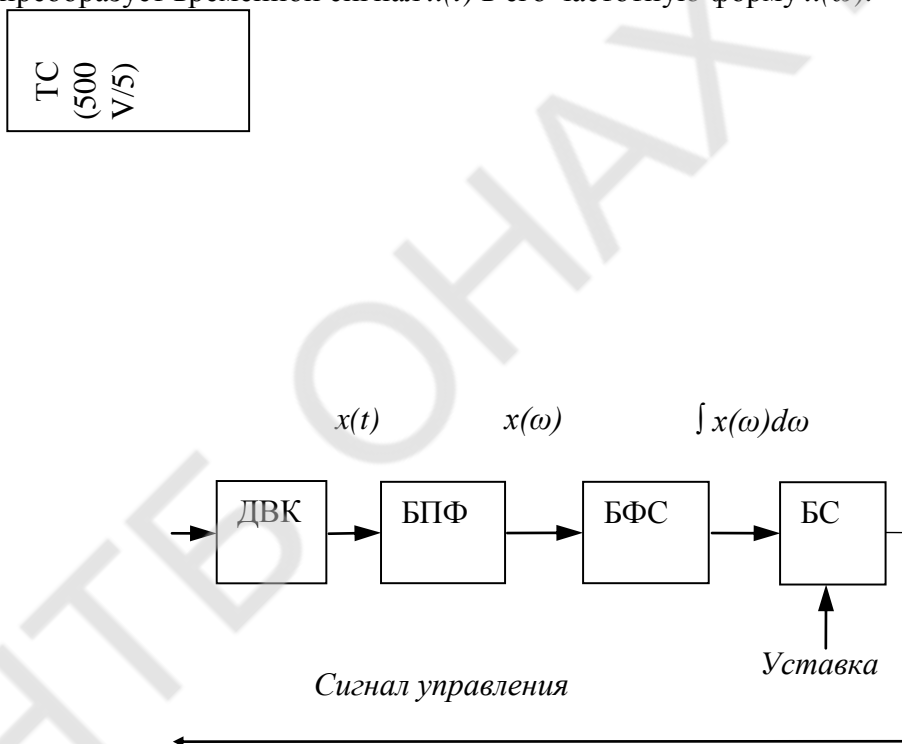


Рисунок. Блок – схема системы технологической диагностики к станку мод. 500 V/5 .

Далее в блоке формирования сигнала (БФС) в режиме реального времени формируется информационный сигнал для технологической диагностики, представляющий собой, например, развёртку функции $\int x(\omega)d\omega$ во времени. Этот сигнал, в отличие от первичного сигнала $x(t)$, отличается закономерным изменением (трендом) по мере износа режущего инструмента и поэтому может быть использован для количественной оценки состояния технологической системы станка. В блоке сравнения (БС) заданный уровень этого сигнала сравнивается с текущей его величиной и при превышении заданного уровня на выходе блока сравнения вырабатывается сигнал управления, который поступает по цепи обратной связи в технологическую систему станка, и осуществляет коррекцию обработки в соответствии с предварительно заданным алгоритмом. Нами предложены различные алгоритмы коррекции, начиная от выработки команды на смену инструмента и заканчивая адаптивной системой

регулювання швидкості різання. Научно-дослідницька робота проводиться спільно з Уфимським державним авіаційним технічним університетом.

Відповідно до отриманих результатів було запропоновано формувати діагностичні інформаційні сигнали, що характеризують стан технологічної системи обробки при сверленні отворів малого діаметра (до 3...5 мм) і фрезеруванні кінцевими фрезами (діаметром 18 мм). Для отримання таких сигналів проводиться відповідна цифрова обробка первинних сигналів, що поступають від датчиків віброшвидкості і звукового датчика, включаючи перетворення спектра первинного сигналу шляхом виключення з нього неінформативних гармонічних складових.

Інформаційні джерела:

1. M Navy. Помічник в досягненні найвищого рівня виконання обробки різанням. Technical Sheet. Okuma Corporation. – ООО «ПУМОРИ-ІНЖИНИРИНГ ІНВЕСТ».

2. USB RTA Meter (Pro Edition) – вимірний USB мікрофон для аналізу АЧХ [Електронний ресурс] / Компанія Spl-Lab. – Режим доступу: <http://spl-lab.ru/ru/products/usb-rta-meter-pro-edition.html> (англ.). – 09.07.2014.

Ларшин В. П., докт. техн. наук, проф., ОНПУ, Лиценко Н.В., канд. техн. наук, доц., ОНАПТ

УДК 620.92

АЛЬТЕРНАТИВНЕ ПАЛИВО ДЛЯ ДЗЕЛЬНИХ ДВИГУНІВ

Павлів Л.В.,

Одеська національна академія харчових технологій

Нині людство наблизилось до межі вичерпання найдоступнішого виду органічних ресурсів – нафти, яка є основною сировиною для отримання такого нафтопродукту, як дизельне паливо. Приблизно 90 % усієї нафти, що видобувається з надр, переробляється на палива. На сьогоднішній день, жоден з двигунів внутрішнього згорання не використовується так широко, як дизельний двигун. Галузь застосування таких двигунів різноманітна: від стаціонарних силових апаратів, сільськогосподарської техніки до автомобільного, залізничного та морського транспорту. Тому пошук альтернативи дизельному паливу, що виробляється з нафти, є дуже актуальним питанням.

Як і бензин, дизельне паливо є сумішшю парафінових, нафтових і ароматичних вуглеводнів, які виділяються з нафтової ропи шляхом дистиляції з додаванням (не більш 20%) компонентів каталітичного крекінгу. Основний показник дизельного палива – цетанове число. Останнім часом в рамках боротьби за екологію жорстко нормовано вміст сірки у дизельному паливі. Під сіркою тут розуміється вміст сірчистих з'єднань — меркаптанів, сульфідів, дисульфідів тощо. Вміст сірки в нафті знаходиться в межах від 0,15 % (легка нафта Сибіру), 1,5 % (нафта Urals) до 5-7 % (важкі бітумінозні нафти); допустимий вміст в судновому паливі — до 1 %, а за останніми нормативами Європи допустимий вміст сірки в дизельному паливі не більше 0,001 %. Пониження вмісту сірки в дизпаливі, як правило, приводить до зменшення його змащуючих властивостей, тому для дизельних палив з ультранизьким вмістом сірки обов'язковою умовою є наявність присадок. Вважається, що при вмісті сірки в паливі менш 0,05% потрібне застосування спеціальних протизносних присадок, що дозволяють продовжити термін роботи паливної апаратури. У зв'язку з цими останніми вимогами до дизельних палив, використання біодизеля стає більш актуальним.

На думку авторів, найефективнішим видом альтернативного палива (наряду з диметилловим ефіром) є біодизель, який можна використовувати як біопаливо або як паливну

добавку. З хімічної точки зору це пальне являє собою суміш метилових та етилових моноалкілових ефірів довго ланцюжкових жирних кислот (насичених і ненасичених).

Біодизель це рідина жовтого кольору (може бути різних відтінків). Майже не змішується з водою, має високу температуру кипіння та низьку пружність пари. Виготовлений з незабрудненої сировини біодизель є нетоксичним. Відносно висока температура займання біодизеля 150 °С робить паливо досить безпечним у питанні протипожежної безпеки. Густина та в'язкість біодизеля подібна до традиційного дизельного палива. Головний недолік — обмежений термін зберігання після виготовлення — 3 місяці.

Біодизель найчастіше виробляють з ріпакової олії (84%), проте в залежності від географічного розташування і природно-кліматичних умов виробників використовується соняшникова олія (13%), конопляна, олія ятрофи (пляшкове дерево).

Через високий вміст ліпідів багато видів мікроводоростей можуть стати перспективним джерелом сировини для виробництва біодизеля. Це підтверджено даними про те, що з 1 га землі можна отримати 446 л соєвої олії або 2690 л пальмової, а з такої ж площі водної поверхні – близько 90000 л біодизеля. Крім цього, якість біодизеля залежить від жирнокислотного складу вихідної сировини. Зниження температури культивування, як і підвищення рівня освітленості, призводить до зростання частки ненасичених жирних кислот у хімічному складі водоростей.

Процес одержання біодизельного палива є досить простим. Рослинна олія є сумішшю тригліцеридів, ефірів, сполучених з молекулою гліцерину. Основне завдання при одержанні біодизеля полягає в тому, щоб видалити гліцерин, замінивши його на спирт.

Відомі дві технології виготовлення біодизеля: традиційна та технологія надкритичного стану метанолу. Традиційна технологія виробництва біодизеля простіша, однак отриманий біодизель обов'язково необхідно звільнити від каталізатора, залишків метанолу і води, яка потрапляє туди при попередніх стадіях очищення. Технологія надкритичного стану метанолу є складнішою, але оскільки вона проходить без використання каталізатора, отриманий біодизель достатньо очистити лише від залишків метанолу.

Найпоширенішим для виробництва метилових ефірів є використання метанолу, оскільки він є найдешевшим із спиртів. Під час реакції переетерифікації олії та жири вступають у реакцію з метиловим (етиловим) спиртом у присутності каталізатора (лугу), внаслідок чого утворюються складні ефіри (біодизель), а також гліцеролова фаза, що містить 45-56% гліцерину, 4% метанолу, що не прореагував, 13% жирних кислот, 8% води, 9% неорганічних солей, 10% ефірів. Очищений гліцерин використовується для виробництва миючих засобів, а після глибокої очистки використовується в фармації.

З 1 тонни олії та 0,1 тонни метанолу виробляють орієнтовно 1 тонну біодизеля та 0,1 тонну гліцерилу. Якщо отриманий біодизель має низьку температуру спалаху, це свідчить про недостатність очищення від метанолу. Для запобігання мікробному псуванню біодизеля на стадії очищення і стабілізації біопалива використовують паливні присадки (біоциди), та проводять докладне зневоднення готового продукту, обробку ультразвуком.

До переваг біодизеля можна віднести такі фактори:

Міжремонтний термін експлуатації двигуна, що працює на біодизелі збільшується приблизно на 50%.

Вищий показник змащувальної здатності біодизеля порівняно зі звичайним дизельним паливом.

Цетанове число біодизеля становить 51 (тоді як в мінерального дизпалива – близько 45), що покращує запуск двигуна.

Висока температура спалаху робить біодизель одним з найбільш пожежобезпечних видів палива.

Кількість викидів шкідливих сполук і твердих часток при роботі двигуна на біодизелі зменшується на 20-25%, сірки — на 98%, а сажі — від 50 до 61%, ніж при роботі на мінеральному дизельному паливі.

З точки зору викидів парникових газів (CO₂), їх можна порівняти з викидами при використанні традиційного палива, але вуглекислого газу в вихлопі стільки, скільки споживається з атмосфери тими ж рослинами, з яких отримується біодизель; тобто стільки, скільки повернулося б в атмосферу в процесі природного циклу CO₂.

Біодизель, потряпляючи в докiлля, дуже швидко піддається біологічному розкладанню мікроорганізмами, в той час як один літр мінерального палива здатен забруднити 1 млн л питної води і привести до загибелі водяної флори і фауни.

До недоліків можна віднести:

Залишковий метанол в паливі (не більше 0,2%) є потужним розчинником і буде викликати не лише розбухання гумових деталей, а й розчинити забруднення в паливній системі. Тому в паливній системі необхідно використовувати вироби зі спеціальної гуми.

Зберігати біодизель понад три місяці не рекомендується, оскільки він розкладається.

Фінансовані виробниками нафтопродуктів дослідження доводять, що для двигунів, звичайне дизельне паливо є кращим за біодизель. Але це заперечують незалежні організації, які помітили що біодизель зменшує спрацювання двигуна.

На думку авторів, збільшення виробництва та використання біодизеля в Україні є дуже перспективним. Це зменшить залежність країни від поставок палива з інших країн, покращить екологічну ситуацію. Але основною проблемою є правильне використання аграрних ресурсів для виробництва сировини.

Науковий керівник: доц. Хлієва О.Я., ОНАХТ

УДК-62-03

ХАРАКТЕРИСТИКИ МАТЕРІАЛІВ ДЛЯ ГРАНУЛЬОВАНИХ НАСАДОК ТЕПЛООБМІННИКА-УТИЛІЗАТОРА

Солодка А.В., аспірант

Одеська національна академія харчових технологій

Підвищення ефективності виробництв, що характеризуються значним споживанням теплової енергії, може бути досягнуто шляхом утилізації теплоти - вторинних енергоресурсів (ВЕР). Найбільшого поширення в системах утилізації теплоти отримали регенеративні теплообмінники різних конструкцій [1]. Одним з типів таких теплообмінників є регенератор з циркулюючої гранульованої насадкою, в якому потік сипучого матеріалу спочатку проходить через камеру нагріву, сприймаючи теплоту гарячого газу і нагріваючись, потім - камеру охолодження, де віддає отримане тепло холодному повітрю, нагріваючи його, а потім знову елеватором подається в камеру нагрівання. Безперечними перевагами такого апарату є відсутність необхідності перемикаєти потоки гарячого газу і холодного повітря, як це має місце в регенераторах з нерухомою насадкою, відсутність масивних обертових частин при високій температурі.

Метою даного дослідження є оптимізація роботи теплообмінника-утилізатора регенеративного типу шляхом вибору ефективного матеріалу для застосування в якості дисперсної (гранульованої) насадки, яка є визначальним елементом регенераторів-утилізаторів. Для досягнення даної мети вирішуються наступні завдання: отримання порівняльної характеристики матеріалів, що застосовуються в якості дисперсних насадок; складання схеми установки для експериментальних досліджень процесу теплообміну між повітрям і гранульованим матеріалом, аналіз методики теплового конструкторського розрахунку і оцінка визначають геометричних характеристик.

Об'єктом дослідження є регенеративний теплообмінник-утилізатор безперервної дії з дисперсною насадкою. Оскільки матеріал для насадки визначає ефективність роботи такого

теплообмінника, для його правильного вибору необхідно вивчити властивості наявних і експериментально оцінити ефективність застосування різних матеріалів за характеристиками теплопереносу. Розглянутий теплообмінник містить вертикальну шахту, в яку з верхнього бункера надходить сипучий матеріал, що рухається вниз під дією гравітаційних сил. Рух у вигляді щільного шару, необхідна витрата і відведення матеріалу забезпечуються випускним пристроєм. Продування газу (нагрітим повітрям) здійснюється за схемою протитечії.

В шарі дисперсного матеріалу, через який безперервно фільтрується потік газу, розрізняють кілька видів перенесення теплоти: перенесення з однієї точки шару в іншу, між шаром і зануреними в нього твердими поверхнями, від газового потоку до поверхні частинок і перенесення теплоти всередині самих частинок. В даний час досить добре вивчені матеріали, що застосовуються в теплообмінниках-утилізаторах для високотемпературних процесів. Наприклад, у хімічній промисловості, виробництві будівельних матеріалів та інших галузях втрати теплоти при випалюванні цементного клінкеру, вапна, керамічних виробів, виробництві скла, цегли, вогнетривів і інших виробів іноді досягають 40 ... 50% від підводиться теплоти, а загальний потенціал ВЕР даних галузей оцінюється в кілька мільйонів тонн умовного палива. При цьому найбільш перспективним є використання теплоти відхідних продуктів згоряння палива для підігріву повітря, що подається в камеру згоряння [2]. Для промислових підприємств з меншим рівнем теплових викидів, що спеціалізуються, наприклад, на виробництві харчових продуктів, теплообмінники-регенератори знаходяться в стадії розробки. Одним із завдань є вибір ефективної насадки, призначеної для акумуляції теплоти продуктів згоряння, температура яких не перевищує 170 °С.

Літературний аналіз показав, що розмір часток насадки, що дозволяє здійснити найбільш повний теплообмін між газовою і твердою середовищем, багато в чому залежить від теплофізичних властивостей твердої насадки. Сам гранульований матеріал повинен мати наступні властивості: високу теплопровідність, твердість, опір стирання, жаро - і хімічну стійкість. Важливим аспектом при виборі матеріалу насадки є його вартість.

Як дисперсних матеріалів пропонується до розгляду гранули кварцу, корунду, цеолітів і інших мінералів, кераміки, полімерних матеріалів, пісок. При цьому слід враховувати умови роботи теплообмінного апарату. При використанні щільного рухомого шару пісок не підходить в якості насадки, оскільки продути його складно, а для псевдозрідженого шару гранули з мінералів неприйнятні [3]. Насипна насадка з кварцу або базальту розміром гранул 4-14 мм. Характеристики насадок: питома площа поверхні; щільність насадки; еквівалентний діаметр; питома вільний обсяг. Середній вільний обсяг і щільність дисперсних кам'яних насадок практично не залежить то розміру гранул і приблизно рівні 0,42 м³ / м³ і 1740 кг / м³ [4]. Питома площа насадки, що є функцією середнього діаметра гранул, може бути знайдена за допомогою експериментально встановленої залежності.

Насадку для апарату з нерухомим або падаючим шаром виконують з крихти або кульок розміром 6 ... 12 мм, виконаних з каоліну, оксидів алюмінію, магнію, цирконію. Матеріал такої насадки повинен володіти високою питомою теплоємністю, бути жаро - і хімічно стійким, що не тріскатися при різких змінах температури, що не випаровується, що не стирається і витримує ударне навантаження. Для підвищення теплоємності таку насадку виготовляють у вигляді гранул з плавиться ядром.

Отримані експериментальні дані використовуються як основа для проведення теплових розрахунків, метою яких є визначення коефіцієнта міжкомпонентного теплообміну. Його величина визначає ефективність роботи дисперсної насадки. В даний час є залежності, що дозволяють оцінити коефіцієнт міжкомпонентного теплообміну, однак умови їх застосування обмежена певним видом поверхні матеріалу і температурним діапазоном, тому їх застосування при проведенні конструкторських розрахунків для низькопотенційних теплообмінників призводить до похибки. У той же час, вид і форма подання залежностей не повинна змінитися [4].

Розмір частинок визначається для полідисперсних матеріалів як середньозважений по поверхні:

$$\bar{d}_s = \left(\sum_{i=1}^n \frac{V_i \Phi_i}{d_i} \right)^{-1}, \quad (1)$$

Коефіцієнт, Φ_i що характеризує відхилення форми частинок від сферичної, для кульок дорівнює одиниці, а для частинок іншої форми може бути знайдений за рекомендаціями [3]. Для теплообмінника-утилізатора з дисперсної насадкою, призначеного для утилізації теплоти відпрацьованих газів на підприємствах харчової промисловості, доцільно застосовувати гранульований кварцит і базальт. З метою оцінки їх енергетичної ефективності слід вивчити регенеративний процес в теплообміннику з рухомою гранульованою насадкою, досліджувати цикли нагрівання й охолодження насадки, вплив конструктивних і режимних параметрів регенератора на температурний режим, а також визначити оптимальний ефективний діаметр гранул насадки регенератора.

Інформаційні джерела:

1. Календерьян В.А., Гаппасов В.Р. Теплоперенос в повітроохолоджувачі з щільним рухомим шаром проміжного теплоносія. IV Мінський Міжн. форум з тепломасообміну, Мінськ, 2000. Тези доповідей і повідомлень. т.6. - С.175-182.
2. Медведєв В. Б. Моделювання та розрахунок теплових процесів в регенеративних утилізаторах теплоти з циркулюючої гранульованою насадкою / Автореф дисс.к.т.н. Іваново: Іванівський державний хіміко-технологічний університет, 2009. - 17 с.
3. Горбіс З.Р., Календерьян В.А. Теплообмінники з проточними дисперсними теплоносіями. - М: Енергія, 1975.-294с
4. Григор'єв В.А., Крохин Ю.І. Тепло- і масообмінні апарати кріогенної техніки. Навчальний посібник для ВНЗ. - М.: Енергоіздат, 1987. - 312с.

Науковий керівник: проф., д.т.н. Бошкова І.Л., Одеська національна академія харчових ОНАПТ

УДК 621.9.06.001.4

ИЗУЧЕНИЕ УПРУГИХ ДЕФОРМАЦИЙ ЗАГОТОВКИ ПО УРОВНЮ ВИБРОАКУСТИЧЕСКИХ КОЛЕБАНИЙ

Спильная Е.А., Соколюк А.В.

Одесский национальный политехнический университет

Поисковые исследования показали, что на уровень виброакустических колебаний существенное влияние оказывают упругие деформации обрабатываемых заготовок. Для учета влияния возможных комбинаций геометрических форм заготовок предложена конструкция заготовки (рис.1) с переменной жесткостью [1].

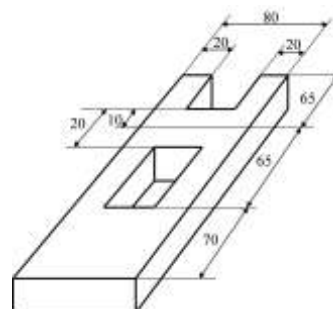


Рис. 1 Конструкция заготовки с переменной жесткостью (справа) и наладка станка перед обработкой этой заготовки (слева).

В ходе экспериментальных исследований решены следующие задачи:

- установлено влияние режимов фрезерования на виброколебания шпинделя и заготовки;
- установлено влияние переменной жесткости в различных направлениях заготовки на виброколебания элементов технологической системы;
- разработаны предпосылки для создания способа управления колебаниями с учетом индивидуальной жесткости заготовки.

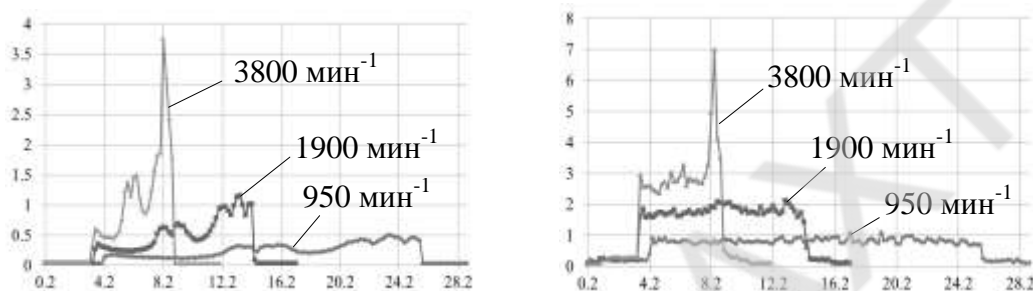


Рис. 2 Изменение информационного сигнала (ось ординат) в зависимости от времени обработки (ось абсцисс) для вибродатчика по оси x (слева) и звукового датчика (справа).

Условия эксперимента: обрабатывающий центр мод. 500V/5 (ЧПУ SIEMENS SINUMERIC 840 D (номинальная и максимальная частоты вращения шпинделя 1500 и 8000 мин^{-1}); фреза концевая \varnothing 18 мм; число зубьев 6 (P9K5); призматическая заготовка 200 x 80 x 20 мм (сталь Ст.3). Используются вибродатчики AP 2019, измерительный микрофон SPL Lab USB RTA meter. Указанные вибродатчики устанавливали одновременно на шпиндельный узел в направлении оси x и на заготовку в направлении осей x y . Микрофон устанавливали на определенном расстоянии от зоны обработки.

Обработку производили на различных режимах фрезерования: частота вращения шпинделя 950 ... 3800 мин^{-1} , подача на зуб фрезы 0,1 мм/зуб; глубина резания 0,5 мм (рис. 2).

В результате проведенных экспериментов установлено:

- упругая система станка содержит две подсистемы: шпинделя и заготовки, которые передают одни и те же колебания из зоны резания с разной чувствительностью, причем подсистема заготовки чувствительнее;
- переменная жесткость заготовки по трем ее участкам в направлении оси y и по толщине стенки в направлении оси x отражается в информационном сигнале вибродатчика, установленном на заготовке в направлении оси x в диапазоне частот вращения шпинделя 950... 3800 мин^{-1} ;
- указанная переменная жесткость заготовки в направлении оси x отражается в информационном сигнале вибродатчика, установленном на шпинделе в направлении оси x и звуковом датчике (микрофон) на частоте вращения шпинделя 3800 мин^{-1} ;
- по мере перемещения фрезы по трем участкам заготовки (от жесткого к нежесткому) вибрации заготовки увеличиваются и тем существеннее, чем выше частота вращения шпинделя;
- информационные сигналы от звукового датчика (микрофон) и вибродатчика аналогичны по характеру изменения, например, с увеличением частоты вращения шпинделя в

диапазоне 950...3800 мин⁻¹ информационный сигнал от указанных датчиков возрастает, причем микрофон имеет большую чувствительность по сравнению с датчиком виброускорения;

– установлено, что изменять уровень информационного сигнала вибрации наиболее эффективно производить за счет изменения частоты вращения шпинделя.

Информационные источники:

1. Синопальников В.А. Надежность и диагностика технологических систем: Учебник / В.А. Сипальников, С.Н. Григорьев. – М.: Высш.шк., 2005. – 343 с.

Ларшин В. П., докт. техн. наук, проф., Одесский национальный политехнический университет

Лиценко Н.В., канд. техн. наук, доц., Одесская национальная академия пищевых технологий

УДК 621.9.06.001.4

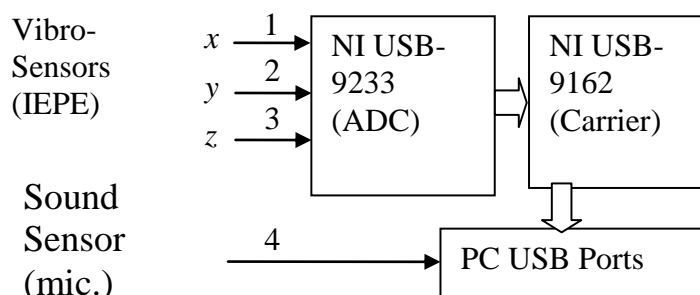
ПОЛУЧЕНИЕ ИНФОРМАЦИОННЫХ СИГНАЛОВ В СИСТЕМЕ LabVIEW

Стоянов С.В., Снятков М.В.

Одесский национальный политехнический университет

Современные компьютерные системы технологической диагностики процессов резания могут быть выполнены на основе различных компьютерных прикладных программ по обработке сигналов, к числу которых принадлежат, например, приложения системы сбора данных LabVIEW (компания National instruments), пакет прикладных программ MATLAB и Simulink (компания Mathworks).

Отличительная особенность системы LabVIEW – непосредственное схематическое конструирование виртуального измерительного прибора, каждый элемент которого представлен в виде модульного устройства, имеющего вход, выход и функцию преобразования. Например, выходной сигнал вибродатчика AP2019, поступающий (в соответствии с компоновочной схемой на рисунке) в блок преобразования NI USB-9233 после соответствующего усиления и дискретизации через шасси NI USB-9162 следует по стандартному каналу USB на вход персонального компьютера измерительной системы сбора данных. Графическое программирование измерительной системы в виде виртуального прибора (virtual instrument) позволяет конструировать и отлаживать измерительные системы, работающие в режиме реального времени. Такой режим работы называется «point by point analysis» [1]. LabVIEW – это язык потока данных, позволяющий реализовать возможность некоторого виртуального прибора (или некоторой структуры такого прибора) выполнять свою функцию со скоростью получения сигналов на его входах независимо от положения этих входов на блок-диаграмме этого виртуального прибора.



комплекса NI-DAQmx (National Instrument Data Acquisition).. Рисунок. Блок
– схема системы сбора данных на основе измерительного

Возможность программирования информационных сигналов реального времени способствует существенному расширению технологических возможностей металлообрабатывающего оборудования с ЧПУ, поскольку на основе этих сигналов можно встраивать в указанное оборудование соответствующие диагностические системы, начиная от разомкнутых систем графической индикации на мониторе системы ЧПУ и заканчивая замкнутыми системами автоматического регулирования уровня вибрационных сигналов. Это позволит оптимизировать процессы резания по критерию высокой производительности при заданном качестве поверхности и поверхностного слоя обрабатываемых заготовок деталей машин, так как появление вибраций в зоне резания связано с ухудшением указанных технологических показателей эффективности [2]. Отличие современной измерительной системы NI-DAQ_{mx} от традиционной системы NI-DAQ (Legacy) заключается в многофункциональности и в возможности создания оригинальных разработок для своего случая, что нашло отражение в стратегии «разработчика оригинального оборудования» (OEM: original equipment manufacturer).

Программное обеспечение драйвера NI-DAQmx намного более совершенное, чем базовое для традиционной компьютерной системы сбора данных NI-DAQ (Legacy). Это вызвано изменением подхода к интерфейсу программирования приложений (API – Application Programming Interface) и позволяет организовать многопоточные измерения в реальном времени.

Указанные преимущества компьютерной системы сбора данных NI-DAQmx позволяют организовать многооперационную обработку первичного измерительного сигнала в режиме реального времени, выделяя с помощью такой обработки составляющую закономерного изменения сигнала по мере изменения режущей способности и износа режущего инструмента. Этот новый информационный сигнал предложено использовать в системе технологической диагностики процессов резания на многофункциональных станках с ЧПУ.

Информационные источники:

1. LabVIEW analysis concepts. Part Number 370192C-01. National Instruments Corporation, March 2004 Edition.
2. Larshin V.P., Lishchenko N.V. On the problem of vibration in cutting systems / Новые и нетрадиционные технологии в ресурсо- и энергосбережении: материалы научн. техн. конф., 22-24 сентября 2014 г., г. Одесса. – К.: АТМ Украины, 2014. – с.84-88.

Ларшин В. П., д.т.н., проф., ОНПУ, Лиценко Н.В., к.т. н., доц., ОНАПТ

УДК 621:658.264

ШКАЛА ВИЗНАЧЕННЯ КЛАСУ ЕНЕРГОЕФЕКТИВНОСТІ ДЛЯ ЗАКЛАДІВ СОЦІАЛЬНОЇ СФЕРИ

Шевченко О.М., Білоус І.Ю.

Національний технічний університет України "Київський політехнічний інституту"

Через зношеність фонду будівель та через збільшення витрат та брак бюджетного фінансування на покриття комунальних витрат і значно більшу потребу в проведенні заходів з енергозбереження та санації будівель бюджетної сфері актуальним є питання аналізу ефективного використання енергетичних ресурсів. [1-3] Особливо це стосується об'єктів у

сільській місцевості, де обсяг капіталовкладень соціального призначення у розрахунку на одного жителя залишається у 1,5–2 рази нижчим, ніж у містах.

Всі об'єкти соціальної групи складають: школи; ДНЗ; заклади охорони здоров'я; клуби, бібліотеки, народні будинки тощо.

За фактичними показниками середнє споживання теплоти на опалення для закладів соціальної сфери становить 333 кВт·год/м² (96 кВт·год/м³). Будинки в Європі сьогодні споживають 121–135 кВт·год/м². За фактичними значенням розкид значень питомих показників відносно середнього досить значний та становить понад 50%. Основна частина будівель знаходиться в діапазоні 50–140 кВт·год/м³. Розміри розглянутих будівель різні (від 50 до 25000 м³).

Одним з елементів оцінки ефективності використання енергетичних ресурсів є енергетична сертифікація. Витрати на опалення бюджетних установ в Україні є у 2 – 3 рази вищими (клас енергоефективності будівель F, E), ніж витрати на опалення бюджетних установ країн Європейського Союзу (ЄС), при чому це не гарантує дотримання санітарних вимог в приміщеннях бюджетних установ.

На першому етапі введення енергетичної сертифікації в Україні використовувалось розбиття на 6 класів енергоефективності, що полягають у визначенні відхилення енергетичного рейтингу будівлі від нормативно встановлених значень величин витрат енергії на одиницю опалюваної об'єму будівлі. На другому етапі ведення енергетичної сертифікації що настає після накопичення достатньо відомостей про рівень енергоспоживання існуючого будівельного фонду, застосовуються правила визначення меж класів енергоефективності відповідно до ДСТУ Б EN 15217. Загальний принцип побудови шкали ефективності енергоспоживання будівель базується на використанні нормативних та фактичних R_s даних про енергоспоживання типових будівель. [4] За даними підходами виділяють 7 основних класів та можливість виділення підкласів.

За сучасними вимогами норма споживання теплової енергії становить: 31 кВт·год/м³ для шкіл, ДНЗ – 36 кВт·год/м³; амбулаторії, лікарні, фельдшерсько-акушерські пункти (ФАП) – 47 кВт·год/м³. [5]

Метою роботи є побудова шкали енергетичної сертифікації будівель на базі використання фактичних даних проекту «Сприяння розвитку соціальної інфраструктури».

В рамках проекту «Сприяння розвитку соціальної інфраструктури» (2013-2016рр.), що впроваджується Українським фондом соціальних інвестицій за фінансової підтримки Уряду Німеччини виконувалась термомодернізація більш ніж 60 будівель об'єктів бюджетних установ соціальної сфери, розташованих в Вінницькій, Кіровоградській та Львівській області. Це типові невеликі об'єкти, більшість з них знаходяться в сільській місцевості. Для верифікації енергетичних показників проекту проводились енергетичні обстеження. [2]

Відповідно до підходів, що запропоновані Європейськими стандартами основна частина будівель потрапляє в середину шкали (клас E, D). Заходи, які впроваджуються на об'єктах не завжди дають можливість достатньо зменшити питоме енергоспоживання, щоб забезпечити перехід з класу в клас. Для кращої оцінки впроваджених заходів рекомендується розбити кожен клас на підкласи. Отже, шкала енергетичної сертифікації будівель має 14 класів.

За проектом передбачено виконання наступних основних енергозбігаючих заходів: заміна вікон на двокамерні енергозберігаючі склопакети; заміна входних дверей металопластиковими; встановлення рекуператорів теплоти у коридорах, спортивних та актових залах; утеплення зовнішніх стін; перекриття даху з заміною стропильної системи та його утепленням; заміна або встановлення сучасних котлів; реконструкція системи опалення. Енергозберігаючі заходи при впровадженні в комплексі мають більший ефект, ніж коли їх впроваджувати поодинокі. В діапазон 15-25% економії енергоресурсів від впровадження енергозберігаючих заходів потрапляє найбільша кількість об'єктів. На рис. 1 наведена зміна питомого енергоспоживання по об'єктам до та після впровадження енергозберігаючих заходів. Горизонтальними лініями нанесені границі класів енергоефективності.

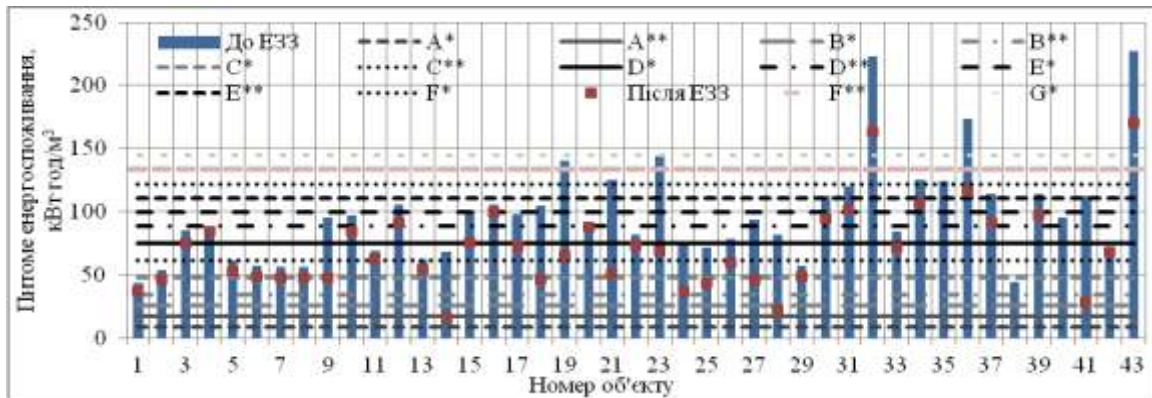


Рис. 1 Поступ енергоспоживання будівель після впровадження енергозбеігаючих заходів та межі класів енергоефективності

На більшій кількості об'єктів клас енергетичної ефективності покращується на один клас. Застосування даної шкали дозволяє оцінювати клас енергоефективності бюджетних закладів соціальної сфери. Використання старих підходів у визначенні рейтингу будівель не дозволяє оцінити покращення класу енергоефективності при малому поступі від енергозберігаючих заходів.

Інформаційні джерела:

1. Управління ефективністю енерговикористання у вищих навчальних закладах / Білоус І.Ю., Дешко В.І., Сплавська В.О., Суходуб І.О., Шевченко О.М., Шовкалюк М.М.; під заг. ред. В.І. Дешка / Монографія. – К.: НТУУ «КПІ», 2015. – 186с.
2. Дешко В.І. Досвід впровадження міжнародного інвестиційного проекту з підвищення енергоефективності об'єктів соціальної сфери / В.І. Дешко, М.М. Шовкалюк, В.Я. Свтухов, І.Ю. Білоус, О.П. Красовський // Науковий вісник "Економіка і регіон". Випуск №6(55) Полтава 2015. С 59–63.
3. Праховник А.В. Енергетична сертифікація будівель / А.В. Праховник, В.І. Дешко, О.М. Шевченко // Наукові вісті НТУУ "КПІ" – 2011. – №1. С. 140–153.
4. ДСТУ Б EN 15217 ЕНЕРГОЕФЕКТИВНІСТЬ БУДІВЕЛЬ. Методи для визначення енергоефективності та для енергетичної сертифікації. - К.: НДІБК, 20XX. – 40 с.
5. ДСТУ-Н Б А.2.2-5:2007. Настанова з розробки та складання енергетичного паспорту будівель. – К., 2008. – 43 с.

проф., д.т.н. Дешко В.І.

Національний технічний університет України "Київський політехнічний інституту"

УДК 504.062

МЕТОДИКА ЕКОЛОГО-ЕНЕРГЕТИЧНОГО АНАЛІЗУ ЗБЕРІГАННЯ НАФТОПРОДУКТІВ НА НАФТОБАЗАХ

Єлгаєва М.О.,

Одеська національна академія харчових технологій

В даний час питання ресурсозбереження зобов'язують робітників нафтової галузі впроваджувати технології зниження втрат нафтопродуктів при їх зберіганні. Вже налічується досить великий обсяг різних засобів по зниженню втрат нафтопродуктів від випаровування з резервуарів нафтобаз.

Використання заходів, що спрямовані на зниження викидів з нафтового устаткування (які ведуть не тільки до скорочення втрат кількості, але і до скорочення втрат якості

продуктів і відповідно до збільшення прибутку) – один з пріоритетних напрямків розвитку всієї нафтової галузі.

В даний час втрачається до 1% нафти, що видобувається. Окрім втрат нафти при переробці, велика частина втрат походить від випаровування нафти та нафтопродуктів при зберіганні в резервуарах. Застосування резервуарів з понтоном багато в чому вирішило проблему випаровування продуктів при зберіганні. За даними різних заводів-виробників понтонів, використання резервуарів, обладнаних понтонами, дозволяє скоротити втрати нафти та нафтопродуктів від випаровування на 60-98%.

Оцінка ефективності того чи іншого засобу зниження втрат для конкретної нафтобази - завдання складне, багатофакторне. На заключному етапі вирішення цього завдання може бути використаний еколого-енергетичний аналіз.

Пропонований метод еколого-енергетичного аналізу заснований на оцінці емісії парникових газів (ПГ), одна частка якої пов'язана з витратами електроенергії при виробництві обладнання та його експлуатації за повний життєвий цикл об'єкта дослідження, друга – з прямими викидами парникових газів в процесі експлуатації. Метод є альтернативою традиційному техніко-економічному аналізу, так як енергетичні показники (енергоємність сировини і матеріалів) є більш стабільними величинами, оскільки не залежать від фінансових котирувань різних валют.

При виконанні еколого-енергетичного аналізу авторами пропонується враховувати всі енергетичні витрати (і пропорційні їм викиди ПГ) на створення та утилізацію засобу скорочення втрат нафтопродуктів від випаровування, прямі викиди ПГ (в даному випадку втрати вуглеводнів від випаровування, які самі є парниковими газами), непрямі викиди від енергоспоживання при експлуатації обладнання, а також енергетичний еквівалент праці людини.

Стосовно до аналізу процесу зберігання нафтопродуктів на нафтобазах величина повної еквівалентної емісії парникових газів (ПЕЕПГ) може бути записана так:



де β - викиди CO_2 при виробництві 1 кВт·год електроенергії (для України), кг CO_2 /кВт·год; $e_{\text{ВВП}}$ - енергоємність ВВП (для України), кВт·год /грош.од; $c_i^{\text{об}}$ - собівартість виробництва обладнання (резервуари, допоміжне обладнання, засоби скорочення втрат), грош.од; $e^{\text{ч.пр}}$ - енергетичний еквівалент людської праці при створенні обладнання, кВт·год / люд.год; $n_i^{\text{ч.пр}}$ - трудовитрати на виробництво обладнання, люд.год; k_a+k_p - частка річних витрат (від капітальних) на амортизацію та ремонт обладнання, рік⁻¹; τ - термін експлуатації обладнання, рік; N - потужність, споживана системою, кВт; m_{BV} - маса викидів вуглеводнів при зберіганні нафтопродуктів (втрати вуглеводнів від випаровування), кг/рік; GWP_{BV} - потенціал глобального потепління суміші вуглеводнів, що випаровується, кг CO_2 /кг.

Об'єктом аналізу в представленій роботі є група резервуарів PVC-10000 для зберігання бензину в кліматичних умовах Одеської області. Для розрахунку ПЕЕПГ розглянутого об'єкта попередньо був виконаний розрахунок втрат бензину від випаровування (втрати від «малих подихів» резервуара) для двох місяців: липня та січня. Далі були оцінені викиди вуглеводнів для двох варіантів: з використанням якості засобу скорочення втрат понтону на поверхні нафтопродукту в резервуарі, та без засобів скорочення втрат.

На основі отриманих вхідних даних був виконаний розрахунок ПЕЕПГ та показане значне зниження вкладу в парниковий ефект при використанні понтонів, навіть з урахуванням збільшення капітальних витрат на це обладнання.

Розглянуту методику еколого-енергетичного аналізу можна рекомендувати для аналізу різного обладнання нафтової галузі, так як вона враховує втрати вуглеводнів (парникових газів) та сприяє не тільки підвищенню екологічних показників об'єкта, але її ресурсозбереженню.

Науковий керівник Хлієва О.Я., доцент, ОНАХТ

ПОВЫШЕНИЕ КАЧЕСТВА ЧУГУННОГО ЛИТЯ, ВКЛЮЧАЯ ШНЕКИ ФАРШЕМЕШАЛОК

Крушенко Г.Г.^{1,2}, д.т.н., проф., Двирный В.В.², д.т.н., проф., Двирный Г.В.², к.т.н., Решетникова С.Н.², к.т.н.

¹ Институт вычислительного моделирования СО РАН

² Сибирский государственный аэрокосмический университет имени академика М.Ф. Решетнева

В последние 10...15 лет большое внимание уделяется новому классу материалов – ультрадисперсным порошкам (иное название – нанопорошки – НП) химических соединений [1], которые представляют собой сверхмелкозернистые кристаллические или аморфные образования с размерами, не превышающими 100 нм ($1 \text{ нм} = 10^{-9} \text{ м}$) [2]. Такое отношение к этим материалам объясняется тем, что они обладают уникальными физико-химическими и механическими свойствами, существенно отличающимися от свойств материалов того же химического состава в массивном состоянии, и эти свойства могут в определенной степени передаваться получаемым из них или с их участием изделиям [3].

Исходя из опыта успешного применения НП для повышения уровня свойств различных алюминиевых сплавов [4], нами проведена работа по установлению возможности повышения характеристик чугунов. Первые же эксперименты показали, что введение в расплав серого чугуна СЧ15 до 0,05 % НП VN привело к значительному уменьшению величины отбела (по стандартной клиновой пробе) с 18 мм (при обычной подготовке расплава к литью) до 1 мм и к измельчению в 1,6 раза эвтектического зерна (с 38 до 61 зерен на площади шлифа в 1 см^2), что, очевидно, и явилось причиной роста временного сопротивления разрушению σ_b на 19,5 % (со 174 до 208 МПа).

В дальнейшем работу продолжили на износостойком высокохромистом чугуне ИСЦ. При этом НП Al_2O_3 в пределах 0,01...0,1 % вводили стальной трубке в струю чугуна при заливке металла в песчано-глинистую форму. Из полученных отливок для испытаний на износ вытачивали плоские образцы типа усеченного конуса высотой 8 мм с диаметром меньшей окружности 38 мм, большей – 40 мм. Износостойкость изучали в режиме абразивного изнашивания на машине, обеспечивающей возвратно-поступательное перемещение образца по порошку зернистого электрокорунда в сухом состоянии. Величину износа определяли по потере массы образцов в единицу времени. Микроструктуру изучали на боковых поверхностях образцов. Полученные результаты [5, 6] сравнивали с данными испытаний чугуна ИСЦ, в который вводили модифицирующую смесь тугоплавких оксидов. Результаты испытаний показали, что при этом твердость литого чугуна повышается по сравнению с немодифицированным состоянием с 33,5 до 56,6 ед HRC (на 68,8 %), а при введении НП Al_2O_3 – до 62,5 ед HRC (на 86,6 %). Износ при этом снижается соответственно на 21,9 % и на 31,6 %. В закаленном состоянии (нагрев до 1273 К, охлаждение в воде, отпуск при 623 К в течение 3,5 ч) увеличивает твердость по сравнению с незакаленным модифицированным чугуном: смесью МС – до 61,5 ед, НП Al_2O_3 – до 67,5 ед (больше на 9,8 %). При этом износ уменьшается в еще большей степени: в результате модифицирования смесью МС и НП Al_2O_3 – соответственно на 56,3 и 83,5 %. Наибольшую износостойкость обеспечивает модифицирование НП Al_2O_3 с последующей термообработкой в виде отжига и закалки. При этом, хотя твердость возрастает и незначительно (до 68,0 ед), но износ уменьшается ощутимо: относительно литого немодифицированного состояния – в 2,74 раза,

литого модифицированного – в 2,1 раза, и закаленного модифицированного НП Al_2O_3 – в 1,49 раза. Изучение микроструктуры показало, что в литом немодифицированном состоянии в чугуна наблюдаются выделения крупных игольчатых карбидов, а в результате введения в расплав НП Al_2O_3 они приобретают округлую форму и равномерно распределяются в объеме матрицы. В результате закалки на воздухе после предварительного отжига модифицированного НП Al_2O_3 чугуна значительно уменьшается химическая неоднородность, что и обеспечивает стабилизацию твердости (68,0 ед). При этом на шлифе наблюдаются короткие, тонкие, округлые выделения карбидов, равномерно распределенные в матрице и изолированные друг от друга областями с упрочняющей фазой, что и объясняет повышение прочности чугуна.

Основываясь на результатах описанного выше положительного воздействия НП Al_2O_3 на свойства чугуна это же соединение применили и для повышения качества заготовок ($\varnothing = 80$ мм, $H = 420$ мм), отливаемых из износостойкого чугуна, из которых обработкой резанием изготавливали шнеки для фаршемешалок. Одновременно отливали вертикально по 10 штук в одной форме, изготовленной по CO_2 -процессу, окрашенной противопригарной нанокраской [7]. На получаемых по стандартному технологическому процессу отливках после отрезки прибылей по их центральной части зачастую наблюдалась осевая пористость. Кроме того, при механической обработке отливок при получении из них шнеков на обработанных поверхностях наблюдалось выкрашивание графитовых включений, что является неисправляемым дефектом.

Чугун готовили в индукционной печи типа УИПА-250 с последующим переливом расплава при 1693 К в заливочный ковш емкостью 200 кг, на дно которого предварительно укладывали помещенный в латунную фольгу НП Al_2O_3 из расчета его содержания в отливках до 0,09 %. Визуальный осмотр поверхности отрезки прибылей у отлитых заготовок показал отсутствие на них осевой пористости, что свидетельствует об улучшении питания отливок. Проведенные на отдельно отлитых образцах-свидетелях испытания механических свойств показали, что в результате модифицирования НП Al_2O_3 значения σ_b находятся в пределах 225...280 МПа, тогда как для обычно приготовленного чугуна $\sigma_b = 203-229$ МПа при требованиях по приемочным документам $\sigma_b = 197...241$ МПа. Таким образом, модифицирование НП Al_2O_3 в среднем повышает σ_b по сравнению с требованиями на 13,5 %, а по сравнению с цеховой технологией – на 14,4 %. Изучение микроструктуры показало, что в необработанном НП чугуна преобладает игольчатая структура графита, тогда как в результате модифицирования НП преобладает глобулярный графит. На механически обработанных поверхностях шнека никакие дефекты не обнаруживаются, чистота поверхности удовлетворяет требованиям чертежа.

Информационные источники:

1. Москвичев В.В., Крушенко Г.Г., Буров А.Е. и др. Нанопрошковые технологии в машиностроении. Красноярск: Сибирский федеральный университет, 2013. 186 с.
2. Тананаев И.В., Федоров В.Б., Малоюкова Л.В. и др. Характерные особенности ультрадисперсных сред // ДАН СССР. 1985. Т. 283. № 6. С. 1364–1367.
3. Жуков М.Ф., Черский И.Н...Крушенко Г.Г. и др. Упрочнение металлических, полимерных и эластомерных материалов ультрадисперсными порошками плазмохимического синтеза. Новосибирск: Наука. Сибирское предприятие РАН, 1999. 312 с.
4. Крушенко Г.Г., Балашов Б.А., Василенко З.А., Фильков М.Н., Миллер Т.Н. Повышение механических свойств алюминиевых литейных сплавов с помощью ультрадисперсных порошков // Литейное производство, 1991. № 4. С. 17–18.
5. Крушенко Г.Г., Пинкин В.Ф., Каренгин А.Г. и др. Модифицирование высокохромистого чугуна ИСЦ ультрадисперсным порошком // Литейное производство, 1994. № 3. С. 7.
6. Патент РФ № 2080961. Способ получения износостойких отливок из чугуна / Г.Г. Крушенко, В.Ф. Пинкин, Б.И. Трошкин и др. // БИ. 1997. № 16.

УДК 504.062

Еколого-енергетичний аналіз доцільності впровадження системи уловлювання легких фракцій при зливо-наливних операціях на нафтобазах

Дідук К.А., Сирбул А. О.

Одеська національна академія харчових технологій

Проблема втрат нафти та нафтопродуктів при їх зберіганні носить не тільки економічний характер (втрата коштовної сировини або продукту), а й пов'язана з екологічним забрудненням та втратами енергоресурсів.

На всіх етапах розвитку нафтової промисловості проблема втрат нафти та нафтопродуктів при транспортуванні та зберіганні змушувала удосконалювати технологію цих процесів. Використання заходів, що спрямовані на зниження викидів з нафтового устаткування (які ведуть не тільки до скорочення втрат кількості, але й до скорочення втрат якості продуктів і відповідно до збільшення прибутку) – один з пріоритетних напрямків розвитку всієї нафтової галузі.

В даний час велика частина втрат нафти та нафтопродуктів походить від їх випаровування при зберіганні в резервуарах. Застосування резервуарів з понтоном багато в чому вирішило проблему випаровування продуктів при зберіганні. За даними різних заводів-виробників понтонів, використання резервуарів, обладнаних понтонами, дозволяє скоротити втрати нафти та нафтопродуктів від випаровування на 98-99%. Але на практиці такого зниження втрат не спостерігається.

В даний час для зниження втрат легких фракцій вуглеводнів (ЛФВ) при зберіганні нафти і нафтопродуктів крім понтонів і плаваючих дахів застосовуються різні методи і пристрої: газоурівнювальна системи, мембранне розділення суміші ЛФВ, охолодження з подальшою конденсацією, адсорбція, абсорбція і т.д. У кожній з перерахованих технологій є свої достоїнства. Загальним же недоліком є те, що вони не можуть гарантовано забезпечити уловлювання ЛФВ і на їх експлуатацію витрачається додаткова кількість енергії. Тому метою даної роботи була оцінка доцільності використання пропонованої на ринку газоурівнювальної системи з компресором для уловлювання парів ЛФВ.

На першому етапі дослідження був виконаний розрахунок втрат легких фракцій вуглеводнів при «великих подихах» з резервуара РВС 10000, в якому зберігається нафти в кліматичних умовах м. Одеси. Отримане значення 3122 кг за один «великий подих», при цьому концентрація вуглеводнів в пароповітряній суміші склала 3,268 кг/м³.

Далі був виконаний розрахунок зниження концентрації вуглеводнів в пароповітряній суміші при її трьохступеневому стисненні до кінцевого тиску 3,5 МПа з проміжним охолодженням навколишнім повітрям до 40° С (для цих цілей може використовуватися компресорна установка ГШ 1-3/35, що випускається в Україні). При цьому задавшись наявною в літературі інформацією по складу пароповітряної суміші при зберіганні нафти був виконаний розрахунок, в результаті якого отримана кінцева концентрація вуглеводнів на виході з компресорної установки – 0,487 кг/м³.

Розрахунок показав, що зниження концентрації легких вуглеводнів в результаті стиснення та конденсації є достатнім. Але необхідно врахувати ще й додаткові витрати електроенергії на роботу компресора. Остаточний висновок про доцільність використання компресорного способу скорочення втрат вуглеводнів від випаровування можна зробити на основі виконання еколого-енергетичного аналізу, який полягає в розрахунку повної еквівалентної емісії парникових газів. У процесі зберігання нафти та нафтопродуктів емісія

парникових газів складається з непрямих викидів (викиди, пов'язані з виробництвом електроенергії на роботу компресора, на створення обладнання) та з прямих викидів (втрати вуглеводнів, які є парниковими газами). Стосовно процесу зберігання нафти формулами для розрахунку повної еквівалентної емісії парникових газів можна записати наступним чином:

τ - повний період експлуатації установки до її утилізації; $G_{рік}$ – втрати вуглеводнів за рік з урахуванням зниження втрат за рахунок використання засобу скорочення втрат, кг/рік; GWP_{BB} – потенціал глобального потеплення вуглеводнів, які випаровуються, кг CO_2 /кг; C_{BB} - вартість 1 кг нафтопродукту, втрачаємо від випаровування, грн./кг; β – середня кількість CO_2 , що виділяється при виробництві 1 кВт·год електроенергії в Україні, кг CO_2 / кВт·год; $e_{ВВП}$ - енергоємність валового внутрішнього продукту (ВВП) в Україні, кВт·ч /грн; $G_{ел}$ - витрата електроенергії на роботу механічного компресора, кВт·год/рік; $C_k^{об}$ - величина капітальних витрат на створення обладнання, з урахуванням амортизаційних відрахувань і ремонту.

Для зручності порівняння, особливо коли розглядаються резервуари різної місткості та різний період експлуатації резервуарів, доцільно ввести новий критерій: питомі викиди парникових газів при здійсненні однієї операції заповнення резервуару віднесені до об'єму резервуара $V_{рез}$:

$$\varphi = \frac{ПЕЕПГ}{V_{рез} \cdot \tau \cdot n}$$

де τ – срок експлуатації резервуара, рік; n - коефіцієнт оборотності резервуару, 1/рік.

Результати розрахунків ПЕЕПГ та питомого коефіцієнту для двох варіантів зберігання нафти (з використанням засобів скорочення втрат від випаровування та без них) наведено в таблиці 1.

Таблиця 1 - Результати розрахунку еколого-енергетичних характеристик двох порівнюваних систем зниження втрат нафти від випаровування наведені в таблиці.

Величина	ГУС с компресором		Без засобів скорочення втрат	
	n=5 1/рік	n=12 1/рік	n=5 1/рік	n=12 1/рік
$G_{рік}$, кг/рік	2341,5	5619,6	15670	37464
ПЕЕПГ, кг CO_2	886164	645768	4509729	4509729
$\varphi_{кгCO_2}/м^3$	4,42	2,51	6,58	14,14

Таким чином, як видно з наведених у таблиці 1 результатів розрахунку, газоурівнювальна система сприяє меншим викидам парникових газів в процесі її експлуатації. Крім того, з розрахунків видно, що чим більше коефіцієнт оборотності резервуару (резервуарного парку), тим ефективніше використання газоурівнювальної системи з компресором, так як при коефіцієнті оборотності 12 1/рік приведені викиди парникових газів на одиницю продукції, що зберігається, нижче, ніж при коефіцієнті оборотності 5 1/рік. Так як зниження викидів парникових газів і енергозбереження нерозривно пов'язані, то можна сказати, що впровадження обраного засоби зниження втрат нафти від випаровування сприятиме виконанню не тільки вимог Кіотського протоколу, а й закону України про енергозбереження.

Наукові керівники доцент Хлієва О.Я., доцент Губанов С.М., ОНАХТ

РЕЗУЛЬТАТЫ ТЕРМОДИНАМИЧЕСКОГО АНАЛИЗА УСТАНОВОК ПОЛУЧЕНИЯ ВОДЫ ИЗ АТМОСФЕРНОГО ВОЗДУХА НА ОСНОВЕ АБСОРБЦИОННЫХ ХОЛОДИЛЬНЫХ МАШИН

Мазуренко С.Ю., Савинков П.В.

Одесская национальная академия пищевых технологий

В настоящее время, основной объем рынка оборудования по выделению воды из воздуха приходится на системы, имеющие в своем составе компрессионную холодильную установку с электрическим приводом.

Вместе с тем применение компрессионных установок перспективно только для производительности до 3–4 литров воды в час. При более высокой производительности происходит существенное возрастание габаритов установки. Необходимым условием работы компрессионной холодильной машины является наличие электрической энергии. В тоже время подавляющее число стран, испытывающих дефицит воды, ограничены и в энергоресурсах. Едва ли не единственным доступным источником энергии у них является солнце. Поэтому, в качестве наиболее перспективного направления нами были выбраны модернизированные абсорбционные холодильные машины (АХМ), работающие от источника низкопотенциального тепла – солнечной энергии.

Одним из многообещающих направлений является возможность использования существующей инфраструктуры солнечных нагревателей воды – солнечных коллекторов (СК), суммарный объем площадей коллекторов которых в мире более 110 млн.м².

Анализ режимных характеристик АХМ показал, что основные проблемы, которые надо решить при их использовании в системах получения воды с СК следующие: во-первых, разработать конструкции АХМ с воздушным охлаждением теплорассеивающих элементов, а во-вторых, предложить цикл, который можно было бы реализовать в условиях тропических температур наружного воздуха и уровне температур традиционных водяных солнечных коллекторов (80-100 °С).

В таких условиях наибольшие перспективы имеют абсорбционные водоаммиачных холодильных машин (АВХМ), которые позволяют провести необходимую модификацию цикла. В связи с выбором АВХМ необходимо отметить, что в последние годы в связи с неблагоприятным техногенным воздействием на окружающую среду систем холодильной техники все большее внимание уделяется природным холодильным агентам.

Особый интерес представляют АВХМ работающие на возобновляемых источниках энергии, в частности, на энергии солнечного излучения. Такой интерес связан с возможностью круглогодичного использования солнечных коллекторов, находящихся в настоящее время широкое применение в системах отопления и горячего водоснабжения.

Предполагается, что при избытке солнечной энергии в теплый период года часть ее можно направлять на генератор АВХМ для производства искусственного холода. Полученный холод можно использовать как в системах кондиционирования, так и в холодильниках.

Целью исследования является разработка схем и термодинамический анализ АВХМ на низкопотенциальных источниках тепловой энергии СК для систем получения воды из атмосферного воздуха.

С учетом приведенного выше анализа различных холодильных систем абсорбционного типа и результатов анализа энергетических характеристик циклов АВХМ, а также с учетом простоты конструкции и способа реализации для дальнейшей разработки был выбран

вариант традиционной АВХМ с теплообменником растворов и с бустер-компрессором на магистрали подачи пара аммиака в конденсатор.

С помощью оригинального алгоритма расчета циклов АВХМ был проведен анализ циклов АВХМ с поджигающим бустер-компрессором перед конденсатором.

Интерес представлял своеобразный «модифицированный холодильный коэффициент» (МХК) цикла АВХМ (η), который представляет собой отношение полезного эффекта (искусственного холода) с затраченной в циркуляционном насосе и бустер-компрессоре электрической мощности.

С учетом того, что тепловая энергия греющего источника поступает от СК, ее, как бы полученную даром, мы не учитывали.

Анализ результатов расчетов показывает, что с повышением температуры греющего источника от 80 °С до 100 °С эффективность АВХМ возрастает почти в 2 раза.

Интерес представляет и сравнение цикла АВХМ с поджигающим бустер-компрессором перед конденсатором и цикла пароконденсационной холодильной машины (ПКХМ), работающей в том же диапазоне параметров температур объекта охлаждения и наружного воздуха.

Результаты сравнения цикла ПКХМ, работающего по идеальному циклу Карно и цикла АВХМ с поджигающим бустер-компрессором перед конденсатором показали, что имеют место энергетические преимущества у АВХМ с поджигающим бустер-компрессором перед конденсатором даже перед идеальным холодильным циклом Карно, начиная с уровня температур греющего источника 100 °С.

Энергетическое преимущество в рассмотренном диапазоне температурных параметров составляет от 11 до 24 %.

Научный руководитель – заведующий кафедрой теплоэнергетики и трубопроводного транспорта ИХКЭ ОНАПТ, д-р. техн. наук, профессор Титлов А.С.

УДК 621.575:620.91:662.997

ПЕРСПЕКТИВ ПРИМЕНЕНИЯ БЕЗНАСОСНЫХ АВТОНОМНЫХ АБСОРБИЦИОННЫХ ВОДОАММИАЧНЫХ ХОЛОДИЛЬНЫХ АГРЕГАТОВ ПЕРИОДИЧЕСКОГО ДЕЙСТВИЯ В СИСТЕМАХ ПОЛУЧЕНИЯ ВОДЫ ИЗ АТМОСФЕРНОГО ВОЗДУХА

Озолин Н.Е., Янчев И.С.

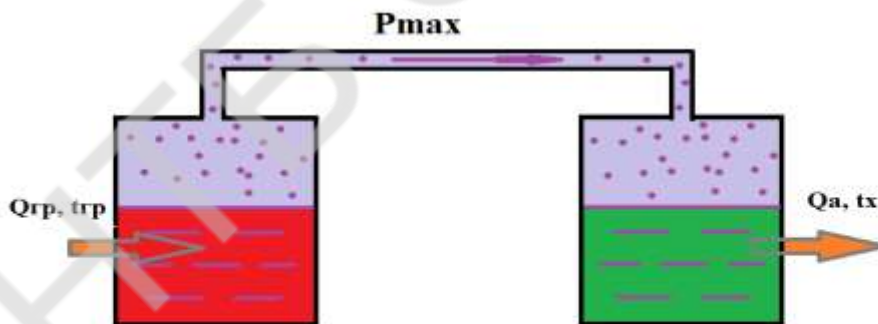
Одесская национальная академия пищевых технологий

Около 70 процентов поверхности земного шара покрыто водой, однако на 97,5 процента она состоит из соленой воды. Оставшиеся 2,5 процента приходятся на пресную воду, почти две трети которой находится в замороженном состоянии в ледниковых шапках. Между тем, основная часть пресной воды находится в 1 километровом слое атмосферы. По данным работы [1] средняя абсолютная влажность близ земной поверхности составляет 11 г/м³, а в тропических регионах она доходит до 25 г/м³ и выше. Большое количество стран тропического пояса страдает от отсутствия пресной воды, хотя ее содержание в атмосфере весьма значительно. Поэтому одной из важнейших задач является развитие технологий позволяющих извлекать воду из воздуха, причем непосредственно на месте, где она необходима. Как показывает анализ [2], наибольшие перспективы имеют методы, связанные с работой генераторов искусственного холода – холодильных агрегатов, которые гарантировано обеспечивают температуру воздушного потока ниже температуры точки росы. Особый интерес среди различных холодильных систем представляют абсорбционные

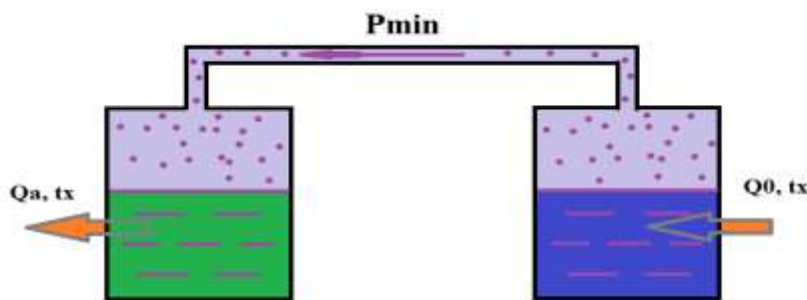
водоаммиачных холодильные агрегаты периодического действия (АВХА ПД), в которых при реализации холодильного цикла отсутствуют какие либо движущиеся элементы.

Схема потоков в АВХА ПД в различные периоды его работы приведена на рис.1. В период зарядки АВХА ПД, на генератор поступает тепловой поток $Q_{гр}$, при температуре $t_{гр}$. В начальный период, когда зоны АВХА ПД находятся при одинаковых температурах, равных температуре окружающей среды, состав рабочего тела (ВАР) одинаков в обеих зонах. Абсорбер-испаритель находится при температуре атмосферного воздуха ($t_{хол}$) и отводит теплоту абсорбции Q_a . В период зарядки (рис.1.а), происходит перемещение преимущественно легкокипящего компонента (аммиака) из генератора-абсорбера (Г-А) в зону абсорбера-испарителя (А-И). Температура при этом в Г-А увеличивается от температуры окружающей среды до некоторой температуры $t_{гр}$, значение которой определяется начальным составом ВАР. В конце процесса выпаривания, температура в Г-А $t_{гр} \Rightarrow \max$, давление в системе также максимально, а температуру А-И принимаем постоянной и равной t_x . В это же время, максимальная доля аммиака в ВАР находится в А-И, а минимальная – в Г-А.

В период охлаждения (рис. 1.б), зона Г-А переходит в область температур окружающей среды, т. е. тепловой поток от источника тепла блокируется, а на внешнюю поверхность подаётся наружный воздух. За счёт смещения равновесия в ВАР, при понижении температуры в Г-А система переходит в зону пониженных давлений. Во внутреннем объёме АВХА ПД, давление падает до минимального (в первоначальный момент) значения P_{min} . Насыщенный аммиаком ВАР в А-И в этот момент вскипает с отводом тепла от потока наружного воздуха. При охлаждении ВАР, в Г-А из окружающей среды за счёт разности температур возникает тепловой поток Q_0 , который и представляет собой холодопроизводительность АВХА ПД. Образующийся пар аммиака абсорбируется в зоне Г-А с отводом теплоты абсорбции Q_a в окружающую среду с температурой t_x . В этом процессе происходит монотонное увеличение давления с соответствующим ростом температуры в зоне А-И. Воздушный поток, который омывает наружную поверхность А-И, охлаждается до температур ниже точки росы, и из него выпадает конденсат воды. Процесс охлаждения происходит до установления температурного равновесия в зонах Г-А и А-И.



а)



б)

Рисунок 1– Схема потоков тепла и массы при работе АВХА ПД
 а) – работа в период зарядки; б) – работа в период охлаждения

Для практической реализации такого устройства необходимо оценить его холодопроизводительность при работе в различных климатических условиях, с перспективой максимального использования в засушливых жарких зонах планеты. Эта холодопроизводительность будет определяться количеством тепла, отобранного от воздуха при его охлаждении ниже температуры точки росы. В связи с этим, исходные данные будут включать температуру и влагосодержание атмосферного воздуха и возможную максимальную температуру греющего источника $t_{гр}$. На начальном этапе расчёта задавались равновесным начальным составом ВАР – $x_{нач}$ (в жидкой фазе) и $y_{нач}$ (в паровой фазе). При расчёте принято количество ВАР в Г-А и А-И одинаковым.

Задачей термодинамического расчёта АВХА ПД является определение рабочего диапазона с оценкой холодопроизводительности, которая и определяет производительность установки по извлечению воды из атмосферного воздуха методом механического осушения (обеспечения в зоне контакта стенки и воздуха температуры ниже точки росы).

Расчёт проведён для диапазона режимных параметров:

- а) температура греющего источника (на стенке генератора) $t_{гр} = 65..95$ °С;
- б) температура «холодного» источника (температура атмосферного воздуха) $t_x = 25..45$ °С;
- в) максимальная рабочая температура в зоне охлаждения принималась равной 10 °С.

Анализ полученных результатов показал, что при увеличении температуры греющего источника снижается доля аммиака в зоне генерации, что позволяет в период охлаждения получить более высокий движущий потенциал поглощения в процессе абсорбции, т.е. имеется возможность увеличить холодопроизводительность АВХА ПД и, соответственно, производительность установки по извлечению воды из атмосферного воздуха.

С ростом температуры атмосферного воздуха минимальное давление в системе (при фиксированном составе в зоне генерации) возрастает, причём этот рост больший при больших значениях X_{min} . Это говорит о том, что при увеличении температуры атмосферного воздуха, и росте давления в системе повышается и температура в зоне охлаждения, т. е. холодопроизводительность АВХА ПД снижается.

Для оценки холодопроизводительности АВХА ПД в области «полезных» (температура в зоне охлаждения не выше 10 °С) параметров был проведен расчёт среднеинтегрального за рабочий период «зарядки-разрядки» значения теплоты парообразования аммиака. Показано, что холодопроизводительность возрастает с увеличением температуры греющего источника. Так, при $t_x = 25$ °С и $X_{min} = 0,3$, при росте $t_{гр}$ от 65 до 95 °С, рост q_0 составляет от 650 до 2800 кДж. При $t_x = 35$ °С, q_0 увеличивается от 50 кДж до 1200 кДж. При $t_x = 45$ °С режим работы АВХМ не реализуется при температурах греющей среды ниже 95°С. При низких температурах атмосферного воздуха можно получить достаточно высокие значения

холодопроизводительности, увеличив количество аммиака в ВАР в зоне генерации. Так, аналогичные значения $q_0 = 2650$ кДж при $t_x = 25$ °С можно получить и при $t_{гр} = 95$ °С и $X_{\min} = 0,3$, и при $t_{гр} = 65$ °С и $X_{\min} = 0,5$.

Информационные источники:

1. Алексеев В.В., Чекарев К.В. Получение пресной воды из влажного воздуха // Аридные экосистемы. – 1996. – Т. 2. – № 2–3.
2. Перельштейн Б.Х. Новые энергетические системы [Текст]: монография / Б.Х. Перельштейн ; Казань: Изд-во Казан. гос. техн. ун-та, 2008. – 244 с.

Научный руководитель – заведующий кафедрой теплоэнергетики и трубопроводного транспорта ИХКЭ ОНАИТ, д-р. техн. наук, профессор Титлов А.С.

УДК 621.5.043

АНАЛИЗ СОВРЕМЕННОГО СОСТОЯНИЯ ИССЛЕДОВАНИЙ И РАЗРАБОТОК ГЕНЕРАТОРОВ АБСОРБИЦИОННЫХ ХОЛОДИЛЬНЫХ АГРЕГАТОВ (АХА)

Осадчук Е.А., Богач В.В.

Одесская национальная академия пищевых технологий

Генератор в схемах современных АХА предназначен для получения пара холодильного агента с одновременным подъемом жидкого ВАР на заданную высоту. Известны и конструкции АХА [141], в которых процессы генерации и подъема разделены, однако они не нашли широкого применения из-за сложности конструкции.

Метод расчета подъема жидкости под воздействием собственных паров изложен в монографии В. Нибергала [1]. Для характеристики этого процесса введен специальный критерий – объемный коэффициент подачи генератора b ,

который представляет собой отношение объема поднятой жидкости V' к объему одновременно полученного пара V''

$$b = \frac{V'}{V''}. \quad (1)$$

При проведении расчетов термодинамических параметров цикла АХА используется также и массовый коэффициент подачи, который является отношением соответствующих масс или массовых расходов [2]

$$\bar{b}^* = \frac{M}{M} = \frac{G}{G}. \quad (2)$$

Каттанео [3] отметил изменения в структуре двухфазного потока в процессе подачи – при малом диаметре трубы образуются паровые поршни или паровые «пробки», которые вытесняют в верхнюю часть соответствующие жидкостные «пробки». При увеличении диаметра трубы по ней течет смесь паровых пузырей и жидкости (смешанная подача), при этом смешанный режим течения можно достичь и увеличением тепловой нагрузки генератора.

Аналогичные результаты были получены и Нессельманом [4] на трубках с внутренними диаметрами 11...15 мм на воде при атмосферном давлении.

Анализируя результаты экспериментальных исследований [2, 3], Нибергал [1] отмечает неопределенность с распространением значений b на другие вещества и бинарные смеси и диапазоны режимных параметров. Тем не менее, результаты Каттанео и Нессельмана позволяют сделать ряд следующих выводов качественного характера.

Для увеличения значения b необходимо чтобы:

- а) высота подъемной части генератора должна быть настолько малой, насколько позволяет конструкция;
- б) во всех случаях предпочтительнее трубы малого внутреннего диаметра;
- в) температура жидкости на входе в генератор должна быть максимально близка к температуре насыщения.

Кроме этого, согласно Каттанео, b и b' практически не зависят от тепловой нагрузки подъемной трубы.

В настоящее время в основе существующих теоретических методик расчета генераторов АХА [1-3] лежат методы термодинамики, которые предполагают знание температурных полей элементов или, по крайней мере, температур в характерных точках (вход – выход). В связи с этим такие методы практически неприменимы при конструктивных расчетах новых моделей, а используются только при анализе энергетической эффективности циклов АХА.

При создании новых АХА специалисты отдают предпочтение опыту практических разработок или используют результаты широкомасштабных экспериментальных исследований конструкций генераторов [3-6].

Практически во всех современных конструкциях АХА, независимо от их назначения, используются в качестве генераторов трубки с внутренним диаметром 35...36 мм, в которых реализуется поршневой режим течения двухфазной смеси. Для таких генераторов может быть применен ряд аппроксимационных зависимостей, полученных в различных диапазонах режимных параметров.

Так, для работы АХА с давлением в системе $P = 8...12$ бар (режим имеет место при жидкостном охлаждении теплорассеивающих элементов [2])

$$G = G_0 \cdot \left(\frac{P}{P_0} \right)^{0.5}, \quad (3)$$

$$G = G_0 \cdot \left(\frac{P}{P_0} \right)^{0.5} \cdot \left(\frac{\xi}{\xi_0} \right)^{0.5}, \quad (4)$$

где H – высота подъемной (транспортной) части трубки генератора, м;

P – давление в системе, бар;

ξ – массовая концентрация крепкого ВАР (на входе генератора).

Массовый расход паровой смеси для этих условий в диапазоне значений тепловых нагрузок генератора $Q_i = 60...130$ Вт определяют, как

$$G = G'' \cdot \frac{Q}{8c} \quad (5)$$

где G'' – массовый расход пара, рассчитанный по формуле (4), кг/с.

В диапазоне давлений 19...21 бар, что имеет место при воздушном охлаждении теплорассеивающих элементов, можно использовать рекомендации В.М. Янченко и др. [5, 6]

$$G = G_f \cdot \left(\frac{P}{P_0} \right)^{0.5}, \quad (6)$$

$$G = G_f \cdot \left(\frac{P}{P_0} \right)^{0.5} \cdot \left(\frac{\xi}{\xi_0} \right)^{0.5}, \quad (7)$$

где G''_X – массовый расход пара аммиака на выходе дефлегматора, кг/с;

G_f – массовый расход крепкого ВАР на входе в генератор, кг/с.

К сожалению, исследования [5, 6] не содержат всех сведений, необходимых для расчета b и b^* . В них не приведена информация о тепловой нагрузке дефлегматора, по которой можно было бы судить о суммарном расходе пара $G = G''_X + G_f$ и величине коэффициента подачи в классическом определении [1]

$$b^* = \frac{G_f - G}{G}. \quad (8)$$

Эти результаты не позволяют судить и об энергетической эффективности того или иного режима работы генератора, что немаловажно при создании энергосберегающего оборудования.

Вместе с тем, исходя из самых общих соображений, можно отметить отличия режимов работы генераторов на чистых веществах и смесях, например, на водоаммиачных растворах.

Действительно, в случае чистого вещества при постоянном давлении увеличение тепловой нагрузки (Q_T) приводит только к дополнительному производству пара, увеличению паросодержания потока, росту выталкивающей силы и увеличению расхода поднятой жидкой фазы.

В случае бинарной смеси, например, ВАР, происходит изменение состава как паровой, так и жидкой фаз. Переход в новое равновесное состояние сопровождается снижением концентрации низкокипящего компонента (аммиака) в паровой и жидкой фазе и соответствующим ростом температур. Одновременно с этим претерпевают значительное изменение все термодинамические параметры и теплофизические характеристики смеси.

Такое изменение свойств рабочего тела обуславливает и различие в интенсивности процессов теплообмена при кипении. Так, для ВАР, согласно [7], снижение массовой концентрации от 0,35 до 0,15 (соответствует диапазону изменения термодинамических параметров цикла АХА) приводит к росту коэффициента теплообмена, как минимум, на 37 %.

Таким образом, анализ известных исследований показал, что в настоящее время отсутствуют теоретические разработки процессов в генераторе АХА, которые бы позволили определить энергосберегающие режимы подвода тепловой нагрузки. В этой связи для их определения был проведен анализ результатов экспериментальных исследований генераторов в составе серийных АХА производства ВЗХ.

Информационные источники:

1. Niebergal W. Sorptoin-kalte-maschinen / W. Niebergal. – Berlin : Springer, 1959. – 554 S.
2. Чайковский В. Ф. Экспериментальные исследования холодильных труб, реализующих абсорбционно-диффузионный холодильный цикл / В. Ф. Чайковский, А. С. Титлов // Холодильная техника и технология. – 1991. – № 52. – С. 3–7.
3. Тюхай Д. С. Снижение энергопотребления в аппаратах с абсорбционно-диффузионными холодильными машинами путем организации рациональных тепловых режимов генераторного узла: дис...канд. техн. наук : 05.05.14 / Тюхай Денис Станиславович. – Одесса, 2000. – 147 с.
4. Янченко В. М. Определение основных характеристик генератора абсорбционно-диффузионной холодильной машины / В. М. Янченко, Э. А. Казаков, А. В. Котельников // Машины и аппараты холодильной, криогенной техники и кондиционирования воздуха. – 1977. – № 2. – С. 80–85.
5. Янченко В. М. Экспериментальное определение характеристик генераторов абсорбционно-диффузионной холодильной машины / В. М. Янченко, Э. А. Казаков, А. В. Котельников // Холодильная техника – 1978. – № 1. – С. 29–31.
6. Николаенко Ю. Е. Холодильный агрегат с двумя термосифонами / Ю. Е. Николаенко, Ю. М. Сергиенко // Холодильная техника. – 1989. – № 12. – С. 21–24.
7. Филаткин В.Н. Теплоотдача при кипении водоаммиачных растворов // Вопросы теплоотдачи и гидравлики двухфазных сред. –М. –Л.: Госэнергоиздат. – 1961. – С. 112-116.

Научный руководитель – заведующий кафедрой теплоэнергетики и трубопроводного транспорта ИХКЭ ОНАПТ, д-р. техн. наук, профессор Титлов А.С.

МОДЕЛИРОВАНИЕ РЕЖИМОВ ДЕФЛЕГМАТОРА АБСОРБЦИОННЫХ ХОЛОДИЛЬНЫХ АГРЕГАТОВ

Осадчук Е.А.

Одесская национальная академия пищевых технологий

Цель данного исследования заключается в том, чтобы предложить методику теоретического расчёта генераторного узла на основе математического моделирования процессов конденсации паров воды и частично паров аммиака на внутренней поверхности подъёмного канала дефлегматора из пароаммиачной смеси. При этом предполагается известным распределение температуры стенки вертикального канала дефлегматора и температура и концентрация пароаммиачной смеси на входе в дефлегматор.

Схема дефлегматора изображена на рис.1 ,

где L – длина дефлегматора ($L \approx 18$ см);

O – начало координат оси x (x направлена вертикально вниз); $L_{из}$ – высота термоизоляции ($L_{из} \approx 11$ см).

Мощность теплового источника $Q = 75$ Вт;

Диаметр трубы дефлегматора $\varnothing 11$ см;

Температура окружающей среды $t_{oc} = 22$ °С.

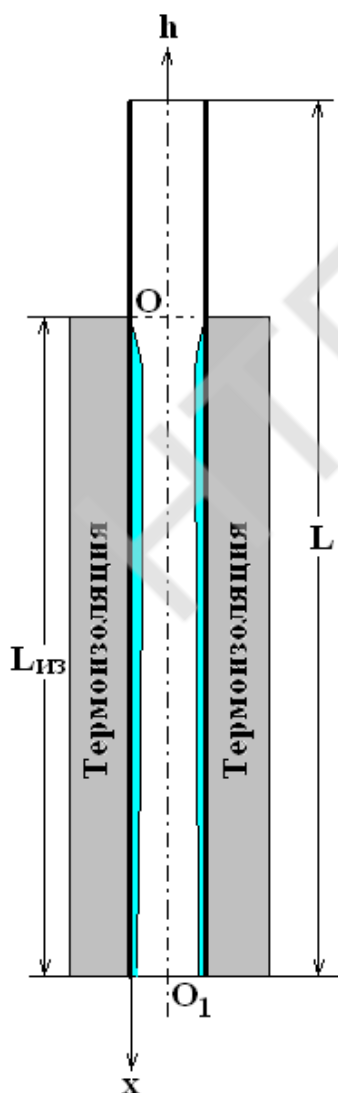


Рис. 1 Изменение температуры стенки по высоте дефлегматора.

Экспериментальные данные по температуре стенки дефлегматора в зависимости от высоты h

$$T_{cm} = T(h), \quad T_{cm} - \text{°С.}$$

Начало координат O_1 оси h соответствует входному сечению дефлегматора.

Дефлегматор предназначен для удаления паров воды из концентрированной водоаммиачной смеси высокой температуры. Дефлегматор представляет собой подъёмный канал (круглого сечения) частично теплоизолирован, а остальная часть канала охлаждается окружающим воздухом (рис.1). В верхней части дефлегматора происходит конденсация паров воды и частично паров аммиака с образованием флегмы (слабый раствор аммиака в воде), которая в виде плёнки стекает вниз по внутренней поверхности канала в сборник слабого раствора генератора.

Рассмотрим задачу о ламинарной плёночной конденсации двухкомпонентного (водоаммиачного) пара на вертикальной стенке дефлегматора. Впервые задача о плёночной конденсации однокомпонентного пара была решена Нуссельтом.

На вертикальной стенке, температура которой является переменной по высоте $T_{cm}(x)$ происходит конденсация паров смешивающихся жидкостей. Плёнка флегмы, толщину которой обозначим через $\delta = \delta(x)$, течёт ламинарно.

При исследовании принимаются следующие допущения:

- 1) силы инерции, возникающие в плёнке конденсата, пренебрежимо малы по сравнению с силами вязкости и силами тяжести;
- 2) конвективный перенос теплоты в плёнке, а также теплопроводность вдоль неё несущественны по сравнению с теплопроводностью поперёк плёнки;
- 3) трение на границе раздела паровой и жидкой фаз отсутствует;
- 4) температура внешне поверхности плёнки конденсата постоянна и равна T_{zp} при заданном давлении пара (T_{zp} – неизвестна и подлежит определению);
- 5) физические параметры конденсата не зависят от температуры;
- 6) силы поверхностного натяжения на свободной поверхности плёнки не влияют на характер её течения;
- 7) плотность пара мала по сравнению с плотностью конденсата.

Принятые допущения позволяют существенно упростить математическую формулировку задачи. Уравнение теплопроводности и движение имеют следующий вид:

$$\frac{d^2T}{dy^2} = 0, \quad (1) \quad \mu_{жс} \frac{dV_x}{dy^2} = \rho_{жс} g y, \quad (2)$$

где $\mu_{жс}$ – динамическая вязкость флегмы, Па·с; $\rho_{жс}$ – плотность флегмы, кг/м³.

Граничные условия:

при $y = 0$

$$T = T_c(x), \quad V_x = 0; \quad (3)$$

при $y = \delta(x)$

$$T = T_{zp}, \quad \frac{\partial V_x}{\partial y} = 0. \quad (4)$$

Решения уравнений проводится численным методом Рунге-Кутты, используя математический пакет MatLab.

В области отсутствия теплоизоляции имеет место однофазный поток хладагента (аммиака). Здесь используется, при математическом описании движения паровой среды уравнения пограничного слоя, а теплообмен с окружающей средой описывается уравнениями конвективного теплообмена, с учётом переменной по высоте температуры стенки. Для данной области решения уравнений в частных производных проводится методом конечных элементов, используя математический пакет FemLab. Приведенные на рис.2 результаты расчетов согласуются с экспериментальными данными.

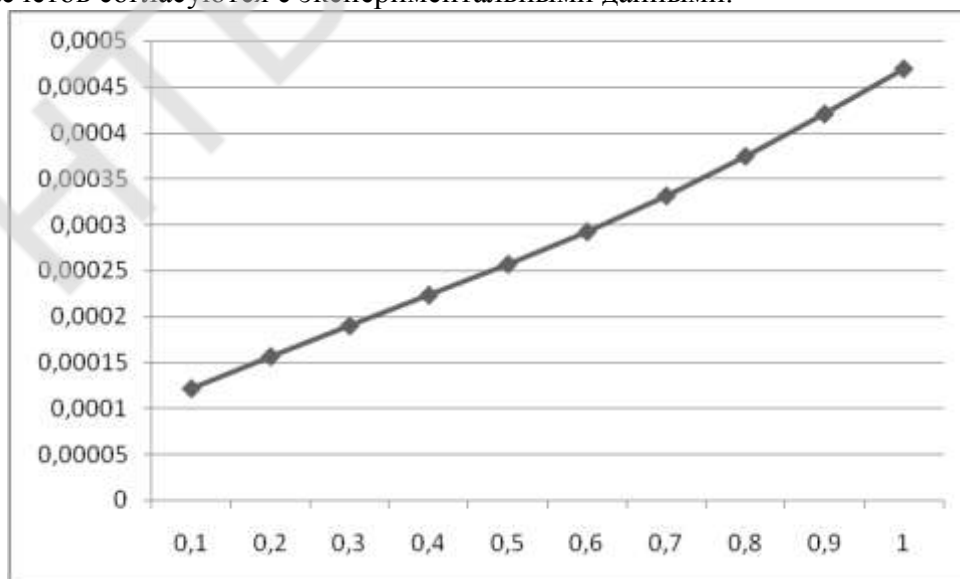


Рис. 2. Изменение толщины флегмы по высоте дефлегматора, (при расчётах принято $T_{zp} = 54$ °С).

Научный руководитель – заведующий кафедрой высшей математики ОНАПТ, д-р. техн. наук, профессор Кирилов В.Х.

Прогнозирование поверхностных свойств на основе градиентной теории с кубическим уравнением состояния

Хмура А.А.

Одесская национальная академия пищевых технологий

Поверхностное натяжение на границе раздела фаз является одним из важнейших термодинамических свойств, которое влияет на показатели эффективности различных технологических процессов. Информация о поверхностном натяжении необходима при проектировании технологических процессов пищевой, фармацевтической промышленности, технологий обработки материалов, теплообменных аппаратов в криогенной технике и холодильном оборудовании, при разработке месторождений и переработке углеводородного сырья в нефтяной промышленности и т.п.

Существует большое количество опубликованных экспериментальных и теоретических работ посвященных изучению поверхностного натяжения жидкостей. Тем не менее, это свойство является одним из наименее изученных. Остаются не в полной мере исследованными вопросы о температурной зависимости поверхностного натяжения во всем интервале параметров существования жидкой фазы, о концентрационной зависимости поверхностного натяжения растворов, об изменении состава поверхностного слоя растворов в зависимости от параметров состояния.

В настоящее время, для решения этих задач все чаще используются методы квазитермодинамики или локальной термодинамики. Одним из квазитермодинамических методов является градиентная теория, которая была разработана Ван-дер-Ваальсом и адаптирована Каном и Хиллиардом для исследования двух- и многокомпонентных систем.

Единственными исходными параметрами градиентной теории являются плотность свободной энергии Гельмгольца однородной жидкости и параметр влияния неоднородности среды. Плотность свободной энергии Гельмгольца может быть вычислена в рамках любой термодинамической модели. Зачастую в качестве такой модели используют кубические уравнения состояния (Пенга-Робинсона, Редлиха-Квонга и Соаве-Редлиха-Квонга).

Коэффициенты большинства кубических уравнений состояния рассчитываются с использованием информации о критических параметрах вещества. Если для чистых веществ эта информация доступна, то для исследования сложных термодинамических систем такая информация отсутствует.

Классическое выражение уравнения состояния Пенга-Робинсона:

$$P = \frac{RT}{V - b} - \frac{a}{V(V + b)}$$
 (1)

где T – температура, К; P – давление, Па; V – мольный объем, м³/моль; R – универсальная газовая постоянная, Дж/(моль·К); a – коэффициент уравнения состояния, учитывающий силы притяжения между молекулами, b – коэффициент уравнения состояния, который различными авторами интерпретируется по-разному (поправка на объем молекул, эффективный молекулярный объем, исключенный объем), м³/моль.

Для чистых веществ эти параметры уравнения состояния могут быть определены из данных о критических параметрах:

$$b = 0,078 \frac{RT_c}{P_c}$$
 (2)

$$a = \left[1 + m \left(1 - \sqrt{\frac{T}{T_c}} \right) \right]^{-1} \quad (3)$$

где T_c – критическая температура, P_c – критическое давление, коэффициент m – фактор Соава, значение которого определяется величиной фактора ацентричности w .

В настоящей работе приведена разработка новой методики определения коэффициентов кубического уравнения состояния Пенга-Робинсона, для определения которых нужна минимальная информация. В качестве такой информации могут рассматриваться данные приведенные CAS registry number.

В основе этой методики лежит использование функционального вида кубического уравнения состояния Пенга-Робинсона (1), коэффициенты которого рассчитываются по следующим формулам:

· собственный объем молекул

$$b = 0,075 V_{nb} \quad (6)$$

где V_{nb} – мольный объем при температуре нормального кипения;

· температурная зависимость коэффициента $a(t)$:

$$a = (A + B \exp(t)), \quad (7)$$

где $t = 1 - \frac{T}{T_c}$ – приведенная температура.

Для коэффициента A уравнения (7) предложена следующая корреляция

$$A = 0,10 \frac{T_{nb}}{10} - 0,21 \frac{T_{nb}^2}{10^2} + 0,01 \quad (8)$$

где T_{nb} – нормальная температура кипения, ψ – фактор сложности межмолекулярного взаимодействия. Значение ψ – фактора для различных веществ может быть рассчитано без использования критических параметров:

$$\psi = 0,17 - 0,02 \frac{V_{nb}}{10} \quad (9)$$

Использование ψ – фактора позволяет применять данную методику для описания фазовых равновесий веществ с различной степенью полярности без существенного повышения погрешности расчета.

Коэффициент B из уравнения (7) находят на основе давления насыщенных паров при нормальной температуре кипения T_{nb} .

*Научный руководитель: Железный В.П.д.т.н., проф. кафедры теплофизики
ОНАПТ*

УДК 536.3:535.312+645.315

ЭФФЕКТИВНОСТЬ ПРИМЕНЕНИЯ ТЕПЛОТРАЖАЮЩИХ ЖАЛЮЗИ В ОКНАХ

Тумбуркат К.

Одесская национальная академия пищевых технологий

Актуальность исследования: Существенное значение в доли тепловых трансмиссионных потерь зданий приходится на потери через оконные проемы (по разным оценкам, от 20 до 50 % от общего объема). Основной величиной, характеризующей этот показатель, является приведенная величина термического сопротивления всего оконного блока, хотя наибольшие потери приходятся на его светопрозрачную часть.

Современные энергосберегающие конструкции окон имеют ряд существенных недостатков.

Цель исследования: Для повышения коэффициента сопротивления теплопередаче светопрозрачной конструкции без увеличения затрат на искусственное освещение, нами был предложен вариант применения в темное время суток, являющимся доминирующим в течение отопительного периода практически на всей территории России, теплоотражающие жалюзи, которые снижали бы тепловые потери от лучистого (и в меньшей степени от конвективного) теплообмена, не вызывая уменьшения значения светопропускаемости окна в светлое время суток. Теплоотражающие жалюзи задерживают тепловое излучение преимущественно в инфракрасной области.

Авторами были исследованы в сертифицированной климатической камере АНО «ИвановоСтройИспытания» теплоотражающие жалюзи.

Материалы и методы: Были произведены испытания жалюзи, выполненных из алюминиевых ламелей, покрытых краской. Следует отметить, что эмалированные жалюзи наиболее часто встречаются на рынке данного вида продукции. В ходе испытания жалюзи, приобретённых в предприятии розничной торговли, при $\alpha=+900$, мы получили увеличение сопротивления теплопередачи лишь на 10÷12 %, при установке их с внутренней стороны окна, и на 20÷26 % при совместной установке жалюзи с наружной и внутренней стороны.

Для сравнения химическим путём было удалено лакокрасочное покрытие с ламелей. При проведении испытаний в варианте установке очищенных жалюзи с внутренней стороны окна было зафиксировано снижение тепловых потерь через ограждающую конструкцию на 28÷30%

Следовательно, в жалюзи с эмалированными ламелями, предлагаемыми отечественным и импортным производителем, за счёт нанесения лакокрасочного покрытия значительно снижен энергосберегающий потенциал данной теплоотражающей конструкции.

Результат: Исследования, проведённые авторами в предыдущие годы, показали, что при использовании сплошного металлического экрана, выполненного из алюминиевой фольги, снижение тепловых потерь составило порядка 40 %. Данное различие в показателях снижения тепловых потерь при использовании вышеуказанных конструкций, по всей видимости, получается за счёт следующих особенностей сплошного экрана и жалюзи – неплотность прилегания ламелей друг к другу (дополнительная конвективная составляющая) и разная степень черноты материалов.

Вывод: Благодаря применению жалюзи со стороны окружающей среды повысилась температура на внутренней поверхности остекления оконного блока, что немаловажно, так как в нижней части остекления располагается наиболее опасная зона для выпадения конденсата, инея и образования наледей, особенно, при наличии высокой влажности внутри помещения.

Научный руководитель: д.т.н., профессор Косой Б.В., ОНАПТ

УДК 536.7:622.73

ПРИМЕНЕНИЕ ЭЛЕКТРОГИДРАВЛИЧЕСКОГО ЭФЕКТА В СОВРЕМЕННЫХ ТЕХНОЛОГИЯХ ПЕРВИЧНОЙ ОБРАБОТКИ ТВЁРДЫХ СЫРЬЕВЫХ ПОРОД (УГЛЯ)

Шарана В.И.

Одесская национальная академия пищевых технологий

Цель работы – поиск более эффективных методов обработки первичного сырья для ТЭУ (Тепло Энергетических Установок), в частности технологии дробления угля.

Основная идея работы - использование утеранных технологий в современной

промышленности для повышения эффективности производства, и в частности использование электрогидравлических установок для переработки угля.

На сегодняшний день, в современной промышленности преимущественно используются механические дробилки, или дробилки гидравлические работающие на за принципами механической гидравлики. Все эти методы крайне неэффективны и повышают себестоимость угля и цен на теплоэнергетическую продукцию в целом. Однако давно, ещё в советские времена учёным Л.А. Юткиным был изобретён электрогидравлический эффект, а также созданы первые машины, работающие за принципом этого эффекта. Электрогидравлические дробилки имеют преимущественно большей эффект, и требуют меньше затрат энергии на переработку. Существует неподтверждённая информация, что некоторые страны покупают патенты на производство электрогидравлических машин, у нас же есть открытая возможность быстро внедрить их в современную промышленность. Электрогидравлические машины имеют большую эффективность в сравнении с другими аналогичными машинами, также они не требуют больших капиталовложений для производства. Электрогидравлические дробилки позволят существенно повысить эффективность работы современных угольных ТЭС при малых капиталовложениях.

Информационные источники:

1. <https://sites.google.com/site/yutkin1911/knigi-i-stati-l-a-utkina>

Научный руководитель: д.т.н., профессор Косой Б.В., ОНАПТ

УДК 628.32:665.66

ОЧИСТКА СТОЧНЫХ ВОД ОТ НЕФТЕПРОДУКТОВ

Тумбуркат К

Одесская национальная академия пищевых технологий

Актуальность исследования: Состав сточных вод, сбрасываемых в водоемы с промышленных предприятий, подлежит контролю. Допустимая концентрация вредных примесей в водах, сбрасываемых в водоем, устанавливается нормами ПТЭ. Растворенные нефтепродукты являются одним из наиболее распространенных видов загрязнений промышленных сточных вод. Основная сложность удаления из воды нефтепродуктов - это выделение эмульгированных минеральных масел и мазута.

Цель исследования: Для удаления из воды нефтепродуктов наибольшее распространение являются нефтеловушки и флотационные установки. При очистке воды от нефтепродуктов происходит гравитационное отделение в нефтеловушках (сами нефтеловушки могут отличаться конструкцией, но принцип действия один и тот же), затем очистка от эмульгированных и коллоидных частиц в фильтрах.

Материалы и методы: Нефтеловушки представляют из себя тонкослойные отстойники. Их рабочий объём разделён наклонными пластинами на ряд зон отстаивания глубиной от 45 до 110 мм под углом 45-600 к горизонту. Введение параллельных пластин в сечение нефтеловушки позволяет равномерно распределить поток воды в начале отстойной части и сохранить это распределение по длине, поэтому в многоярусных отстойниках коэффициент использования объема, гораздо выше, чем у обычных. Уменьшение высоты слоя отстаивания позволяет сократить время выделения взвешенных веществ из сточных вод. Кроме того, тонкослойные отстойники являются более компактными очистными сооружениями, требующими меньшей площади размещения.

Нефтепродукты любой концентрации могут удаляться из сточных вод с помощью флотации: создание комплекса частица-пузырёк воздуха или газа, всплывании этого

комплекса и удалении образовавшегося пенного слоя. В зависимости от размеров пузырьков воздуха или газа выделяют несколько видов флотации (с выделением воздуха из раствора, с механическим диспергированием воздуха, с подачей воздуха через пористые материалы, электрическая, биологическая и химическая флотация), для каждой из которых существуют свои флотационные установки (вакуумные, напорные).

Также для очистки воды от нефтепродуктов применяют фильтры. Эффективность фильтров выше, чем у нефтеловушек, поэтому фильтрование занимает главное место в очистке конденсата. Для регенерации насыпных фильтров лучше использовать не воду, а горячий водяной пар, разогревающий уловленные нефтепродукты, которые вытесняются из слоя, а сам пар конденсируется. Также используются фильтры с плавающей загрузкой из полиуретана, пенополистирола. Эти вещества имеют хорошую пористость, механическую прочность – свойства, обеспечивающие хорошую поглощательную способность.

Выводы: Можно сделать вывод, что нефтеловушки и флотационные установки вполне работоспособны и можно целесообразно использовать при очистке сточных вод от нефтепродуктов. Лучше применять противоточное фильтрование, но оно требует разнообразных высокоэффективных ионитов и специальных конструкций фильтров.

Научный руководитель: д.т.н., профессор Косой Б.В., ОНАПТ

УДК 536.7:621.375.826

ЛАЗЕРНОЕ ОХЛАЖДЕНИЕ В ТВЕРДЫХ ТЕЛАХ

Морозов А.А.

Одесская национальная академия пищевых технологий

Цели:

- познакомиться с принципом работы различных типов лазеров;
- узнать способы повышения мощности лазерного излучения;
- рассмотреть варианты применения лазеров.
- изучение лазерного охлаждения в твердых телах;

Предмет изучения: лазер

Тема актуальна, поскольку в ней закладываются теоретические основы нового направления лазерной физики, получившего название лазерного охлаждения твердых тел.

Актуальность данной проблематики обусловлена постоянным ростом темпа развития лазерных технологий и их внедрения в нашу жизнь.

Лазерное излучение - есть свечение объектов при нормальных температурах. Но в обычных условиях большинство атомов находятся на низшем энергетическом состоянии. Поэтому при низких температурах вещества не светятся. При прохождении электромагнитной волны сквозь вещество её энергия поглощается

Лазеры являются уникальными источниками света. Их уникальность определяют свойства, которыми не обладают обычные источники света. В противоположность, например, обычной электрической лампочке, электромагнитные волны, зарождающиеся в различных частях оптического квантового генератора, удаленных друг от друга на макроскопические расстояния, оказываются когерентны между собой. Это значит, что все колебания в различных частях лазера происходят согласованно.

Понижая температуру, можно уменьшить скорость, однако проблема состоит в том, что при охлаждении газы обычно вначале конденсируются в жидкость, а затем вымораживаются в твердое состояние.

Жидкостный лазер легко сделать таким же мощным, как лазер твердотельный.

Оптическая однородность жидкостей не уступает однородности газов, а значит, позволяет использовать ее большие объемы.

Лазерный свет действует как вязкая жидкость, так называемая оптическая патока, в которой атомы замедляются.

Физический механизм радиационного охлаждения посредством антистоксовой флуоресценции был изначально предложен в 1929 году.

В отличие от трансляционного охлаждения свободных атомов, лазерное охлаждение твердого тела происходит в том случае, когда при облучении образца лазером средняя энергия излученных телом фотонов превосходит энергию поглощенных фотонов.

Охлаждение атомов резонансным световым давлением продолжается до тех пор, пока не вступают в процесс флуктуации импульса атома, неизбежные в процессе стохастического переизлучения большого числа атомов.

Впервые теоретически рассмотрена непрерывная накачка модулированной лазерной волной, реализующей стационарный режим антистоксового цикла лазерного охлаждения и одновременно создающим необходимую разность населенностей для осуществления сверхизлучательной релаксации.

Охлаждение твердых тел может быть обусловлено взаимодействием примеси с локальными фононами.

Научный руководитель: д.т.н., профессор Косой Б.В., ОНАПТ

УДК 504.4.054:54-414

НЕОРГАНІЧНІ СОРБЕНТИ ДЛЯ ВИДАЛЕННЯ НАФТОПРОДУКТІВ З ВОДНОГО СЕРЕДОВИЩА

Агарков В.В

Одесская национальная академия пищевых технологий

Процеси використання та переробки значних об'ємів нафти і нафтопродуктів супроводжуються інтенсивним забрудненням гідросфери-це викликає загибель флори та фауни. Тому проблема видалення нафтопродуктів з водного середовища стає з кожним роком гострішою. Методи зменшення шкідливих компонентів (бензин, дизпаливо) Сорбційні методи видалення нафтопродуктів. Особливо перспективними сьогодні вважаються дисперсні сорбенти з магнітними властивостями (ДСМВ), в якості котрих найчастіше використовують частки магнетиту (Fe_3O_4) або інших сполук заліза. Наявність у часток сорбентів магнітних властивостей дозволяє застосовувати магнітне поле для відділення їх від очищеної води. А для забезпечення необхідної ефективності очищення води і ступінь сорбції нафтопродуктів на частках магнетиту, і ступінь відділення часток магнетиту від обробленої води повинні бути однаково високими. Якщо ця умова не виконується, то навіть при надзвичайно високій ефективності одного етапу недостатня ефективність другого суттєво знизить загальну ефективність процесу очищення.

Одним із рішень цього завдання може бути проведення процесу сорбції в динамічних умовах, що одночасно дозволить зберегти і високі сорбційні властивості часток, і локалізувати їх в обмеженому об'ємі.

Метою даної роботи було вивчення можливості використання динамічного режиму сорбції нафтопродуктів із водного середовища при застосуванні в якості сорбентів часток магнетиту. В роботі в якості сорбенту для видалення нафти та нафтопродуктів використувався традиційний магнетит, синтезований на основі класичного рівняння його утворення шляхом осадження суміші солей $Fe(II)$ і $Fe(III)$ лугом. Проведені дослідження виявили

надзвичайно низькі фільтраційні властивості середовищ, сформованих із отриманих методами хімічної конденсації часток магнетиту. Швидкість фільтрування на шарі товщиною 3 см складала 1 см/год. Для реальних умов такі показники надзвичайні, приріст розміру часток не відповідав затратам на цей процес і навіть при 15 циклах нарощування суттєвого збільшення швидкості фільтрування досягти не вдалося. Тому в подальших дослідженнях було вирішено дослідити можливість збільшення розміру часток шляхом гранулювання.

Серед різноманітних методів гранулювання простотою відрізняється метод заморожування суспензії з наступним її розморожуванням. Як було встановлено авторами [3], гранули можна отримати у випадку використання в якості вихідного розчину FeCl_3 , осадження його надлишком аміаку та заморожуванні при температурі -6°C . В результаті досліджень було встановлено ряд факторів, що можуть впливати на дисперсність отриманої суспензії. Як виявилось, серед таких факторів найбільш вагомими є: спосіб отримання суспензії для подальшої грануляції, концентрація вихідних, розчинів, температура синтезу, температура розморожування.

Дослідження сорбційних та фільтраційних властивостей гранульованого магнетиту показали, що ефективність сорбції нафтопродуктів частками гранульованого заморожуванням магнетиту майже в 2 рази вища в порівнянні із звичайним магнетитом. При цьому завдяки значно меншій дисперсності агрегатів, що утворюються в процесі заморожування і зберігаються при подальшому використанні, вдається суттєво збільшити можливу швидкість фільтрування через такі середовища.

Важливим питанням залишається регенерація відпрацьованих сорбентів. Очевидно, що найбільш прийнятним методом регенерації можна вважати термічну обробку часток при температурах, що забезпечують вигорання нафтопродуктів та збереження сорбційних властивостей твердої фази. В процесі досліджень було встановлено, що в процесі 5 циклів прокалювання значно зростає вміст крупної фракції (часток з $d \geq 50$ мкм). Це дозволяє формувати із регенованого магнетиту сорбційні середовища із прийнятними фільтраційними властивостями. Було також досліджено вплив на властивості твердої фази температури та терміну обробки часток. Встановлено, що в діапазоні температур $250 - 350^\circ\text{C}$ протягом 5 циклів прокалювання суттєвих змін в гранулометричному складі та сорбційних властивостях часток магнетиту не зафіксовано.

Проведені експерименти дозволяють формувати на основі часток магнетиту фільтри для сорбції нафтопродуктів, які можливо регенерувати термічним методом велику кількість разів без втрати їх властивостей. Впровадження технологій очищення води на базі таких фільтрів дозволить реалізувати безвідходні та маловідходні схеми обробки води в промислових масштабах.

Научний керівитель: д.т.н. професор Косой Б.В., ОНАПТ

УДК 621.3.017:621.3.2

НОВЫЕ ВОЗМОЖНОСТИ НАНОЛАМП

Триль А.

Одесская национальная академия пищевых технологий

Что если бы вы могли иметь лампу накаливания, с эффективностью светодиода? Такую задачу поставили перед собой исследователи из МПТ. Новая лампа работает, выстроив нанозеркала вокруг обычного раскаленного элемента, отражая неиспользуемую энергию обратно в элемент. Это приносит в лампу накаливания диапазон эффективности светодиодных и люминесцентных ламп.

Лампы накаливания хороши, потому что они излучают все цвета света, в то время как светодиоды и другие, более эффективные источники света управляют только множеством всех цветов видимого света. Если вы посмотрите на цвета диапазона, излучаемой некоторыми энергосберегающих ламп, скважины спектра отсутствуют. Наш глаз регулирует, но, как и оцифрованная музыка по сравнению с винилом, мозг все еще может подсознательно заметить эти пробелы. Этот "полный спектр" света также означает, что лампы накаливания лучше, чем все остальные при передаче цвета. Они похожи на крошечные солнца, только желтоватые (хотя пожелтение не имеет ничего общего с аспектом «полного спектра»).

Как признают Марин Сольячич (Marin Soljacic) и его коллеги из Массачусетского технологического института (США), пока КПД у их изобретения достаточно скромный – всего 6,6%, что примерно равно эффективности самых дешевых моделей флуоресцентных и светодиодных ламп. Тем не менее, даже такое значение в три раза выше, чем у обычных ламп

У подобных нано-лампочек есть два главных отличия от их обычных собратьев – их рабочий элемент представляет собой, а плоскую и достаточно широкую пластину, которую окружает новый элемент – цилиндр из особого метаматериала, представляющий собой так называемый фотонный кристалл

Он представляет собой набор из множества микроскопических кусочков и пленок из оксида кремния и оксида тантала, расположенных таким образом, что они особым образом взаимодействуют с волнами света и других форм электромагнитного излучения на разных длинах волн.

К примеру, в данном случае фотонный кристалл был устроен так, что он был полностью прозрачным для всех волн видимого света, но при этом он не пропускал и отражал волны теплового излучения, на чью долю приходится примерно 95% выделяемой энергии, обратно в нить накаливания. Часть этого тепла преобразуется внутри нити в свет, благодаря чему КПД лампочки заметно вырастает.

По словам ученых, стоимость подобных лампочек должна быть достаточно низкой, так как для их изготовления будут применяться распространенные и дешевые элементы и компоненты. Схожие системы "переработки света", как отмечают ученые, могут быть использованы и для повышения КПД ряда других приборов, в том числе нагревательных элементов, термических генераторов электричества, солнечных батарей и "ядерных батареек" космических аппаратов.

Научный руководитель: д.т.н., профессор Косой Б.В., ОНАПТ

ГЛОСАРІЙ

<i>Алексеева В.А.</i>	3
<i>Агарков В.В.</i>	94
<i>Андерсон О.Ю.</i>	4
<i>Архипова Л.М.</i>	59
<i>Банде Т.М.</i>	31
<i>Білоус І.Ю.</i>	72
<i>Богач В.В.</i>	83
<i>Боднар І. О.</i>	5
<i>Бочкова О. Ю.</i>	41
<i>Будниченко А. А.</i>	9
<i>Вороненко Ю. Є.</i>	7
<i>Гарягдиев Б.</i>	10
<i>Гижко А. В.</i>	41
<i>Годунов П.А.</i>	12
<i>Горобченко Ю.С.</i>	30
<i>Григор'єв О. А.</i>	14, 16
<i>Гринюк В.І.</i>	38
<i>Гурбангельдиев Иляс</i>	19
<i>Двирный В.В.</i>	75
<i>Двирный Г.В.</i>	75
<i>Дідук К.А.</i>	77
<i>Евсюкова Д.Ю.</i>	50
<i>Єлгасєва М.О.</i>	74
<i>Жеплінська М.М.</i>	20
<i>Зайцев Д.В.</i>	52
<i>Іванов В.В.</i>	54
<i>Йоллыев К.</i>	22
<i>Карташова М.В.</i>	31
<i>Коваленко В.И.</i>	50
<i>Козаченко И. С</i>	23
<i>Крушенко Г.Г.</i>	75
<i>Кульгейко А. Н.</i>	39

<i>Лазарів І.Р.</i>	24
<i>Лещенко В. В.</i>	43
<i>Лук'янова О.С.</i>	56
<i>Мазуренко С.Ю.</i>	79
<i>Макеева Е.Н.</i>	57
<i>Манюк О.Р.</i>	59
<i>Морозов А.А.</i>	93
<i>Мельник Е.И.</i>	47
<i>Нгуєн Ван Фук</i>	61
<i>Нижников А.А.</i>	26
<i>Никитенко Д.А.</i>	27
<i>Озолин Н.Е.</i>	81
<i>Осадчук Е.А.</i>	83, 86
<i>Осипенко Н.С.</i>	63
<i>Павлів Л.В.</i>	65
<i>Петрикєєв М.М.</i>	4
<i>Полторацький М.И.</i>	29
<i>Помазкина А.Ю.</i>	63
<i>Привалова А.А.</i>	30
<i>Продан Я.М.</i>	33
<i>Радош С.А.</i>	57
<i>Решетникова С.Н.</i>	75
<i>Савинков П.В.</i>	79
<i>Сенчук В.О.</i>	34
<i>Сирбул А. О.</i>	77
<i>Снятков М.В.</i>	71
<i>Соколюк А.В.</i>	69
<i>Солодка А.В.</i>	67
<i>Спільная Е.А.</i>	69
<i>Стоянов С.В.</i>	71
<i>Суходуб І.О.</i>	61
<i>Тіхоненко Р. О.</i>	43

<i>Тумбуркат К.</i>	90, 92
<i>Тодосенко А.В.</i>	33
<i>Триль А.</i>	95
<i>Федичина А.В.</i>	36
<i>Феськова В.П.</i>	27
<i>Хмура А.А</i>	88

<i>Шарана В.И.</i>	91
<i>Шевченко О.М.</i>	72
<i>Шеламов А.А.</i>	29
<i>Юфанова Т.С.</i>	45
<i>Юшкевич А.В.</i>	30
<i>Янчев И.С.</i>	81

НТБ ОНАХТ

**ЕКОЛОГО-ЕНЕРГЕТИЧНІ
ПРОБЛЕМИ СУЧАСНОСТІ**

**XVI ВСЕУКРАЇНСЬКА
НАУКОВО-ТЕХНІЧНА КОНФЕРЕНЦІЯ МОЛОДИХ УЧЕНИХ ТА
СТУДЕНТІВ
(14 квітня 2016 р.)**

**Збірник наукових праць
Секція 2: «Теплофізика, теплоенергетика, наноматеріали та
нанотехнології»**

Підписано до друку 12.04.2016 р. Формат 60x84 1/16.
Гарн. Таймс. Умов.- друк. арк5,1. Тираж 25 прим.
Замовл. №.791
ВЦ «Технолог»