

# ІТЕ ІНТЕГРОВАНІ ТЕХНОЛОГІЇ ТА ЕНЕРГОЗБЕРЕЖЕННЯ

Щоквартальний науково-практичний журнал

2' 2007

Видання засновано Харківським державним політехнічним університетом у 1998 році  
(з листопада 2000 р. – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут»)

## Держвидання

Свідоцтво Міністерства інформації України  
КВ № 3427 від 18.08.98 р.

## РЕДАКЦІЙНА КОЛЕГІЯ

### Головний редактор

Л.Л. Товажнянський,  
д-р техн. наук, проф., НТУ «ХПИ», Харків

### Відпов. ідальний секретар

К.О. Горбунов,  
к-т техн. наук, доц., НТУ «ХПИ», Харків

### ЧЛЕНИ РЕДКОЛЕГІЇ

В.П. Мешалкін, д-р техн. наук, проф.,  
член-кор. РАН РХТУ Москва (Росія)  
Д.Б. Ферст, ВА, директор,  
UMIST Манчестер (Великобританія)  
И. Клемеш, PhD, DSc (Hon), керівник проєктами,  
п. доцент, UMIST Манчестер (Великобританія)  
В. Пешу, PhD, проф., ун-т POLITEHNICA  
Букарест (Румунія)  
П. Стехлік, PhD, проф., VUT Брно (Чехія)  
О.Б. Анішко, д-р техн. наук, проф.  
Б.О. Левченко, д-р техн. наук, проф.  
Е.Г. Брагута, д-р техн. наук, проф.  
В.М. Кашинос, д-р техн. наук, проф.  
Є.І. Сокіл, д-р техн. наук, проф.  
О.П. Ковтуненко, д-р техн. наук, проф.  
П.А. Качанов, д-р техн. наук, проф.  
В.Г. Павлівський, д-р техн. наук, проф.  
В.А. Мєлдрєнко, д-р техн. наук, проф.  
Д.Ф. Сибірський, д-р техн. наук, проф.  
С.В. Яковлев, д-р ф.-мат. наук, проф.  
Ю.М. Машевітій, акад. НАН України  
П.О. Капустенко, акад. Академії будівництва України

### АДРЕСА РЕДКОЛЕГІЇ

61002, Харків, вул. Фрунзе, 21  
Тел. 70-76-958

## ЗМІСТ

### ЕНЕРГЕТИКА ТЕПЛОТЕХНОЛОГІЇ ТА ЕНЕРГОЗБЕРЕЖЕННЯ

- Товажнянский Л.Л., Капустенко П.А., Ульев Л.М.,  
Болдырев С.А.*  
Определение энергосберегающего потенциала  
на действующих предприятиях производства жиров 3
- Товажнянский Л.Л., Ведь В.Е., Ульев Л.М.*  
Энергоэффективное решение проблем добычи  
и транспорта высоковязкой нефти организацией  
направленных тепловых потоков 13
- Маляренко В.А., Яковлев А.И.*  
Возобновляемые энергоресурсы –  
основа альтернативной энергетики 19
- Болдырев С.А.*  
Методы энергосбережения в сахарной промышленности  
(обзор) 28
- Качан Ю.Г., Баташова Н.А.*  
Об оценке тепловой мощности систем отопления 34
- Губинский М.В., Усенко А.Ю., Шевченко Г.Л., Шишко Ю.В.*  
Оценка эмиссии парниковых газов при использовании  
ископаемых топлив и биомассы 39
- Бухало С.И.*  
Энергосбережение на рынке полиэтиленотерефталата 43
- Хобин В.А., Мазур А.В., Степанов М.Т.*  
Повышение энергетической эффективности тепловых  
процессов пищевых технологий средствами  
гарантирующего управления 48
- ### МОДЕЛЮВАННЯ ПРОЦЕСІВ ПРОМИСЛОВОГО ОБЛАДНАННЯ
- Анішко О.Б., Ермоленко Н.А., Бирюков И.Ю.*  
Влияние годового изменения температуры  
окружающей среды на срок окупаемости  
теплонасосной установки 53
- Баласанян Г.А.*  
Математическое моделирование режимов работы  
интегрированной системы когенерации  
с гелиоколлектором 57

<i>Александров Е.Е., Пидашов В.В.</i> Влияние гусеницы на динамику транспортной машины	64	<i>Щедролосев А.В.</i> Оптимизация производительности и времени выгрузки грузовых насосов на танкерах-продуктовозах	117
<i>Александров Е.Е., Сладких С.А., Пидашов В.В.</i> Имитационное моделирование возмущенного движения замкнутой системы наведения танкового зенитного пулемёта	69	<i>Мазницкая О.В., Оксанич А.П., Орел В.И.</i> Особенности ректификационной очистки $AsCl_3$	121
<i>Качан Ю.Г., Николенко А.В., Степкин В.В.</i> Моделирование процесса нагрева металла в методической печи	74	<i>Воронин С.Е., Долгополов В.Г., Костенко И.В., Курцев С.Н., Скрипкин Н.Р., Федянин А.В.</i> Об увеличении производительности дробеструйной камеры всасывающего типа	125
<i>Анипко О.Б., Рикунев О.М.</i> Модель поражения цели с заданной вероятностью автоматической пушкой 2А42	78	<i>Вакуленко В.В., Кроленко А.И., Ширня И.В., Скрипкин Н.Р., Кривохижа С.В., Жаров В.А.</i> Влияние конструктивных факторов на энергоёмкость узлов механизмов зарядания	133
<b>ІНТЕГРОВАНІ ТЕХНОЛОГІИ ПРОМИСЛОВОСТІ</b>		<i>Кузьминский В.А., Жменько Р.В., Чучмарь И.Д., Зарянов В.А., Веретенников А.И.</i> Стендовые испытания силовых установок колесной бронетехники	140
<i>Капустенко П.А., Демирский А.В., Хавин Г.Л.</i> Применение пластинчатых и спиральных теплообменников на стадии разваривания и осахаривания в спиртовом производстве	84	<i>Раковская Н.Х.</i> О применении гидравлической подвески у многоосных безбалансирных агрегатов	146
<i>Анипко О.Б., Иленко Е.Ю.</i> Прогнозирование $\gamma$ -процентного ресурса вертолетного двигателя на основании данных эксплуатации	89	<i>Товажнянский Л.Л., Капустенко П.А., Бухкало С.И., Перевертайленко А.Ю.</i> Особенности процесса пастеризации молока и молокопродуктов в пластинчатых теплообменных аппаратах	149
<i>Анипко О.Б., Баулин Д.С., Бирюков И.Ю.</i> Влияние длительности хранения боеприпасов на баллистические характеристики стрелкового оружия	97	<b>СИСТЕМИ УПРАВЛІННЯ ТА ОБРОБКИ ІНФОРМАЦІЇ</b>	
<i>Климов В.Ф., Бусяк Ю.М., Магерамов Л.К.-А., Анипко О.Б., Колбасов А.Н., Кудреватых Д.Н.</i> К вопросу исследований работы системы очистки воздуха в зимний период эксплуатации	101	<i>Бурдо О.Г., Светлічний П.І., Мординський В.П., Сталімбовська Г.С.</i> Енергетична програма навчального закладу	155
<i>Кудров В.М., Чучмарь И.Д., Возгрин Ю.В., Лазурко А.В., Бобер А.В.</i> Исследования процесса теплообмена теплорассеивающих устройств (радиаторов)	106	<i>Качанов П.А., Зуев А.А.</i> Методы расчета позиции и ориентации наблюдателя в системах визуализации тренажерных комплексов	159
<i>Білонога Ю.Л., Білонога Д.М.</i> Аналіз значень параметрів оптимізації на прикладі екстрагування органопрепаратів і препаратів рослинного походження	111	Анотаційний зміст	163

Інтегровані технології та енергозбереження // Щоквартальний науково-практичний журнал. – Харків: НТУ "ХПІ", 2007. – № 2. – 165 с.

Збірник наукових та науково-практичних статей з питань енергозбереження та сучасних технологій різноманітних галузей промисловості.

УДК 621:664(076)

Товажнянский Л.Л., Капустенко П.А., Ульянов Л.М., Болдырев С.А.

## ОПРЕДЕЛЕНИЕ ЭНЕРГОСБЕРЕГАЮЩЕГО ПОТЕНЦИАЛА НА ДЕЙСТВУЮЩИХ ПРЕДПРИЯТИЯХ ПРОИЗВОДСТВА ЖИРОВ

*Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт»*

### **Введение**

В промышленно развитых странах, вот уже более 20 лет, развиваются и используются энергосберегающие методы интеграции процессов. В промышленности Украины, по различным причинам, системные энергосберегающие методы не применялись, и поэтому удельное энергопотребление здесь в 3–5 раз больше, чем у западных компаний. Пищевая промышленность Украины не является исключением.

Наиболее энергоемкой отраслью пищевой промышленности является масложировая отрасль, на долю которой приходится около 13 % общего объема реализуемой продукции всей пищевой промышленности. Прежде всего, к энергоемким предприятиям масложировой отрасли относятся жировые комбинаты, на которых сосредоточены все технологические линии производства продукции, от приема исходного сырья с железнодорожных цистерн и до отгрузки расфасованной и упакованной коммерческой продукции. Поэтому для увеличения конкурентоспособности отечественных предприятий, и это особенно важно при вхождении Украины во Всемирную торговую организацию, необходимо срочно снижать удельное энергопотребление в промышленности страны.

### **Экстракция потоковых данных**

Обследуемый жиркомбинат был спроектирован и введен в эксплуатацию в 30-х годах прошлого века. Во время проведения энергоаудита на комбинате работали восемь основных технических подразделений и ряд вспомогательных служб. В их число входят маслосливная станция и участок хранения масел и жиров, цех рафинации, участок получения водорода (гидролизерная), участок очистки сточных вод и соапстоков, цеха производства маргарина и майонеза, склады готовой продукции. К отдельному подразделению завода относится и утилитная система, выполняющая функцию снабжения предприятия горячими и холодными утилитами, а также электроэнергией.

Утилитная система включает в себя: котельную, систему пароснабжения и горячего водоснабжения процессов и отопительную систему, электрическую подстанцию и станцию водоснабжения со скважиной, а также систему обеспечения холодом технологических процессов и складов готовой продукции, т.е. аммиачно-компрессорную станцию.

Масло на завод поступает в цистернах, из которых на маслосливной станции сливается и перекачивается в стальные резервуары. Если необходимо, используется размыв застывшего масла в цистернах с помощью горячей струи. Девять резервуаров для хранения масла установлены на специально оборудованной открытой площадке. Масло в резервуарах подогревается мятым паром. Далее масло поступает в цех рафинации (рис. 1).

Рафинация объединяет процессы, основное назначение которых удаление из исходного жира сопутствующих ему веществ и примесей, затрудняющих процесс гидрогенизации и ухудшающих товарное качество саломаса.

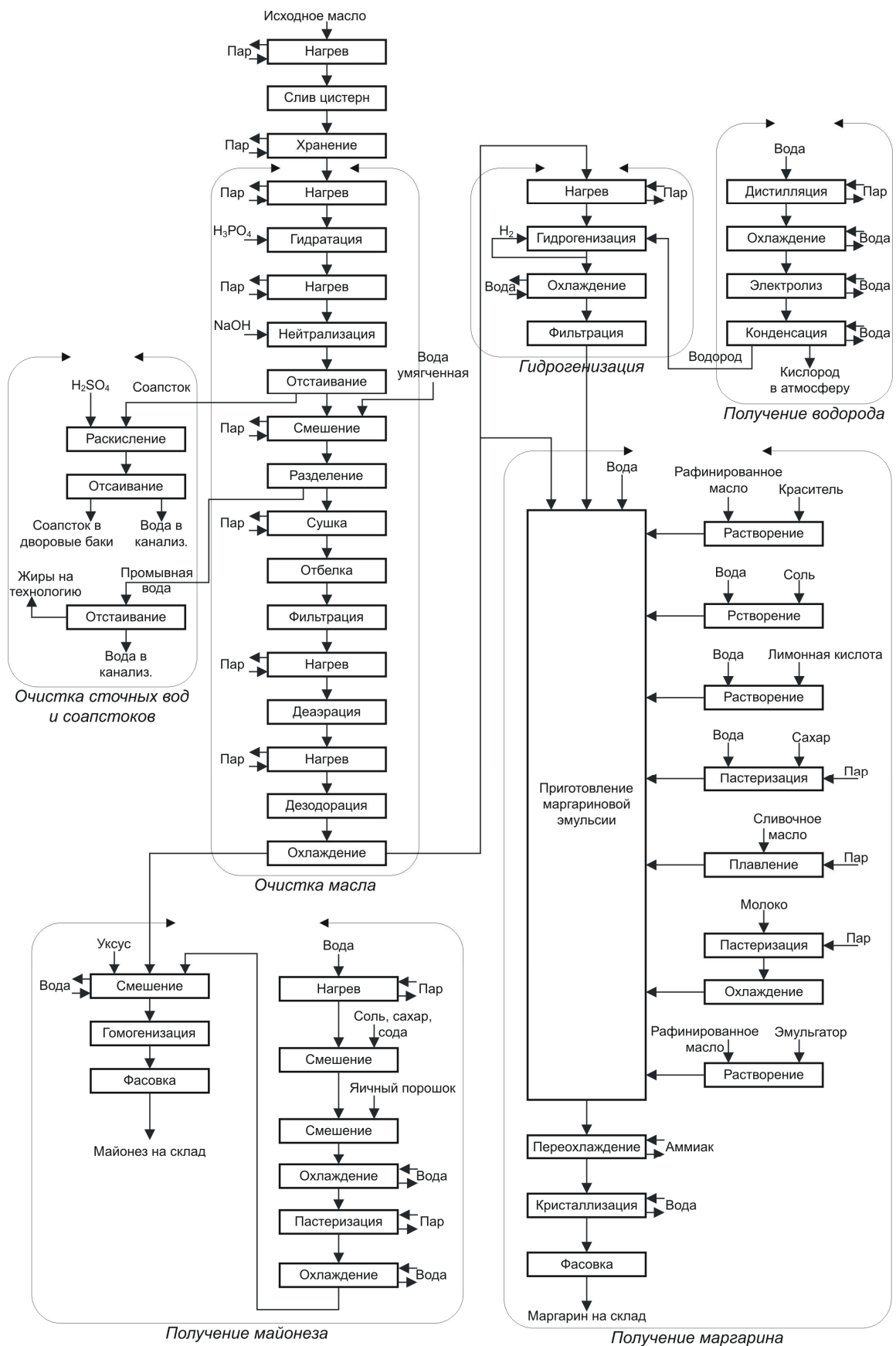


Рисунок 1 – Структурная схема жиркомбината, детализированная на основные технологические операции

Рафинация включает в себя следующие процессы: гидратацию для удаления фосфатидов, щелочную рафинацию для удаления жирных кислот и отбеливание для удаления красящих веществ, удаление одорирующих веществ.

Далее очищенное масло поступает в отделение гидрогенизации (рис. 1). Гидрогенизация состоит из ряда технологических процессов и операций, включающих подготовку маслянистой суспензии катализатора, получение и подготовку водорода; непрерывное или периодическое гидрирование в батарее из автоклавов, отделение катализатора от гидрированного жира или саломаса. Затем полученный саломас поступает в хранилище. Из хранилища саломас подается в емкости маргаринового цеха.

Производство маргарина включает процессы подготовительного отделения: пастеризацию молока и раствора сахара. Затем саломас, растительное масло, сливочное масло, молоко, растворы лимонной кислоты, соли, сахара, красителя, эмульгатора подают в смеситель. После смешения однородная масса поступает на венторы и кристаллизаторы, где проходит ее медленная кристаллизация. На выходе из кристаллизаторов эмульсия представляет собой готовый продукт, который фасуется и отправляется на склад.

Очищенное масло также используется при производстве майонеза. Для производства майонеза в емкость набирают рассчитанное количество воды и подогревают ее до 30–40 °С. Затем воду подают в аппарат с мешалкой и добавляют сухое молоко, соль, сахар и соду. Полученную смесь нагревают до 90–95 °С и пастеризуют 20–25 минут. Нагрев ведут подачей пара в рубашку аппарата. После пастеризации смесь подают в другой смеситель и охлаждают водой до 60–65 °С, после чего добавляют яичный порошок. При постоянном перемешивании и температуре 60–65 °С снова проводят пастеризацию. Пастеризованную пасту охлаждают до 30–35 °С и подают в смесители для получения грубой эмульсии. В эти же смесители подается рафинированное масло и уксусная кислота. При постоянном перемешивании грубую эмульсию охлаждают водой до 20–25 °С. Охлажденную грубую эмульсию подают в гомогенизатор. Из гомогенизатора готовый майонез передают на фасовку и затем на склад готовой продукции.

При выполнении теплоэнергетической интеграции процессов на жиркомбинате нельзя не заметить то, что один из технологических потоков обладает некоторым дуализмом в смысле его интеграции. Действительно, поток пара высокого давления на парорезекторные блоки можно рассматривать как исключительно технологический поток, с помощью которого создается вакуум в технологических аппаратах. И, в то же время, этот поток создается в утилитной системе завода за счет сжигания природного газа в котлах, т.е. его можно рассматривать как горячую утилиту, а не как технологическую нагрузку на утилитную систему. Ниже мы остановимся на этом подробнее.

Из результатов измерения расходов оборотной воды на всех секциях парорезекторных блоков и ее измерений температуры до и после блоков было рассчитано потребление пара высокого давления на этих блоках.

С помощью аналогичных измерений было определено потребление пара технологическими процессами в цехах завода (таблица 1).

Итак, мы видим, что основные потребители тепловой энергии используют 11.7 тонны пара в час, что эквивалентно их общей мощности, равной ~ 8572.16 кВт. Это значит, что от утилитной системы в течение года потребляется ~ 64 500 Гкал. Если принять во внимание, что к.п.д. утилитной системы составляет величины ~ 70 %, то для производства такого количества тепловой энергии необходимо сжечь в топках котлов 11 528 тыс. м<sup>3</sup> природного газа.

Таблица 1 – Энергетическая мощность основных теплоиспользующих объектов предприятия

№	Потребители пара	Количество, т/ч	Количество, кВт
1	Резервуары для хранения жиров	1,60	1000,00
2	Технологический процесс	2,49	1855,52
3	Пароэжекторные блоки периодических процессов	3,92	3072,67
4	Пароэжекторные блоки непрерывной дезодорации	2,13	1676,00
5	Прочие потребители	0,6	374,70
6	На электролизерную	0,95	593,28
	<b>Всего</b>	<b>11,7</b>	<b>8572,16</b>

Стоимость газа для комбината в настоящее время составляет значение ~ 680 грн. за 1000 м<sup>3</sup> природного газа, и, следовательно за потребляемый указанными объектами в течение года газ предприятие платит 7.84 млн грн. или 1.55 млн. дол. США.

Потребление пара пароэжекторными блоками составляет величину ~ 6.07 т/ч или 52 % от всего вырабатываемого пара. За год на создание вакуума в дезодорирующих линиях тратится 29 180 Гкал. тепловой энергии, для чего необходимо сжечь 5217 тыс. м<sup>3</sup> природного газа общей стоимостью 3.55 млн. грн. или 700 тыс. дол. США.

Обследование технологических процессов на заводе позволило определить двадцать один технологический поток, которые могут быть включены в теплоэнергетическую интеграцию, свойства которых собраны в таблицу потоковых данных (таблица 2).

А сейчас перейдем к рассмотрению потоковых данных, экстрагированных из технологических процессов предприятия, и анализировать мы их будем с помощью методов интеграции процессов.

В связи со столь большим потреблением тепловой энергии в пароэжекторных блоках рассмотрим сначала систему технологических потоков, в которой будет отсутствовать поток пара, использующийся для создания вакуума. Но для учета мощности этого потока необходимо включить в исследуемую систему потоков предприятия поток оборотной воды, применяемый для охлаждения и конденсации пара.

Заметим, что во время обследования теплоэнергетической системы технологических процессов завода обнаружили только один рекуперативный теплообменник, в котором подогревается отфильтрованное масло, поступающее на непрерывную дезодорацию. Подогревается это – поток масла дезодорированным маслом с колонны Alfa Laval. Измерения температур теплоносителей в теплообменном аппарате позволило определить мощность рекуперации в этом теплообменном аппарате, которая равна 193.7 кВт.

### **Определение энергосберегающего потенциала**

Используя технологические данные из таблицы 2, построим на энтальпийно-температурной диаграмме горячую и холодную составные кривые выбранной системы технологических потоков, и далее разместим их таким образом, чтобы интервал перекрытия между ними составил величину в 193.7 кВт (рис. 2).

Составные кривые показывают значения тепловой мощности, которую возможно отвести от системы горячих потоков – 1748.5 кВт и мощности, которую необходимо подвести к холодным потокам для выполнения процессов переработки жиров.

Таблица 2 – Поточковые данные технологических потоков, которые используются для определения энергосберегающего потенциала с учетом работы ПЭБ

№	Название потока	Тип	$T_s$ , °C	$T_T$ , °C	$G$ , т/ч	$C$ , кДж/(кг·K)	$r$ , кДж/кг	$CP$ , кВт/К	$\Delta H$ , кВт	$\alpha$ , кВт/(м <sup>2</sup> ·K)
1	Дезодорированное масло (непр.)	гор	192	69	4,7	2,090		2,729	335,62	0,6
2	Дезодорированное масло (периодич.)	гор	210	60	3	2,100		1,750	262,50	0,6
3	ПЭБ непр. дезодорации: <i>охлаждение паров</i>	гор	260	171	2,13	2,279		1,346	119,78	0,1
	<i>конденсация паров</i>	гор	171	171	2,13		2045,3		1208,0	8
	<i>охлаждение конденсата</i>	гор	171	32	2,13	4,241		2,505	348,17	2
4	ПЭБ периодич. процессов: <i>охлаждение пара</i>	гор	260	171	3,92	2,279		2,482	220,89	0,1
	<i>конденсация паров</i>	гор	171	171	3,92		2045,3		2227,8	8
	<i>охлаждение конденсата</i>	гор	171	36	3,92	4,243		4,621	623,90	2
5	Скрубберное масло	гор	85	25	0,5	2,070		0,288	17,25	0,6
6	Охлаждение молока	гор	120	15	1,25	3,949		1,366	143,40	1,5
7	Охлаждение сахарного сиропа	гор	93	35	0,08	3,350		0,078	4,53	1
8	Саломас перед фильтрацией	гор	195	93	3,5	2,100		2,042	208,25	0,5
9	Охлаждение аммиака	гор	125	23	1,95	2,608		1,413	144,08	0,1
	Конденсация аммиака	гор	23	23	1,95		1168		632,7	7
10	Исходное масло на рафинацию	хол	15	50	12,5	1,850		6,424	224,83	0,4
11	Гидратированное масло	хол	50	90	12,5	2,030		7,049	281,94	0,5
12	Щелочь для нейтрализации	хол	20	90	0,21	4,000		0,232	16,24	1
13	Вода на промывку	хол	20	90	3,13	4,000		3,472	243,06	2
14	Подогрев масла перед сепаратором	хол	80	90	12,5	2,050		7,118	71,18	0,5
	Подогрев воды перед сепаратором	хол	80	90	3,13	4,200		3,646	36,46	0,2
15	Масло на непрерывную дезодорацию	хол	70	192	4,7	2,080		2,716	331,30	0,5
16	Масло на периодическую дезодорацию	хол	60	210	3	2,100		1,750	262,50	0,5
17	Пастеризация молока	хол	26	120	1,25	3,949		1,366	128,38	2
18	Пастеризация сахарного сиропа	хол	25	93	0,08	3,350		0,078	5,32	1,5
19	Масло в 1-й автоклав	хол	70	150	3,5	2,080		2,022	161,78	0,5
20	Масло во 2-й автоклав	хол	150	170	3,5	2,110		2,051	41,03	0,5
21	Масло в 3-й автоклав	хол	170	195	3,5	2,120		2,061	51,53	0,5

Для проведения этих процессов необходима мощность  $\sim 6604.2$  кВт, но это не значит, что вся эта мощность должна быть получена от утилитной системы установки, в данном случае – котлов котельной и Джоулева подогрева термического масла на колонне непрерывной дезодорации. Часть энергии может быть рекуперирована с помощью системы теплообмена между холодными и горячими потоками. Величину мощности, существующей в настоящее время, и показывает перекрытие кривых (рис. 2). Это значение на диаграмме кривых равно  $\sim 193.7$  кВт. Наименьшее расстояние между кривыми по оси ординат – температурной оси показывается областью пинча выбранной системы технологических потоков. В нашем случае на действующей установке пинч показывается на температурах:  $T_{гор} = 173$  °С и  $T_{хол} = 20$  °С. Разность температур в области пинча равна  $\Delta T_{min} = 153$  °С. Эта разность была бы минимальной между теплоносителями в теплообменном оборудовании, если бы выполнялись условия вертикального теплообмена [1], но в настоящее время в теплообменной системе установки вся мощность рекуперированной тепловой энергии передается через пинч, что отчетливо видно при изображении теплообменных связей между горячими и холодными технологическими потоками на графике составных кривых (рис. 2), поэтому на теплообменном аппарате наблюдаются разности температур между теплоносителями меньше, чем  $\Delta T_{min}$ . Перекрестный теплообмен, наблюдаемый в существующей теплообменной сети завода, приводит к значительному завышению площади поверхности теплообмена в теплообменных сетях [1].

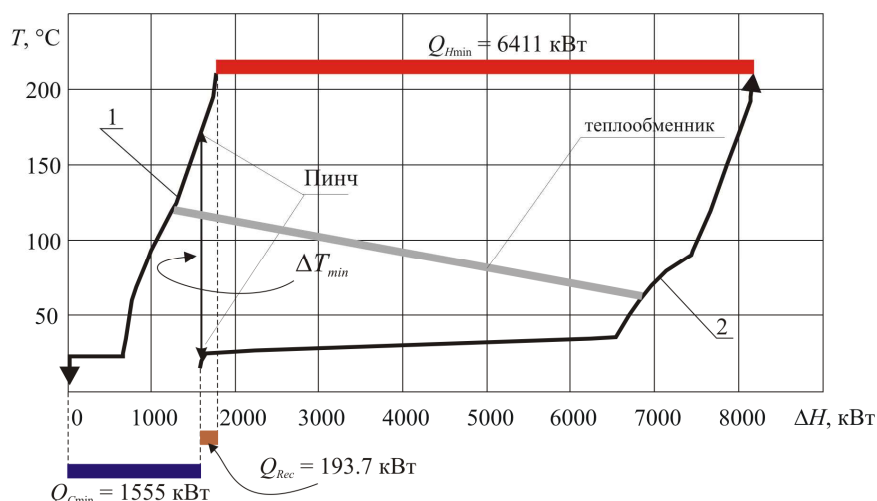


Рисунок 2 – Составные кривые процессов переработки жиров на ХЖК для существующей в настоящее время теплоэнергетической системы с потоком пара на пароэжекторные блоки, включенным как утилитой: 1 – составная кривая горячих потоков; 2 – составная кривая холодных потоков;  $Q_{Hmin}$ ,  $Q_{Cmin}$ ,  $Q_{Rec}$  – потребление мощности горячих утилит, холодных утилит и мощность рекуперации

При построении составных кривых (рис. 2) мы учитывали поток пара на пароэжекторные блоки как горячую утилитой для того, чтобы определить общую величину горячих утилит, которые необходимо произвести для осуществления процессов переработки жиров. Мы отчетливо видим на рисунке, что основная мощность горячих утилит идет на нагрев оборотной воды конденсирующей пар.

Для того, чтобы определить энергосберегающий потенциал, доступный при теплоэнергетическом объединении процессов завода, построим составные кривые процессов на основе потоковых данных, включающих поток пара на пароэжекторные блоки как технологический поток.



В рассматриваемом случае используем два новых горячих потока. Это потоки пара на парожетторные блоки непрерывной (ПЭБ) дезодорации и периодической дезодорации. Используя технологические данные из таблицы 2, построим на энтальпийно-температурной диаграмме горячую и холодную составные кривые выбранной системы технологических потоков, и далее разместим их таким образом, чтобы интервал перекрытия между ними составил величину в 193.7 кВт (рис. 3).

Область пинча локализуется на температурах равных значениям: для горячих потоков  $T_{pin} = 210\text{ }^{\circ}\text{C}$ , для холодных –  $15\text{ }^{\circ}\text{C}$ , т.е.  $\Delta T_{min} = 195\text{ }^{\circ}\text{C}$ .

Проекция горячей составной кривой на ось потоковой энтальпии составляет значение, равное 6499.7 кВт, это означает, от горячих потоков необходимо отводить именно такой тепловой поток. Этот поток теплоты может быть рекуперирован, а в существующей теплоэнергетической системе предприятия рекуперируется только 193.7 кВт, и то с переносом теплоты через пинч, т.е. посредством теплообменной системы энергия переносится от горящих утилит к холодным (рис. 3).

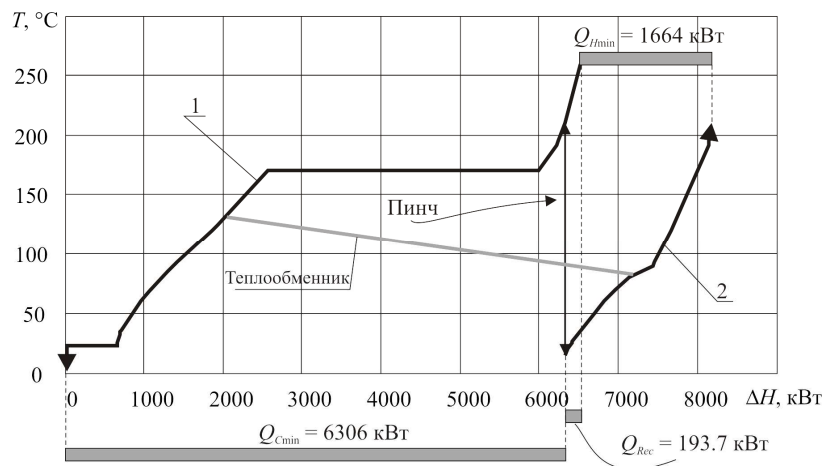


Рисунок 3 – Составные кривые процессов переработки жиров на ХЖК для существующей в настоящее время теплоэнергетической системы с потоками пара на ПЭБ, включенных как технологические потоки: 1 – составная кривая горячих потоков; 2 – составная кривая холодных потоков;  $Q_{Hmin}$ ,  $Q_{Cmin}$ ,  $Q_{Rec}$  – потребление мощности горячих утилит, холодных утилит и мощность рекуперации

Проекция холодной составной кривой показывает, что для проведения процессов переработки жиров необходимо обеспечить тепловой поток к холодным технологическим потокам завода равный величине 1857.7 кВт. Составные кривые для рассматриваемого случая потоковых данных показывают, что непосредственно технологический процесс потребляет 1664 кВт тепловой энергии от утилитной системы вследствие того, что часть энергии холодными потоками рекуперируется (рис. 3). Пересчитывая стоимость газа для предприятия в стоимость тепловой энергии, получаем, что 1 кВт-год стоит  $CH = 127\text{ \$}$ . С учетом к.п.д. утилитной системы, получаем, что стоимость энергии для проведения процесса в течение года равна 211 тыс. дол. США.

В качестве холодной утилиты на предприятии используется оборотная вода, которая и отводит от процессов тепловую мощность, равную 6306 кВт.

Удельная стоимость холодных утилит для предприятий Украины, как правило, составляет 10 % от стоимости горячих утилит [2], т.е. 1 кВт-год холодных утилит стоит  $CC = 12.7\text{ \$}$ . Это значит, что в настоящее время предприятие в течение года платит за холодные утилиты, используемые в процессах переработки жиров, 80 тыс. дол. США.

Следовательно, стоимость утилит для проведения процессов на заводе обходится в сумму 291 тыс. дол. США. Здесь необходимо помнить, что поток пара на ПЭБ мы учитывали как горячий технологический поток, т.е. поток, который требует охлаждения.

Составные кривые, приведенные на рисунке 3, показывают, что рассматриваемая задача определения энергосберегающего потенциала предприятия и задача составления пинч-проекта реконструкции для системы теплообмена относятся к так называемым пороговым задачам. Поэтому в данном случае нам даже нет необходимости определять оптимальное значение минимальной разности температур в системе теплообмена для построения составных кривых, которые будут соответствовать оптимальной по приведенной стоимости системе теплообмена между холодными и горячими потоками. Для этого мы просто построим кривые так, чтобы горячая утилита была равна нулю при наибольших возможных при этом движущих силах теплопередачи, что заведомо будет минимизировать теплообменную поверхность. Этим условиям удовлетворяют кривые, показанные на рисунке 4. В этом случае  $\Delta T_{\min} = 39\text{ }^{\circ}\text{C}$ .

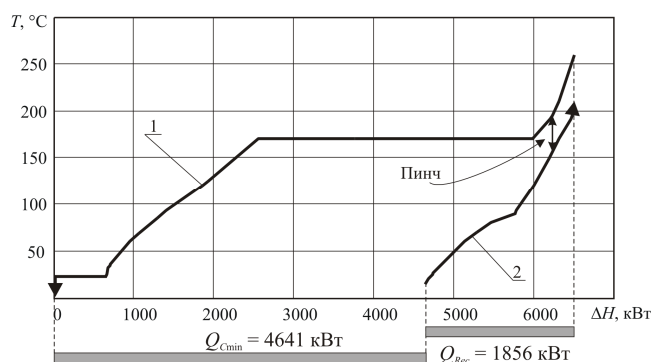


Рисунок 4 – Составные кривые процессов переработки жиров на ХЖК для предлагаемой теплоэнергетической системы с потоками пара на ПЭБ, включенным как технологические потоки:

1 – составная кривая горячих потоков; 2 – составная кривая холодных потоков;  $Q_{Cmin}$ ,  $Q_{Rec}$  – потребление мощности горячих утилит, холодных утилит и мощность рекуперации

Здесь мы видим, что  $Q_{Hmin} = 0$ , мощность рекуперации тепловой энергии, составляет значение, равное 1856 кВт, а необходимое значение холодных утилит равно 4641 кВт, т.е. принимая во внимание указанную выше стоимость холодных утилит, непосредственное проведение процесса переработки жиров предприятию обойдется в этом случае в 59 тыс. дол. США, вместо 291 тыс. дол. США до реконструкции. Стоимость утилит для проведения процессов уменьшится почти в 5 раз. Совершенно понятно, что за все необходимо платить, и платой в нашем случае будет установка дополнительной теплообменной поверхности, т.е. капитальные затраты.

Составные кривые содержат достаточно информации для определения этих затрат еще до разработки самого проекта реконструкции теплоэнергетической системы.

Нам известны начальные и конечные температуры технологических потоков, их тепловые нагрузки и, как правило, известны характерные коэффициенты теплоотдачи для каждого из потоков в теплообменном оборудовании. Применяя аппарат составных кривых, мы можем достаточно точно оценить необходимую площадь поверхности теплообмена для проектируемого или реконструируемого процесса. Для этого мы по выполненным измерениям оценили коэффициенты теплоотдачи для каждого технологического процесса (табл. 2).

В пинч-анализе также существуют методы определения минимального количества теплообменных аппаратов и их секций [1]. После определения количества тепло-

обменных секций и их поверхности можно оценить стоимость их установки, а значит и общие капитальные затраты. При известной банковской ставке и жизненном цикле предприятия легко вычислить приведенную стоимость капитальных затрат [1]. Приведенная стоимость потребляемой энергии определяется по уже известным значениям утилит  $Q_{Hmin}$  и  $Q_{Cmin}$  (рис. 4), а стоимость теплообменного оборудования выбираем в соответствии с ценами его поставщиков.

Теперь мы можем каждому значению  $\Delta T_{min}$  сопоставить в соответствии приведенную капитальную стоимость и годовую стоимость энергии. При увеличении  $\Delta T_{min}$  уменьшается мощность рекуперации, увеличиваются среднелогарифмические разности температур, что ведет к уменьшению площади поверхности теплообмена и в итоге к уменьшению капитальной приведенной стоимости (рис. 5).

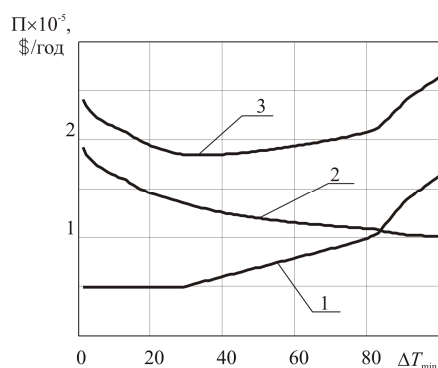


Рисунок 5 – Корректное значение  $\Delta T_{min}$  определяется экономическим компромиссом между конкурирующими зависимостями от минимальных движущих сил теплопередачи в системе теплообмена, приведенной стоимости капитальных вложений – 1 и стоимости внешних энергоносителей – 2, 3 – общая приведенная стоимость проекта

В то же время стоимость потребленной энергии будет расти с увеличением  $\Delta T_{min}$ . Общая приведенная стоимость проекта теплообменной системы процесса формируется этими двумя конкурирующими величинами и в результате является немонотонной функцией  $\Delta T_{min}$  (рис. 5), и  $\Delta T_{min}^{opt}$  определяется при минимальном значении приведенной стоимости проекта.

Приведенные стоимостные кривые (рис. 5) показывают нам значение оптимальной величины минимальной разности температур, которая должна наблюдаться в проекте реконструкции, и она равна  $\Delta T_{min} = 39$  °С, т.е. совпадает с разностью, которую мы определили, исходя из порогового характера пинч-задачи.

Стоимостные кривые совместно с составными кривыми технологических потоков позволяют построить диаграммы для определения величин  $\Delta T_{min}$ , величины инвестиций в дополнительную к существующей площади поверхности теплообмена и срока окупаемости предлагаемого проекта (рис. 6).

Мы опять здесь видим, что задача энергосберегающей реконструкции жиркомбината имеет пороговый характер, т.е. при превышении некоторого значения инвестиций годовая экономия перестает увеличиваться (рис. 6). Данный порог соответствует капвложениям в 90 тыс. дол. США, срок окупаемости данных инвестиций составит ~ 0.25 года или три месяца. Минимальная разность температур между теплоносителями на теплообменных аппаратах вблизи порогового значения энергопотребления несколько превышает величину  $\Delta T_{min} = 39$  °С.

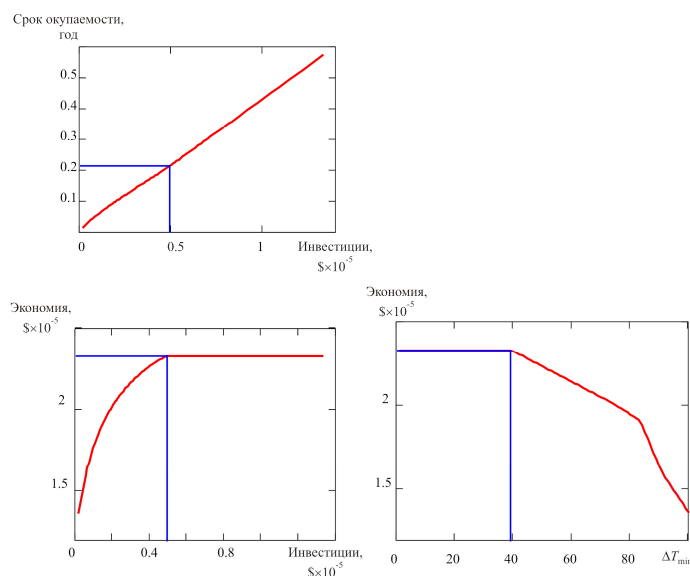


Рисунок 6 – Функциональная связь между значениями величины  $\Delta T_{\min}$ , сроком окупаемости, капитальными вложениями и величиной годовой экономии средств

### Заключение

Экономический потенциал энергосбережения, доступный интеграции процессов обследованного жиркомбината, равен 232 тыс. дол. США, что составляет 76 % стоимости энергии, потребляемой в процессе производства жиров без рассмотрения остальных потребителей, и 15 % стоимости энергии, потребляемой всем заводом.

### Благодарности

Работа выполнена при финансовой поддержке Европейской Комиссии (Проект SHERHPA, контракт No COLL-CT-2004-500229).

### Литература

1. Смит Р., Клемеш Й., Товажнянский Л.Л., Капустенко П.А., Ульев Л.М. Основы интеграции тепловых процессов. Харьков: ХГПУ. 2000. – 457 с.
2. Капустенко П.А., Кузин А.К., Макаровский Е.Л., Товажнянский Л.Л., Ульев Л.М., Черная Е.Б. Альтернативная энергетика и энергосбережение: современное состояние и перспективы: Харьков. ООО Издательский дом «Вокруг цвета». 2004. – 312 с.

### Bibliography (transliterated)

1. Smit R., Klemesh Y., Tovazhnyanskiy L.L., Kapustenko P.A., Ulev L.M. Osnovy integratsii teplovyih protsessov. Harkov: HGPU. 2000. – 457 p.
2. Kapustenko P.A., Kuzin A.K., Makarovskiy E.L., Tovazhnyanskiy L.L., Ulev L.M., Chernaya E.B. Alternativnaya energetika i energosberezhenie: sovremennoe sostoyanie i perspektivyi: Harkov. ООО Izdatelskiy dom «Vokrug tsveta». 2004. – 312 p.

УДК 621:664(076)

Товажнянский Л.Л., Капустенко П.О., Ульев Л.М., Болдирев С.О.

**ВИЗНАЧЕННЯ ЕНЕРГОЗБЕРІГАЮЧОГО ПОТЕНЦІАЛУ  
НА ДІЮЧИХ ПІДПРИЄМСТВАХ ВИРОБНИЦТВА ЖИРІВ**

У роботі показано, що економічний потенціал енергозбереження, доступний інтеграції процесів обстеженого жиркомбіната, дорівнює 232 тис. дол. США, що становить 76 % вартості енергії, споживаної в процесі виробництва жирів без розгляду інших споживачів, і 15 % вартості енергії, споживаної всім заводом.

УДК 622.276.6

Товажнянский Л.Л., Ведь В.Е., Ульев Л.М.

## ЭНЕРГОЭФФЕКТИВНОЕ РЕШЕНИЕ ПРОБЛЕМ ДОБЫЧИ И ТРАНСПОРТА ВЫСОКОВЯЗКОЙ НЕФТИ ОРГАНИЗАЦИЕЙ НАПРАВЛЕННЫХ ТЕПЛОВЫХ ПОТОКОВ

Нефть, добываемая из недр Земли, имеет сложный и неоднородный состав, характеризующийся наличием структурно растворенных органического и неорганического происхождения соединений, воды и механических примесей [1]. Органические соединения, содержащиеся в нефти, определяют ее основные реологические свойства и являются причиной серьезных технологических осложнений, связанных с добычей и транспортом нефти.

Если рассматривать течение нефти в скважинах от забоя до устья при ее добыче то этот процесс сопровождается изменением термодинамических условий, в частности, существенным снижением температуры. При добыче высоковязких и парафинистых нефтей уменьшение температуры вызывает ряд существенных трудностей, поскольку значительно увеличивается вязкость и уменьшается текучесть нефтей, особенно обладающих неньютоновскими свойствами. При эксплуатации месторождений с высоким содержанием парафинов в нефти в скважине, когда температура в ней становится ниже температуры кристаллизации парафинов, на стенках насосно-компрессорных труб (НКТ), по которым течет нефть, формируются асфальто-смолопарафиновые отложения, рост которых приводит к уменьшению внутреннего сечения НКТ и, как следствие, к резкому снижению дебита скважин или их закупорке.

Для того чтобы устранить или, хотя бы, уменьшить влияние описанных осложнений, применяют различные методы: паротепловую обработку НКТ; термохимическое воздействие на пласты нефти в забоях; нагрев глубинными электронагревателями, спускаемыми во внутрь НКТ и рядом с ними; введение ингибиторов парафиноотложений; закачку разбавителей и так далее. Эти методы позволяют снизить вязкость нефти и увеличить ее теплосодержание, что сдерживает процессы зарастания труб и положительно влияет на процесс добычи нефти. Но, как правило, все известные методы или очень дорогостоящие или экологически небезопасны. Кроме того им присущ непродолжительный эффект воздействия на процесс интенсификации добычи.

Нами предложен новый метод нагрева нефти через тело НКТ в скважинах при ее добыче за счет специально разработанных керамических нагревателей и приемов организации направленной передачи тепла [2–4].

Керамические нагреватели представляют собой (рис. 1) тонкопрофильную конструкцию, теплопередающая поверхность которой повторяет поверхность нагреваемых объектов, в данном случае НКТ. В объеме нагревателей на расстоянии в 2 мм от теплоотдающей поверхности монослойно расположены резистивные элементы, отслеживающие поверхность теплоотдачи. Тепловыделяющая (внутренняя) поверхность нагревателей также повторяет внешнюю поверхность нагреваемой поверхности труб. С целью снижения количества тепла, выделяемого внешней поверхностью нагревателя в инфракрасной области, на нее нанесено разработанное нами теплоотражающее покрытие.

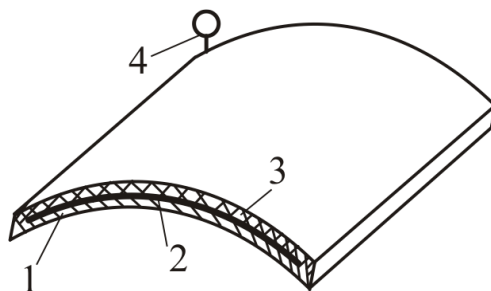


Рисунок 1 – Разрез поперечного сечения керамического нагревателя, обеспечивающего передачу тепла теплопроводностью объектам цилиндрической формы:  
 1 – слой керамики с высокой теплопроводностью; 2 – резистивный элемент;  
 3 – теплоизолирующий слой керамики; 4 – токовывод

Для реализации процесса наиболее полной передачи тепла путем обеспечения радиально направленного теплового потока от поверхности труб и с целью минимизации термических сопротивлений в теплопередающей системе «нагреватель-НКТ-нефть» керамические нагреватели приклеиваются к НКТ специально разработанными высокотемпературными теплопроводящими клеями.

Передача необходимой тепловой мощности потоку нефти обеспечивается компоновкой нагревателей в блоки, которые образуют на трубах участки заданной протяженности, чем достигается увеличение тепловыделяющей поверхности и снижение температуры на самих нагревателях.

Нагреватели, смонтированные на НКТ в блоки, подвергаются тепло-, гидро-, нефте-, электроизоляции по предложенной технологии так, чтобы суммарная толщина нагревателей и изоляции не превышала 10 мм увеличения радиуса труб. Причем, теплоизолирующее покрытие включает в себя и теплоотражающую высокотемпературную краску, нанесенную непрерывным слоем.

Таким образом, нагрев нефтепродуктов с помощью разработанных электрических нагревателей при организации описанных приемов направленной передачи тепла, имеет существенную особенность, которая заключается в том, что практически вся мощность, выделяемая нагревательным элементом в виде тепловой энергии, обязательно отводится от него посредством кондуктивного, конвективного или лучистого теплообмена в заданном радиальном направлении.

Блоки нагревателей размещают на поверхностях НКТ на научно обоснованных, рассчитанных глубинах скважины. Геометрические параметры нагревателей, их электрическая мощность, глубина размещения участков нагрева НКТ в скважинах, количество зон подогрева, расстояние между ними и общая тепловая мощность, подводимая посредством нагревателей к нефти, определяются расчетным путем для каждой скважины исходя из реологических особенностей нефти данного месторождения, скорости ее истечения, физических характеристик скважин, грунтов, которые проходит скважина и др. факторов.

Например, для интенсификации добычи нефти на Лычковском месторождении рассчитаны глубины установки нагревателей на НКТ в скважине (рис. 2), длина участков нагрева и др. параметры (табл. 1), по которым определены эксплуатационные характеристики нагревателей для данных условий и их количество.

Рациональный процесс повышения теплосодержания нефти на участках НКТ, расположенных за зонами подогрева по направлению течения нефти к забою, поддерживается при помощи определения температуры нефти непосредственно на выходе из участков нагрева термодатчиками. Датчики температуры передают информацию на

микропроцессорное устройство, позволяющее изменять подаваемую на нагреватели электрическую мощность по априорно заданному режиму управления нагревом нефти на каждой из зон размещения нагревателей по длине НКТ.

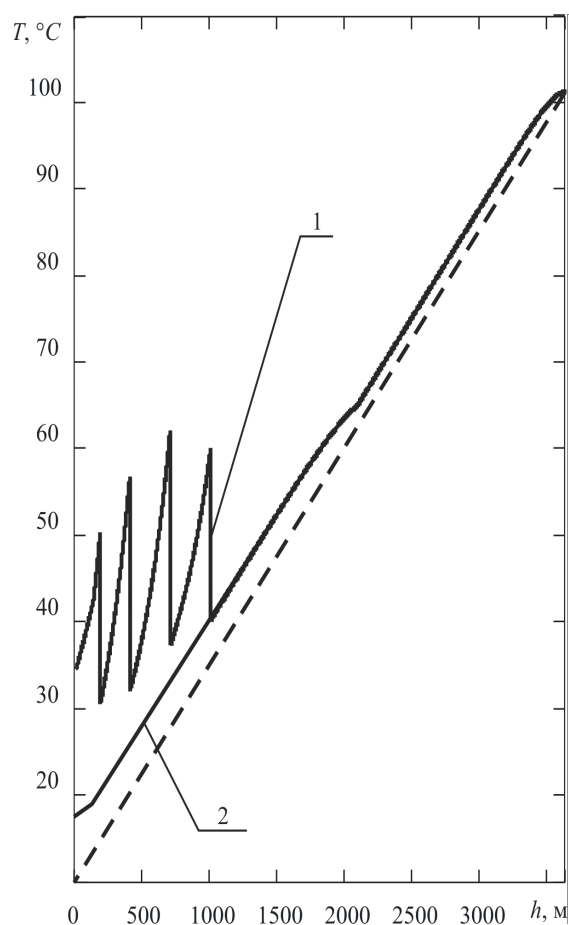


Рисунок 2 – Распределение температуры по глубине скважины  $h$ :

- 1 – распределение среднemasовой температуры нефти в начальном участке обсадной трубы и затем в насосно-компрессорной трубе с четырьмя секциями электрического нагрева;
- 2 – распределение среднemasовой температуры потока нефти в начальном участке обсадной трубы и затем в насосно-компрессорной трубе без дополнительного подогрева;
- штриховая линия – распределение температуры в грунте

Таблица 1 – Основные характеристики участков передачи тепла нефти при помощи электрокерамических нагревателей

№ секции нагрева	Глубина размещения на НКТ, м	Длина участка нагрева, м	Температура нефти на входе, °C	Температура нефти на выходе, °C	Выделяемая мощность, кВт	Удельный тепловой поток, кВт/м <sup>2</sup>
1	1000	4	40	60	3,0	3,4
2	700	4	37	62	3,6	4,2
3	400	4	32	57	3,6	4,2
4	180	4	31	51	3,0	3,4



Срок окупаемости от использования предлагаемого метода термоинтенсификации вместо применения ингибиторов не превышает 3–4 месяцев.

Добытая из недр Земли нефть в дальнейшем должна транспортироваться. При этом транспорт высоковязких и застывающих нефтей по трубопроводам невозможен без применения специальных способов повышения транспортабельных свойств (подогрев, разбавители и т. д.). Для того чтобы устранить или, хотя бы, уменьшить влияние описанных эффектов, применяют различные способы повышения температуры нефти: подогрев трубопроводов для транспорта нефти горячими теплоносителями (в основном, паром), путевой подогрев, смешение с углеводородными растворителями, применение поверхностно активных веществ, различных депрессаторов, полимерных добавок, растворенного газа [5].

За последние годы на западе, в частности в США, разработаны технологии применения тепловых пленок, греющих кабелей, применения теплоизолирующих покрытий. Но, как правило, известные методы являются дорогими.

Нами разработан принципиально новый метод повышения теплосодержания (температуры) нефти в трубопроводах транспорта нефти за счет использования созданного электрического пластинчатого теплообменника.

Процесс полной передачи теплоты к жидкости от нагретых стенок каналов реализуется за счет малой их ширины и хорошего перемешивания. Этот принцип заложен в разработку конструкции электрического пластинчатого теплообменника, который монтируется через фланцевые соединения в разрезы транспортных труб шлейфа.

Поток нефти, текущей по трубам шлейфа, в теплообменнике впускным коллектором разбивается на потоки, которые попадают в узкие каналы с развитой поверхностью теплообмена и гофрированными металлическими стенками. Гофры на стенках каждого канала организованы оппозитно друг другу. Такая геометрия каналов создана для обеспечения условий течения нефти близких к пленочному, турбулизации потока и максимального обтекания нефтью нагретых поверхностей стенок каналов.

Нагрев стенок каналов осуществляется электрическими керамическими нагревателями с чрезвычайно развитыми двумя тепловыделяющими поверхностями, размещаемыми по всей площади стенок со стороны, противоположной течению нефти. Соседние стенки каналов, по которым течет нефть в теплообменнике, прилегают к нагревателям с двух сторон так, что керамические нагреватели передают тепло в два смежных канала. Для организации наиболее эффективного процесса передачи тепла воздушные полости, которые могут быть образованными в межканальном пространстве при размещении нагревателей, заполняют специально созданными высокотемпературными теплопроводящими диэлектрическими композициями.

Керамические нагреватели, повторяющие двумя тепловыделяющими поверхностями внутренние поверхности стенок каналов, размещаются между ними блоками заданной мощности. Коммутация нагревательных элементов в блоки и компоновка токоведущих шин для подключения теплообменника по фазам к сети осуществляется в свободной от нефти верхней секции теплообменника, расположенной над торцами каналов и нагревателей.

Параметры электрических пластинчатых теплообменников зависят от условий их эксплуатации в конкретном трубопроводе и являются расчетными величинами. Теплообменники оснащаются датчиками температур потоков и регуляторами выделяемой мощности нагревательными элементами, которые автоматически управляют заданной температурой потока нефти на выходе из теплообменника.

Также еще не решенной проблемой является слив высоковязкой нефти и нефтепродуктов из железнодорожных цистерн. Это приводит к тому, что транспорт нефти на значительные расстояния в железнодорожных цистернах сопряжен со значительными ее потерями, связанными с остатками нефтепродуктов (которые невозможно слить) в цистернах. Остатки нефтепродуктов представляют собой высоковязкий затвердевший слой, занимающий нижний объем цистерны, достигающий до величины одной трети полезного объема цистерны. Особенно значительные остатки нефтепродуктов в цистернах образуются в зимнее время и в районах с низкой среднегодовой температурой.

Затвердевшие остатки нефтепродуктов представляют собой нефть высокой вязкости, находящуюся в той или иной степени полимеризации, инициируемой соединениями различных примесей, как входящих в состав нефти, так и находящихся на стенках цистерн вследствие недостаточной степени их очистки. Процесс зарастания придонного слоя в цистернах ускоряется в нефти, содержащей повышенное количество парафинов или серы.

Устранение полимеризованных остатков нефтепродуктов в цистернах возможно путем перевода их в жидкотекучее состояние под воздействием температуры или растворителей. Поэтому с целью наиболее полного слива нефтепродуктов из цистерн предложены методы воздействия на полимеризованные слои, например, острым паром. Однако применение известных методов извлечения высоковязких нефтепродуктов из цистерн являются достаточно дорогостоящими или экологически небезопасными.

Нами предложен новый метод и устройство для опорожнения железнодорожных цистерн от остатков высоковязких нефтепродуктов.

Устройство для слива нефти представляет собой блоки электрических керамических нагревателей заданной мощности. Отдельный нагреватель представляет собой плоскую пластину толщиной 4 мм размерами  $(30 \div 65) \times (100 \div 250)$  мм. Поверхность нагревателей и коммутационные провода подвергаются высокотемпературной гидро-, нефте-, электроизоляции. Нагреватели соединены между собой механическими тягами, позволяющими различно ориентировать нагреватели в пространстве. Максимальное сближение нагревателей друг к другу в компактный блок необходимо для того, чтобы свободно переместить их во внутрь цистерны через заливочную горловину.

Устройство для слива нефти состоит из нескольких блоков нагревателей. Вначале на поверхность затвердевшего слоя нефтепродуктов, оставшегося на дне цистерны, через заливочную горловину вертикально опускается электрическое нагревательное устройство, в котором тягами из блочного состояния механически подобно зонту нагреватели переориентируются в плоскость, после чего на него подается электропитание. Выделяемая тепловая мощность нагревательным устройством является достаточной для того, чтобы обеспечить в затвердевшем слое нефтепродуктов цилиндрический объем жидкой нефти, которая сливается.

Затем через заливочную горловину цистерны вводится в одну из ее равноценных получастей следующее электрическое нагревательное устройство в компактной форме. Устройство, которое состоит из значительного количества плоских единичных нагревателей, собранных компактно в блок, размещают на затвердевшем слое нефтепродуктов. Затем механически тягами нагреватели ориентируют в плоскость, занимающую практически площадь от сливного устройства до торцевой стенки цистерны по ширине твердого слоя нефтепродуктов, и подают на них электрическое напряжение. Рассчитанная тепловая мощность нагревательного устройства позволяет за заданное время слить остатки нефтепродуктов и из этой части цистерны.

Аналогичным образом производится очистка от нефтепродуктов из оставшейся части цистерны уже применявшимся для очистки нагревательным устройством или аналогичным.

Нагревательные устройства оснащены термоприемниками, фиксирующими температуры, как нагревателей, так и сливаемой нефти, сигналы от которых передаются на управляющее режимами выделяемой мощности нагревателями микропроцессорное устройство.

Данный принцип организации нагрева может быть использован и для опорожнения заполненных цистерн высоковязкими продуктами органического происхождения.

#### Литература

1. Багиров И.Т. Современные установки первичной переработки нефти. – М.: «Химия», 1974, – 240 с.

2. Ведь В.Е., Лещенко В.А., Гусева Н.И., Верба А.Г. Энергоэффективные нагревательные устройства на основе термостойкой керамики // Інтегровані технології та енергозбереження. – Харків. – НТУ «ХПІ». 2001. – №2. С. 23–27.

3. Товажнянский Л.Л., Ведь В.Е., Гусева Н.И., Верба А.Г. Керамические нагреватели для энергоэффективной направленной передачи тепла. // «Оборудование. Инструмент». – 2006. – № 3. – С. 96–98.

4. Пат. 14356 Україна. МПК<sup>7</sup> E21B 43/00, E21B 37/00. Пристрій для експлуатації свердловини. Пат. 14356 Україна. МПК<sup>7</sup> E21B 43/00, E21B 37/00 / І.Й. Рибчич, Б.Б. Синюк, В.М. Світлицький, В.С. Сливканич, Л.Л. Товажнянський, В.Є. Ведь, Л.М. Ульянов, В.О. Гондель, В.В. Хірний, О.Б. Хоружевський, Є.М. Бантюков; Дочірня компанія «Укргазвидобування» Національної акціонерної компанії «Нафтогаз України». – № 10553; Заявл. 08.11.2005; Опубл. 15.05.2006. – Бюл. № 5.

5. Юкин А.Ф. Управление тепловыми режимами транспорта вязких и застывающих нефтей и нефтепродуктов. Автореферат на соискание ученой степени доктора технических наук. Уфа. – 2004. – 61 с.

#### Bibliography (transliterated)

1. Bagirov I.T. Sovremennyye ustanovki pervichnoy pererabotki nefiti. – M.: «Himiya», 1974, – 240 p.

2. Ved V.E., Leschenko V.A., Guseva N.I., Verba A.G. Energoeffektivnyie nagrevatelnyie ustroystva na osnove termostoykoy keramiki Integrovani tehnologiyi ta energozberezhennya. – Harkiv. – NTU «HPI». 2001. – #2. p. 23–27.

3. Tovazhnyanskiy L.L., Ved V.E., Guseva N.I., Verba A.G. Keramicheskie nagrevateli dlya energoeffektivnoy napravlennoy peredachi tepla. «Oborudovanie. Instrument». – 2006. – # 3. – p. 96–98.

4. Pat. 14356 Ukrayina. MPK<sup>7</sup> E21V 43/00, E21V 37/00. Pristriy dlya ekspluatatsiyi sverdlovini. Pat. 14356 Ukrayina. MPK<sup>7</sup> E21V 43/00, E21V 37/00 / I.Y. Ribchich, B.B. Sinyuk, V.M. Svitlitskiy, V.S. Slivkanich, L.L. Tovazhnyanskiy, V.E. Ved, L.M. UIEv, V.O. Gondel, V.V. Hirniy, O.B. Horuzhevskiy, E.M. Bantyukov; Dochirnya kompaniya «Ukrgazvidobuvannya» Natsionalnoyi aktsionernoymi kompaniyi «Naftogaz Ukrayini». – # 10553; Zayavl. 08.11.2005; Opubl. 15.05.2006. – Byul. # 5.

5. Yukin A.F. Upravlenie teplovymi rezhimami transporta vyazkih i zastyivayuschih neftey i nefteproduktov. Avtoreferat na soiskanie uchenoy stepeni doktora tehnicheskih nauk. Ufa. – 2004. – 61 p.

УДК622.276.6

Товажнянський Л.Л., Ведь В.Є., Ульянов Л.М.

**ЕНЕРГОЕФЕКТИВНЕ РІШЕННЯ ПРОБЛЕМ ВИДОБУТКУ ТА ТРАНСПОРТУ  
ВИСОКОВ'ЯЗКОЇ НАФТИ ОРГАНІЗАЦІЄЮ СПРЯМОВАНИХ ТЕПЛОВИХ  
ПОТОКІВ**

Запропоновано рішення проблем видобутку та транспорту високов'язкої нафти організацією спрямованих теплових потоків завдяки використанню створених керамічних нагрівників нового типу.

УДК 621.311: 502.5

Маляренко В.А., Яковлев А.И.

## **ВОЗОБНОВЛЯЕМЫЕ ЭНЕРГОРЕСУРСЫ – ОСНОВА АЛЬТЕРНАТИВНОЙ ЭНЕРГЕТИКИ**

*Харьковская национальная академия городского хозяйства  
Национальный аэрокосмический университет «ХАИ» им. Н.Е. Жуковского*

В настоящее время более чем половину первичных энергоносителей (газ и нефть) Украина вынуждена закупать в России и Туркменистане. Хорошо известно, что углеводородные энергоресурсы исчерпаемы, и время их эффективной добычи и использования не превышает 30–50 лет. В тоже время, имеет место ярко выраженная тенденция увеличения энергопотребления, в первую очередь, за счет развивающихся стран, например, Китая, Индии, Пакистана и др. В этих условиях только возобновляемая энергетика в состоянии компенсировать существенную часть потребляемой энергии.

Остановимся на общих вопросах и перспективах развития и практического использования возобновляемой энергии для повышения эффективности и экологической чистоты энергоснабжения и энергопотребления. Рассмотрим возобновляемые энергоресурсы солнца, ветра, геотермальные и гидравлические, общий потенциал биомассы в мире и в Украине для получения биогаза и биотоплива как основу будущего альтернативной энергии, а также покажем необходимость подготовки специалистов по нетрадиционной энергетике и энергетическому менеджменту.

Общее мировое потребление первичной энергии во всех ее формах составляет приблизительно  $400 \cdot 10^{18}$  Дж в год, что соответствует 9500 миллионам тонн нефтяного эквивалента (млн тонн н. э.) (табл. 1).

Таблица 1 – Ежегодное мировое потребление первичных энергоносителей

Источник энергии	Потребление, $10^{18}$ Дж	Потребление, млн тонн н. э.
Нефть	131	3128
Уголь	91	2164
Природный газ	75	1781
Биомасса	55	1310
Гидро	24	561
Атомная	22	532
Всего	398	9476

При таком масштабном использовании первичных источников энергии возникают две глобальные проблемы: экологическая и энергетическая. Данные проблемы комплексные, связанные с целым рядом факторов: научно-технических, правовых, организационно-экономических. Определяющим является выработка соответствующих подходов и концепции, на некоторых из которых, относящихся к использованию источников возобновляемой энергии, остановимся ниже.

**Экологическая безопасность в мире и Украине.** В последние годы ученые мира с большим беспокойством говорят о быстром накоплении вредных веществ в атмосфере (оксидов азота, серы, углекислого газа в количестве 22620 тыс. т ежегодно). Следствием этого является "парниковый эффект", тепловое загрязнение, повышение температуры и ухудшение климата Земли. Еще в 1992 году в Рио-де-Жанейро (Бразилия) и в 1997 в Киото (Япония) 183 страны, в том числе Украина, подписали конвен-

цию по климату, лишний раз подтвердив, что изменение климата – общечеловеческая проблема.

Анализ показывает, что на планете значительно изменился топливно-энергетический баланс: удельный вес нефти составляет 44 %, природного газа – 18 %, угля – 35 %. По оценке экспертов, всего органического топлива на уровне его использования в 2005 г., хватит человечеству примерно на 150 лет. Предполагается, что до 2050 года будет израсходовано 90 % всех известных мировых запасов нефти и газа. Ориентировочный прогноз следующий: по запасам нефти – 30 лет, газа – 25 лет, угля – 700 лет, трансурановым – 150 лет. Экологический ущерб, наносимый использованием невозобновляемых органических энергоносителей (угля, нефти, мазута) и ядерного топлива, их быстрое истощение требуют широкого внедрения генерации тепловой и электрической энергии на основе нетрадиционных экологически чистых источников энергии, в первую очередь, возобновляемых.

Возобновляемые источники энергии (ВИЭ) – это те запасы, которые восполняются естественным образом, прежде всего, за счет поступающего на поверхность Земли потока энергии солнечного излучения. В обозримой перспективе они (сама солнечная энергия и ее производные: энергия ветра, растительной биомассы, водных потоков и т. п.) практически неисчерпаемы. Поэтому вся мировая энергетика развивается в направлении их использования. Такие страны, как Германия, США, Испания, Швеция, Дания, Япония планируют в первой половине 21 столетия увеличить долю ВИЭ в общем энергобалансе до 20 – 50 % (см. табл. 2).

Таблица 2 – Выработка тепловой и электрической энергии из ВИЭ в странах ЕС

Тип возобновляемых источников энергии	Производство энергии				Общие капитальные затраты в 1997–2010 г., млрд \$	Снижение выбросов CO <sub>2</sub> до 2010 г., млн т/год
	1995 г.		2010 г.			
	млн т.н. э.	%	млн т.н. э.	%		
Ветроэнергетика	0,35	0,5	6,9		34,56	72
Гидроэнергетика	26,4	35,5	30,55	16,8	17,16	48
Фотоэлектрическая энергетика	0,002	0,003	0,26	0,1	10,8	3
Биомасса	44,8	60,2	135	74,2	100,8	255
Геотермальная энергетика	2,5	3,4	5,2	2,9	6	5
Солнечные тепловые коллекторы	0,26	0,4	4	2,2	28,8	19
Всего	74,3	100	182	100	198,12	40

Европейское сообщество предусматривает до 2010 года удвоение части энергии, вырабатываемой возобновляемыми источниками, (ветра, солнца, биомассы, гидроэнергии и др.) в общем энергоснабжении – с 6 % до 12 %. Подобные цифры являются и для Украины необходимым условием вступления в ЕС. Впечатляет развитие ВИЭ в Германии, где только в сфере использования солнечной энергетики занято 30000 человек, а годовой оборот средств составляет 2 млрд. евро. Аналогичная ситуация в Дании, Испании, Швеции, Финляндии, Австрии.

В настоящее время, несмотря на существующие экономические трудности переходного периода, Украина по уровню освоения ВИЭ вышла на первое место среди стран СНГ. Имеются все основания для оптимистичных прогнозов ее дальнейшего развития (табл. 3).

Таблица 3 – Вклад различных ВИЭ в производство энергии в Украине (2001 г.)

Большая гидроэнергетика	78,8 %	Ветроэнергетика	0,2 %
Биоэнергетика	17,79 %	Геотермальная энергетика	0,07 %
Малая гидроэнергетика	3,1 %	Солнечные тепловые коллекторы	0,04 %
Всего 100 %			

**Характеристика нетрадиционных источников энергии  
по виду энергоустановок**

*Ветроэлектрические установки (ВЭУ).* Наиболее распространенным типом ВЭУ является ветровая турбина с горизонтальным валом, на котором установлено рабочее колесо с различным числом лопастей – чаще всего 2, 3. Турбина и электрогенератор размещаются в гондоле, установленной на верху мачты.

ВЭУ используют для генерирования электрической энергии, зарядки аккумуляторов для работы совместно с дизель-генераторами и комбинированными ветро-солнечными установками, в том числе, установленными на мелководье (оффшорные станции) и на береговой линии рек и морей.

*Солнечный коллектор* представляет собой теплоизолированный с тыльной стороны ящик, внутри которого помещена тепловоспринимающая металлическая панель, закрытая сверху светопрозрачным ограждением. Панель является теплообменником, по каналам которого прокачивается нагреваемая солнцем вода. Вода направляется в теплоизолированный бак, гидравлически соединенный с солнечным коллектором. Циркуляция воды в замкнутом контуре солнечный коллектор-бак-солнечный коллектор может осуществляться как естественным образом за счет разности гидростатических давлений в столбах холодной и нагретой воды, так и с помощью насоса.

*Первичная биомасса* является продуктом преобразования энергии солнечного излучения в процессе фотосинтеза. В Украине технически возможно ежегодно использовать до 400 млн. т биомассы (органических отходов от сельскохозяйственного производства – 250 млн. т, от деревообрабатывающей промышленности – 60 млн. т), а также до 80 млн. т твердых бытовых отходов городов и до 10 млн. т осадков коммунальных стоков.

*Фотоэлектрические установки* находят все более широкое практическое применение как источник электроэнергии для малых и средних потребителей, требующих автономного энергоснабжения. В ряде случаев они подключены к электрическим сетям.

К.п.д. фотопреобразователей из поликристаллического, аморфного и монокристаллического кремния уже составляет 20 %. В Германии работают ФЭС мощностью 5 МВт, которые включены в единую государственную систему электрогенерирования.

*Геотермальное теплоснабжение* является хорошо освоенной технологией. Имеется опыт теплоснабжения малых городов, поселков, тепличных комплексов с использованием геотермального тепла. В качестве перспективной для внедрения геотермального теплоснабжения рассматриваются Одесская область, западная часть Закарпатья, северная часть Крымской области. Теплообменники и модульные установки геотермального теплоснабжения тепловой мощностью 6 до 20 МВт выпускаются в России и Украине.

К *микро-ГЭС*, в соответствии с общепринятой международной классификацией, относятся гидроэнергетические агрегаты мощностью до 100 кВт (к малым – от 100 кВт до 10 МВт). Подобные микро-ГЭС обеспечивают работу установок как в автономном режиме, так и в единой электрической сети. Они могут работать в полностью автоматизированном режиме и не требуют постоянного присутствия обслуживающего персонала, обладая повышенным ресурсом работы (до 40 лет и более).

В ближайшее десятилетие человечество вступит в эру *водородной энергетики*, а затем – в эпоху водородной экономики и цивилизации. Уже сейчас в ряде развитых стран действуют государственные программы и освоен выпуск новых экологически

чистых автомобилей (США, Германия, Япония). На очереди проекты большой водородной энергетики.

Структуру потенциала биомассы сельскохозяйственного производства иллюстрирует табл. 4.

Таблица 4 – Энергетический потенциал биомассы в Украине

Вид биомассы	Валовый сбор, млн. т	Коэффициент отходов	Коэффициент доступности	Количество отходов, млн т	Q <sub>рн</sub> , МДж/кг	Количество БМ, находящейся на месте получения энергии		Энергетический потенциал БМ, пригодной для энергетики	
						%	млн т	ПДж млн	т у. т
Злаковые культуры	28,53	1,771	0,85	42,95	15,7	20	8,59	134,8	4,6
Кукуруза на зерно	5,34	1,2	0,7	4,49	13,7	50	2,24	30,72	1,05
Сахарная свекла	17,66	0,4	0,4	2,83	13,7	50	1,41	19,36	0,66
Подсолнечник	2,31	3,7	0,7	5,97	13,7	50	2,99	40,94	1,39
Древесина	5,94	0,55	0,9	2,94	15,0	40	1,18	17,65	0,60
Навоз (сухое вещество)	7,39	—	0,62	4,58	15,0	100	4,58	68,7	2,34
Итого	—	—	—	63,76	—	—	20,98	312,15	10,64

Представленные в табл. 4 данные свидетельствуют, что рациональное использование биомассы может обеспечить не менее 10 % потребления энергоносителей. Однако подобное развитие биоэнергетики возможно лишь при условии обеспечения базы:

- Технической (обеспечения разработки, изготовления и эксплуатации новых, более совершенных биоустановок).
- Экономической (предоставление беспроцентных ссуд, стимулов, выраженных в виде льготного налогообложения, выделения дотаций на строительство биоустановок, или потребления энергии, выработанной с помощью ВИЭ).
- Правовой (разработки соответствующей законодательной базы и четкой государственной политики в области нетрадиционных источников энергии).

### **Использование возобновляемых источников энергии для горячего водоснабжения, отопления и электроснабжения**

Как обеспечить тепловой комфорт и экологическую чистоту, повысить тепловую эффективность жилых и производственных помещений? Как уменьшить теплопотери и утеплить помещение, как правильно выбрать систему отопления и горячего водоснабжения? Вопросы, актуальность которых возрастает из года в год.

С появлением новых энергосберегающих технологий и оборудования для потребителя возникла реальная возможность максимально упростить выбор оптимального варианта для каждого конкретного случая проектирования и строительства жилья и систем его энергоснабжения. Остановимся на некоторых вопросах использования возобновляемых источников энергии на всех этапах строительства, реконструкции, модернизации домов, квартир, офисов и связанного с этим выбора материалов, оборудования, определения возможности их последующей эффективной эксплуатации.

В последние годы, исходя из современных технических характеристик теплотехнического оборудования и строительных материалов, принят ряд новых нормативно-правовых актов, которые регламентируют аспекты энергосбережения в производственной и бытовой сферах. Имеется целый ряд схемных решений с оценкой их эффек-



тивности, технических характеристик, применяемых материалов, теплогенерирующего и вспомогательного оборудования и, в целом, возобновляемых источников энергии.

Рассмотрим наиболее интересные, на наш взгляд, варианты ветроэлектрических, солнечных и гидроэлектрических источников энергии в рамках реализации конкретных проектов.

*Ветроагрегаты и установки для тепло- и электроснабжения.* Энергию ветра для теплоснабжения наиболее перспективно использовать автономным потребителям, особенно в сельской местности. В небольшом индивидуальном фермерском хозяйстве рентабельно применять автономные маломощные (до 10 кВт) ветроэнергетические агрегаты. Подобное хозяйство потребляет за год 3000 кВт·ч электроэнергии. Если используется электроотопление, расходы возрастают до 20 000 кВт·ч. При среднегодовой мощности 10 кВт за 2000 часов ветроагрегат вырабатывает электроэнергию, достаточной для обеспечения всех потребностей данного хозяйства.

Ветроагрегаты могут работать в комплексе с гелиоустановками и аккумуляторами тепла. Возможно их применение и для прямого производства тепла на основе использования гидродинамических теплогенераторных (ТГ) установок. В этом случае применение механического привода от ветроустановки позволяет упростить технологию производства тепла и организовать движение теплоносителя в системе теплоснабжения. Гидродинамические теплогенераторы могут работать непосредственно от электроэнергии вырабатываемой ветроустановкой.

Для получения электроэнергии предлагается ветротурбина мощностью 10 кВт, генерирующая около 1900 кВт·ч электроэнергии в месяц (средний дом потребляет от 700 до 1200 кВт·ч в месяц). Генерируется постоянный ток при скорости ветра от 7 до 10 м/с, которая передается по проводам на инвертор, где преобразуется в переменный ток со стандартным напряжением и частотой (220 В, 50 Гц). Ток поступает в домашнюю сеть и используется для питания потребителей (телевизора, холодильника, стиральной машины и других бытовых приборов). Излишек электроэнергии может быть возвращен в местную электрическую сеть.

*Солнечные энергетические установки.* Рассматривается вариант солнечной водоподъемной и электрогенерирующей установки, реализующей термодинамическую схему с плоскими неподвижными коллекторами, которая работает при температуре горячей воды 60–100 °С. Коллекторы могут располагаться на крыше усадебного дома.

Установка с прямым преобразованием солнечной энергии в электрическую должна отвечать соответствующим экономическим и экологическим критериям. При создании солнечных насосных и электрических установок предусматривается их работа совместно с системами аккумулирования энергии. В частности, так как для бытовых нужд достаточно 5–10 кВт, возможно использование теплового аккумулятора.

На рис. 1 показана принципиальная схема небольшой и актуальной солнечной энергетической станции, работающей по циклу Ренкина. Источником тепла является горячая вода, циркулирующая в первом контуре коллектора от насоса 6. В испарителе 8 находится фреон под давлением 0,3–0,4 МПа. Пары фреона расширяются и поступают на турбину 1, которая вращает электрогенератор 2, вырабатывая электроэнергию. После турбины пары фреона конденсируются в конденсаторе 3 при охлаждении поднятой воды. Затем с помощью насоса 5 конденсат вновь подается к испарителю 8. При этом жидкостный контур герметично замкнут.

Солнечный водоподъемник может работать по такому же принципу, если вместо турбогенератора установить поршневой двигатель, который был бы непосредственно связан с размещенным в скважине насосом. Для аккумулирования энергии предусматривается отводить часть теплового потока от источника тепла к резервуару с горячей водой. Возможные режимы работы: водоснабжение приусадебного дома, полив пастбищ, создание насосных станций для орошения земельных участков и т. п.

Уровень солнечного излучения для различных регионов Украины составляет от 3,8 ГДж/м<sup>2</sup> – на западе до 4,99 ГДж/м<sup>2</sup> – на юге в год, что позволяет эффективно ис-

пользовать солнечные установки для подогрева воды. Подобные системы горячего водоснабжения – "экологически выгодная" альтернатива традиционным. Они надежны и удобны в обслуживании, а главное – позволяют беречь традиционные энергоресурсы.

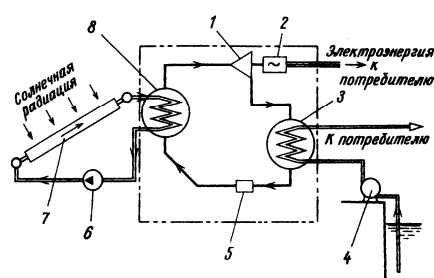


Рисунок 1 – Принципиальная схема солнечной насосной и электрической установки:  
 1 – турбина; 2 – генератор переменного тока; 3 – конденсатор; 4 – водоподъемный насос;  
 5 – питательный насос; 6 – циркуляционный насос

Основа солнечной установки – солнечные коллекторы (поз. 7 на рис. 1). Одна из перспективных конструкций – вакуумный трубчатый солнечный коллектор. Он имеет вид панели, на которой размещены трубки Девара. Это двустенные стеклянные трубки (одна в другой), в пространстве между которыми – вакуум. Внутренняя стеклянная трубка имеет селективную оболочку-поглотитель, в которой аккумулируется тепловая энергия. Теплоноситель – незамерзающая жидкость на основе гликоля (выдерживает до – 40 °С). Им заполнен первый контур солнечной установки, соединяющий солнечный коллектор с водяным теплообменником в случае, когда температура воды в емкости становится ниже температуры теплоносителя. Такой тип коллектора позволяет обеспечить потребность индивидуального дома в теплой воде, что составляет в среднем 150 л воды с температурой 45–50 °С в сутки.

Солнечные коллекторы могут устанавливаться на крыше дома, на стене, а также на поверхности земли, желательно, в южном направлении с углом наклона 45°.

*Гидроэнергетические ресурсы.* Для автономного и централизованного теплоснабжения возможно использование мини- и микро-ГЭС мощностью 5–100 кВт. Их количество с каждым годом растет, поскольку в настоящее время активно восстанавливаются ГЭС, остановленные в 60–70-е годы прошлого века.

Использование гидроэнергии от мини- и микро-ГЭС для теплоснабжения осуществляется с помощью электроТЭНов, электрокалориферов, электродкотлов и др. Также можно использовать гидродинамические нагреватели с прямым механическим приводом от гидротурбины или с приводом от электрогенератора ГЭС.

Современные гидроэнергетические установки разной мощности для мини- и микроГЭС производит известное харьковское предприятие "Турбоатом". Так, изготавливаются микро-ГЭС мощностью 5 кВт в полной заводской готовности для индивидуальных, в частности, сельских, потребителей. Они пригодны для обогрева помещений объемом 120 м<sup>3</sup> с использованием электроотопления.

Энергия текучей среды малых рек с успехом может быть преобразована при помощи микроГЭС для многочисленных индивидуальных потребителей. Например, при скорости течения реки 2...3,5 м/с и размерах гидротурбины всего 2,5 × 2,5 м мощность установки составит 5...10 кВт. Этого вполне достаточно для обеспечения бытового хозяйства (полива, откорма животных, обогрева дома, теплицы и т. п.). В качестве аналога может служить микроГЭС мощностью 5 кВт, разработанная ХАИ (рис. 2).

Вода при течении со скоростью 1,5...2,5 м/с воздействует на лопасти 1 и 2 гидротурбины, заставляя их вращаться. Момент вращения гидротурбины барабанного типа передается на вал 3, затем через гибкую передачу 4 и редуктор 5 – на электрогенератор 6, который вырабатывает электроэнергию для передачи на берег. Вся установка гидро-электрогенератора расположена на платформе 7 и понтоне 8.

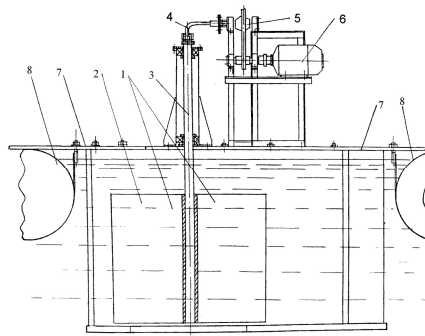


Рисунок 2 – Гидроэлектростанция:  
1, 2 – лопасти; 3 – вал; 4 – гибкая передача; 5 – редуктор;  
6 – электрогенератор; 7 – платформа; 8 – понтон

Если принять диаметр гидротурбины и высоту равными 2 м, то ее мощность при скорости течения  $V = 2,5$  м/с составит 5 кВт.

Данную гидротурбину можно использовать и для водоподачи из реки в усадебный дом. В этом случае момент вращения от турбины передается на вал поршневого насоса, и вода на берег подается по трубам.

*Автономные ветро-гелиоводородные установки* [8]. При всей привлекательности солнечной (гелио-) и ветроэнергетики нельзя не отметить существенный недостаток, связанный с неравномерностью поступления энергии, что обуславливает необходимость поиска рациональных технологий, обеспечивающих выработку энергии в периоды их отсутствия, а, следовательно, создание системы, обеспечивающей аккумуляцию и последующую генерацию энергии. Указанные проблемы могут быть решены с помощью автономной ветро-гелиоводородной установки (АВГУ), которая состоит из следующих элементов, взаимоувязанных по своим функциональным параметрам: ветрогенератора (ВЭУ), фотопреобразователя, электролизера для получения водорода и кислорода, системы хранения сжатых газов и топливного элемента.

Проблема нерегулярного поступления энергии решена следующим способом. Полученная от ВЭУ или солнечного преобразователя электрическая энергия поступает в электролизер, обеспечивающий потребление некондиционной электроэнергии. Это позволяет избежать потребления электроэнергии от сети и открывает широкие перспективы создания автономных энергокомплексов малой и средней мощности для индивидуальных потребителей.

АВГУ с водородным накопителем энергии предназначена для преобразования гелиоинсоляции и энергии ветра при скорости  $> 3$  м/с в электрическую энергию переменного тока напряжением 220/380 В частотой 50 Гц и мощностью 200–600 кВт, а также для производства экологически чистого энергоносителя – водорода в качестве коммерческого продукта. В предлагаемой конструкции электролизера используется новый способ разделения процессов выделения газов (водорода и кислорода) во времени, т. е. процесс работы электролитической системы становится циклическим, состоящим из чередующихся периодов выделения водорода и кислорода.

Разделение во времени процессов газовой выделения возможно благодаря накоплению одного из продуктов электролиза воды в электрохимически активном соединении, находящемся в электрохимической ячейке в твердой фазе. Особенностью предлагаемой технологии является то, что используется электрохимическая система регенерации, позволяющая периодически восстанавливать высокую активность губчатых электродов. Вся система работает под высоким (15 МПа) давлением и снабжена специальной системой управления, обеспечивающей надежную и безопасную работу.

По техническому уровню, простоте монтажа и обслуживания, надежности и безопасности подобная установка превосходит традиционные ветроэнергоустановки аналогичной мощности, предлагаемые мировым рынком. Преимущество использования водородного накопителя состоит в том, что он может аккумулировать водород при вы-

соком давления, а при отсутствии ветра и солнечной инсоляции, вырабатывать электрическую энергию, работая в качестве топливного элемента. Полученный водород можно использовать:

- для обогрева теплиц посредством каталитического сжигания;
- для обеспечения рабочим телом водород-кислородных горелок для пайки, сварки, резки и термообработки металлоизделий;
- для обогрева жилых помещений с помощью каталитических нагревателей;
- в качестве моторного топлива;
- в качестве газа-наполнителя метеорологических шаров-зондов;
- в качестве топлива в электрохимических генераторах.

Эксплуатация комбинированных энергетических АВГУ даже в условиях северо-восточных областей Украины обеспечивает экономию почти трети органического топлива, необходимого для энергоснабжения индивидуальных фермерских хозяйств. Системы аккумулирования повышают коэффициент полезного использования ветровых и солнечных энергоустановок на 30–50 %.

Таким образом, минимум треть энергии, которая не могла быть использована, переходит в приемлемое для потребителя качество. Благодаря этому в комбинированных энергосистемах можно применить энергоустановки на основе возобновляемой энергии меньшей мощности, чем при единичном их использовании. Соответственно, капиталовложения, которые для установок нетрадиционной энергетики в настоящее время достаточно велики, существенно сокращаются.

*Подготовка специалистов.* Научные направления ВУЗов Украины тесно связаны с программами учебных дисциплин по нетрадиционным источникам энергии и энергетическому менеджменту. Почти 10 лет назад начата подготовка кадров для новой отрасли энергетики, и по состоянию на настоящее время в 14 вузах Украины открыты специальности «Нетрадиционные и возобновляемые источники энергии» и «Энергоменеджмент».

Специалисты, осваивающие эти специальности, должны хорошо владеть не только навыками разработки нетрадиционных энергоустановок, эксплуатации и аттестации энергосистем, но и информационными технологиями создания нового бизнеса, управления инвестиционными программами в сфере энергетики и использования нетрадиционных и возобновляемых источников энергии, энергосбережения.

В настоящее время энергетика постепенно охватывает все новые сферы научно-практической деятельности человека. Уровень современных энергетических систем требует высококвалифицированных специалистов по нетрадиционной энергетике и энергетическому менеджменту. Созданием и эксплуатацией нетрадиционных энергоустановок в настоящее время занимается ряд организаций и предприятий, которые требуют высококвалифицированных специалистов. Поэтому естественно, что одним из важных направлений работы специалистов по энергоменеджменту является реинжиниринг бизнес-процессов, подъем корпоративных стандартов и нормативного регулирования предпринимательской деятельности в сфере энергетики на новый уровень, совершенствование системы управления экономикой в условиях рынка. Весьма важна роль специалистов по возобновляемой энергетике и энергоменеджеров в системном анализе и управлении энергоснабжением, совершенствовании производственных процессов, управлении субподрядами, измерении производственных показателей, контроле и оценке эффективности энергоснабжения, поиске и анализе информации по энергоэффективности, выполнении проектных заданий, разработке планов развития энергоснабжения потребителей и текущих планов профилактических мероприятий. Этот перечень можно продолжить.

Основными направлениями в подготовке будущих специалистов по нетрадиционной энергетике являются возобновляемые энергоресурсы, солнечные, ветровые и тепловые источники, процессы теплопереноса, аэродинамики, конструкционной и динамической прочности, компьютерное проектирование генерирующих систем, преобразование и аккумулирование энергии. Это требует хорошей фундаментальной и общинженерной подготовки специалистов, знаний основ высшей математики, физики, начертательной геометрии, теоретической механики, механики материалов и конструк-

ций, теории машин и механизмов и т.д. К специальным дисциплинам относятся: ресурсо- и энергосбережение, возобновляемые источники энергии и установки, расчет и эксплуатация ветротурбин, ветроустановок, солнечных коллекторов, фотоэлектрических преобразователей, тепловых насосов, газогенераторов.

Будущие специалисты по нетрадиционной энергетике могут работать на энергетических предприятиях, станциях, в конструкторских бюро, научно-исследовательских институтах. Бакалавр по энергетике после окончания должен знать и уметь использовать методы построения и расчета ветровых турбин, ветрогенераторов, тепловых и солнечных установок. Специалист по энергетике должен: знать методы математического и физического моделирования, теорию и расчет информационно-управляемых систем и комплексов, в том числе использования тепловой энергии с низким температурным потенциалом; владеть методами проектирования и технологией производства нетрадиционных и возобновляемых энергоустановок, уметь эксплуатировать и обслуживать их. Магистр должен формулировать и самостоятельно решать актуальные проблемы научных исследований, знать методы моделирования энергетических процессов и их оптимизации с использованием компьютерных технологий, владеть методами математического и физического моделирования нетрадиционных энергоустановок, иметь представление об основах теории и практики педагогики высшей школы. В этом залог успешного решения проблем альтернативной энергетике, актуальность и перспектива указанных специальностей.

#### Литература

1. Маляренко В.А. Введение в инженерную экологию энергетике. – Харьков: ХГАГХ, 2001. – 166 с.
2. Маляренко В.А., Варламов Г.Б., Любчик Г.Н. Теплоэнергетичні установки та екологічні аспекти виробництва енергії. – К.: ІВЦ „Видавництво „Політехніка””, 2003. – 232 с.
3. Маляренко В.А., Лисак Л.В. Энергетика, довкілля, енергозбереження. / Під заг. ред. проф. В.А. Маляренка, Харків: Рубікон, 2004. – 368 с.
4. Кривцов В.С., Олейников А.М., Яковлев А.И. Неисчерпаемая энергия. Кн. 1. Ветроэлектрогенераторы. – Харьков: ХАИ, 2003. – 400 с.
5. Кривцов В.С., Олейников А.М., Яковлев А.И. Неисчерпаемая энергия. Кн. 2. Ветроэнергетика. – Харьков: ХАИ, 2004. – 519 с.
6. Кривцов В.С., Олейников А.М., Яковлев А.И. Неисчерпаемая энергия. Кн. 3. Альтернативная энергетика. – Харьков: ХАИ, 2007. – 660 с.
7. Маляренко В.А., Капцов И.И., Жиганов И.Г. Перспективы использования биоэнергетических технологий в Украине // Інтегровані технології та енергозбереження. – Харків: 2005. – № 2. С. 24–28.
8. Маляренко В.А., Соловей В.В., Яковлев А.И. Возобновляемые энергоресурсы – альтернативное топливо XXI века // Энергосбережение. Энергетика. Экология. – 2005 г., №11 с. 18–28.
9. Маляренко В.А., Яковлев О.І., Жиганов І.Г. Розвиток біоенергетики – важливий шлях підвищення енергонезалежності сільгоспвиробника // Энергосбережение. Энергетика. Энергоаудит.– 2006, № 12, с. 28–40.

#### Bibliography (transliterated)

1. Malyarenko V.A. Vvedenie v inzhenernyuyu ekologiyu energetiki. – Harkov: HGAGH, 2001. – 166 p.
2. Malyarenko V.A, Varlamov G.B., Lyubchik G.N. Teploenergetichni ustanovki ta ekologichni aspekti virobnitstva energiyi. – K.: IVTs „Vidavnitstvo „Politehnika””, 2003. – 232 p.
3. Malyarenko V.A., Lisak L.V. Energetika, dovkilliya, energozberezhennya. Pid zag. red. prof. V.A. Malyarenka, Harkiv: Rubikon, 2004. – 368 p.

4. Krivtsov V.S., Oleynikov A.M., Yakovlev A.I. Neischerpaemaya energiya. Kn. 1. Vetroelektrogeneratoryi. – Harkov: HAI, 2003. – 400 p.
5. Krivtsov V.S., Oleynikov A.M., Yakovlev A.I. Neischerpaemaya energiya. Kn. 2. Vetroenergetika. – Harkov: HAI, 2004. – 519 p.
6. Krivtsov V.S., Oleynikov A.M., Yakovlev A.I. Neischerpaemaya energiya. Kn. 3. Alternativnaya energetika. – Harkov: HAI, 2007. – 660 p.
7. Malyarenko V.A., Kaptsov I.I., Zhiganov I.G. Perspektivyi ispolzovaniya bioenergeticheskikh tehnologiy v Ukraine Integrovani tehnologiyi ta energoberezhennya. – Harkiv: 2005. – # 2. p. 24–28.
8. Malyarenko V.A., Solovey V.V., Yakovlev A.I. Vozobnovlyaemye energoresursyi – alternativnoe toplivo XXI veka Energoberezhenie. Energetika. Ekologiya. – 2005 g., #11 p. 18–28.
9. Malyarenko V.A., Yakovlev O.I., Zhiganov I.G. Rozvitok bioenergetiki – vazhli-viy shlyah pidvischennya energonezalezhnosti silgospvirobnika Energoberezhenie. Energetika. Energoaudit.– 2006, # 12, p. 28–40.

УДК 621.311: 502.5

Маляренко В.А., Яковлев О.И.

**ЕНЕРГОРЕСУРСИ, ЩО ПОНОВЛЮЮТЬСЯ – ОСНОВА  
АЛЬТЕРНАТИВНОЇ ЕНЕРГЕТИКИ**

У статті розглянуто загальні питання та перспективи розвитку і практичного використання енергії, що поновлюється, для підвищення ефективності й екологічної чистоти енергопостачання й енергоспоживання.

УДК 621.1.016: 579

Болдырев С.А.

**МЕТОДЫ ЭНЕРГОСБЕРЕЖЕНИЯ В САХАРНОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ  
(ОБЗОР)***Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт»*

Основные проблемы, которые нужно решать человечеству в настоящее время и в будущем – удовлетворение потребностей в пище и энергии, а также создание комфортных условий обитания в окружающей среде. Производство пищи требует значительного потребления энергии получаемого за счет природных ресурсов – главным образом углеводородного сырья. Статистические данные указывают на весьма ощутимое энергопотребление в пищевой промышленности [1]. Постоянный рост народонаселения Земли и обеспечение его питанием обуславливает ежегодный рост энергопотребления, а это приводит к резкому ухудшению состояния окружающей среды ввиду увеличения выбросов CO<sub>2</sub>, NO<sub>x</sub>, SO<sub>x</sub>, и других промышленных выбросов. Таким образом, задача энергосбережения в промышленности является общей и жизненно важной проблемой для всех государств и особенно для Украины, поскольку здесь соотношение инвестиций в энергосбережение и затрат, необходимых для выработки такого же количества энергии, равно 1:10 [2].

Для нормального организма человека, который не выполняет большое количество физической работы, необходимо следующее суточное количество основных питательных веществ: белков 102 г, жиров 97 г и углеводов 410 г [3]. В суточном рационе человека суммарная калорийность углеводов составляет все же около 55 % [4].

В самом начале XIX века в Европе создались условия, которые заставили искать новые источники для получения сахаристых веществ помимо сахарного тростника. Подбором наиболее богатого сахаром сорта свеклы, а также разработкой практического получения из нее сахара в конце XVIII в. одновременно занимались: Я.С. Есипов в России и Ахард в Германии.

Методы свеклосахарного производства, разработанные Есиповым и Ахардом, были совершенно различны. Есипов применил метод очистки выжатого сока свеклы известью, что оказалось вполне перспективным и применяется повсюду до настоящего времени (этот метод предложен был также русским академиком Т.Е. Ловицем). Ахард очищал сок не известью, а серной кислотой, что позволяло коагулировать белки и красящие вещества свеклы, но одновременно инвертировало часть сахарозы, снижая выход кристаллического сахара. Этот метод не нашел широкого практического применения. Одновременно в 1802 г. появились и начали работать первые два свеклосахарных завода. Один из них был построен в России, в Тульской губернии, а другой в Германии [5].

Во время развития сахарного производства постоянно совершенствовалось оборудование и различные стадии процесса. Целью было как улучшение качества продукта, так и уменьшение эксплуатационных, энергетических затрат, потребления воды, а в последнее время, и уменьшения выбросов CO<sub>2</sub> в атмосферу. Проблема снижения потребления энергии особенно остро стала в 70е годы прошлого века, во время энергетического кризиса, а в Украине эта проблема обострилась после распада Советского Сою-

за. Работы по модернизации сахарных производств являются довольно актуальными и ведутся учеными различных стран.

Производство сахара из сахарной свеклы является сложным процессом, который состоит из тесно взаимосвязанных тепловых процессов, таких, как нагревание, многокорпусная выпарка, варка, кристаллизация и сушка, а также таких процессов, как отбелка, дефекация, сатурация, фильтрация, центрифугирование и т.д. Тепловая система сахарного завода представляет собой очень сложный комплекс, состоящий из много корпусной выпарной установки, а также системы теплообменников, греющим агентом в которых является вторичный пар из корпусов выпарной установки.

Многие ученые исследуют выпарную станцию, которая потребляет наибольшее количество энергии при производстве. Так в [8] рассматривается использование выпарного аппарата с нисходящим потоком жидкости. Другие авторы рассматривают различные факторы, влияющие на работу выпарной установки и ее регулирование и предлагают схему реконструкции с ее автоматизацией и удвоением мощности [9]. Автоматическое управление пленочным выпарным аппаратом также предлагается в [10].

Оценивать процесс выпаривания можно исходя из обобщенной функции Харрингтона, в [11] приводится алгоритм решения этой задачи и рассматривается пример применения. Одним из наиболее эффективных методов снижения потребления энергии при выпаривании в сахарной промышленности является тепловая интеграция выпарной установки. В [12] приведена одна из методик, базирующаяся на анализе работы выпарной станции с помощью большой составной кривой. Метод интеграции выпарной станции также рассматривается в [13] и приводится пример решения задачи тепловой интеграции выпарной установки.

Помимо процесса выпаривания при производстве сахара изучение и модернизация других стадий технологического процесса ведутся различными исследователями с целью уменьшения энергозатрат на производство продукции. Результаты таких исследований для различных технологических стадий изложено в [14] и [15]. Приведена классификация и очередность проведения энергосберегающих мероприятий. Согласно которой наибольший эффект (примерно 5 % экономии энергии) имеет повышение концентрации сахарного сиропа с 55 до 65 %, а также ликвидация водяных и соковых раскаток и повышения плотности утфеля 2<sup>й</sup> кристаллизации (около 3,5 % экономии энергии) [14].

Эксплуатационные факторы при работе продуктового отделения и температура откачки диффузионной также имеют влияние на потребление тепловой энергии [16]. Расчет температуры откачки при работе диффузионной установки приводится в [17].

В европейских странах большое внимание уделяется использованию технологии охлаждающей кристаллизации и компримированию экстрапаров выпарной станции. Проф. Урбанец и другие авторы в своих работах показывают преимущества охлаждающей кристаллизации перед ранее используемой традиционной технологией [18], [19], [20]. Энергопотребление процесса переработки сахарной свеклы при использовании охлаждающей кристаллизации уменьшается. Использование дополнительной компрессии и компоновки выпарной станции также энергоэффективна [18–20, 31, 32]. Использование охлаждающей кристаллизации в сочетании с микрофильтрацией сырого сока сахарной свеклы также снижает энергопотребление и улучшает качество готового продукта [21].

Все большее внимание в последнее время уделяется снижению влияния на окружающую среду промышленных предприятий. Для сахарных производств это, в первую очередь, оптимизации водных циклов предприятия и снижению вредных выбро-



сов. А снижение вредных выбросов напрямую связано со снижением энергопотребления на сахарных заводах. В этой области в последнее время появилось большое количество работ, в которых используются методы водяного пинча для уменьшения водопотребления предприятия [22], [23]. Эти методы основаны на оптимизации последовательности стадий водопотребления.

С развитием компьютерных технологий все больше появилось программных продуктов для моделирования и оптимизации тех или иных технологических процессов. Как методы, которые позволяют снизить эксплуатационные и энергетические затраты при производстве сахара, появились различные методы моделирования и оптимизации сахарных производств. С их помощью оптимизируют каждую стадию сахарного производства, предприятие в целом и режимы его работы [25], [26]. Эти методы требуют хорошего уровня автоматизации процесса, что в свое время значительно повышает капитальные затраты при реконструкции [27].

При проектировании оптимальных тепловых систем необходимо находить решение из огромного числа возможных вариантов. В [33], например, указывается, что в задаче с пятью холодными и горячими технологическими потоками число вариантов схем равно  $3 \cdot 10^6$ , поэтому важным этапом решения является формулирование критерия оптимизации (целевой функции).

Традиционные методы проектирования не позволяют оценить приведенные затраты до создания технологической схемы установки или предприятия. Применение методов математической оптимизации приводит к необходимости решения задач большой размерности, осложнённых возможностью появления локальных методов, а многие методы их решения не дают однозначного алгоритма [34].

Для эффективного синтеза оптимальных технологических схем проф. Б. Линхоффом с сотрудниками университета Манчестерского института науки и технологии развит метод пинч-анализа [35], основанный на термодинамическом анализе составных кривых технологических потоков. Эти методы интеграции в настоящее время выделились в отдельное научное направление. Хотя при обследовании британских сахарных заводов было показано, что эти методы не дают значительной экономии энергии по сравнению с традиционными методиками [28], [29]. Но развитие методов интеграции процессов в 90х годах прошлого века позволило расширить область их применения и использовать в сахарной промышленности [32].

Используя методы пинч-анализа, было проведено обследование теплоэнергетических систем ряда сахарных заводов на северо-востоке Украины. Всего в этом регионе насчитывается примерно 27 сахарных заводов общей производительностью 43920 т сахарной свеклы в сутки [36–41].

В результате определено, что на переработку 100 кг свеклы потребляется 60–70 кг ретурного пара [36–41], в то время как на сахарных заводах Центральной и Западной Европы, работающих по аналогичной технологии, потребляется ~ 40 кг ретурного пара на 100 кг свеклы [31], а европейские производства использующие пластинчатые выпарные аппараты потребляют 25кг пара на 100 кг свеклы [42], что говорит о существовании потенциала для энергосбережения.

Применение методов интеграции позволит снизить энергопотребление на украинских сахарных заводах на 20–45 % от существующего. Если при этом использовать также современные пластинчатые теплообменники и пластинчатые выпарные аппараты, то энергопотребление можно довести до среднеевропейского.

Литература

1. Смит Р., Клемеш Й., Товажнянский Л.Л., Капустенко П.А., Ульев Л.М. Основы интеграции тепловых процессов. Харьков: ХГПУ. 2000. С. 457.
2. Victorov V.K. Economic estimation of availability variants for heat exchange systems // Proceedings of International Conference "Mathematical Methods in Chemistry and Chemical Engineering", MMCh – 10. Tula. 1996. P. 60.
3. Меншиков Ф.К. Диетотерапия. Ч. 1., "Медицина", 1965.
4. Yogiro Tsuzuki, Inzo Yomazaki. ISJ, 54, 1952.
5. Силин М.П. Технология сахара. 1967. с. 625
6. Lippman E.O. Geschichte des Zuckers, Berlin, 1929.
7. Бенин Г.С. Сахарная промышленность, 1964, №8, 74.
8. Тёбе П. выпарной аппарат с нисходящим потоком выпариваемой жидкости в сахарной промышленности. – 1993. – с. 85–88.
9. Ладанок А.П., Кравчук А.Ф., Куриленко О.Д. Реконструкция теплового комплекса: основные параметры и задачи управления процессом. // Цукор України. №4–5 (34), 2003, с. 26–32.
10. Чагаров А.Н., Филоненко В.Н., Прядко Н.А., Ладанок А.П. Способ автоматического управления пленочным выпарным аппаратом. – Оpubл. 1990, Бюл. № 48.
11. Кравчук А.Ф., Еременко Б.А. Техничко-экономическая оценка работы выпарной установки сахарного завода. // Цукор України. № 4–5 (34), 2003, с. 33–35.
12. D. L. Westphalen, M. Franco, M. R. W. Macie. Strategies for process integration of evaporation systems. // 14<sup>th</sup> International Congress of Chemical and Process Engineering, CHISA'2000, Praha, 2000, Summaries Vol. 4. Process System Engineering. Prague. 2000. P. 216. (Paper No. P7.77).
13. F. Xiao, R. Smith. Case studies of heat integration of evaporation system. // Chinese Journal of Chemical Engineering. No 9, pp. 224–227, 2001.
14. Основні напрямки енергозбереження в цукровій промисловості. // Цукор України. №1 (31), 2003, с. 17–19.
15. Анализ тепло потребления и энергосбережения на сахарных заводах Украины // В сб. "Украина: Энергосбережение в пищевой промышленности" (Программа Tacis). – 79–89.
16. Христенко В.И., Штангеев К.О., Мищук Р.Ц. Влияние эксплуатационных факторов на теплопотребление в продуктовом отделении. // Сахар. – 2000, №3, с. 15–17.
17. Христишко В.І., Штангеев К.О. Розрахунок температури відкачки дифузійної установки коритного типу. // Цукор України, №2 (32), 2003, с. 20–21.
18. G. Vaccari, E. Tamburini, G. Sgualdino, M. Kearney1, V. Kochergin1, D. Costesso. Cooling crystallization applied to the "extract" of a chromatographic separation process (SMB) of beet raw juice. // 14<sup>th</sup> International Congress of Chemical and Process Engineering, CHISA'2000, Praha, 2000, Summaries Vol. 4. Process System Engineering. Prague. 2000. P. 29. (Paper No. H1.4).
19. M. Grabowski, K. Urbaniec. Minimum energy consumption in sugar production by cooling crystallisation of concentrated raw juice. // 14<sup>th</sup> International Congress of Chemical and Process Engineering, CHISA'2000, Praha, 2000, Summaries Vol. 4. Process System Engineering. Prague. 2000. P. 30. (Paper No. H1.5).
20. M. Grabowski, J. Klemes, K. Urbaniec, G. Vaccari, X.X. Zhu. Minimum energy consumption in sugar production by cooling crystallisation of concentrated raw juice. // Applied Thermal Engineering No 21, pp. 1319–1329, 2001.

21. G. Vaccari, P. Wawro, E. Tamburini, G. Sgualdino and T. Bernardi. Comparison between cooling crystallization of microfiltered raw juice and traditional thick juice. // Proceedings of 4<sup>th</sup> Conference Process Integration, Modelling and Optimisation for energy Saving and Pollution Reduction (PRESS'01), Florence 20–23 May, 2001. P. 167–172.
22. K. Urbaniec and J. Wernik Minimisation of water use in a novel sugar manufacturing process // 15<sup>th</sup> International Congress of Chemical and Process Engineering, CHISA'2002, Praha, 2002, Summaries Vol. 4. System Engineering. Prague. 2002. P. 91. (Paper No. H4.1).
23. M. Grabowski, J. Klemes, K. Urbaniec, G. Vaccari and J. Vernik. Characteristics of energy and water use in a novel sugar manufacturing process. // Proceedings of 4<sup>th</sup> Conference Process Integration, Modelling and Optimisation for energy Saving and Pollution Reduction (PRESS'01), Florence 20–23 May, 2001. P. 407–410.
24. G. Vaccari, E. Tamburini, G. Sgualdino, K. Urbaniec, J. Klemes Overview of the environmental problems in beet sugar processing: possible solutions. // 15<sup>th</sup> International Congress of Chemical and Process Engineering, CHISA'2002, Praha, 2002, Summaries Vol. 4. System Engineering. Prague. 2002. P. 94–95. (Paper No. H4.3).
25. M. Ribas Garcia, R. Hurtado Vargas, R. Diaz, C. De Armas Casanova, L. Rostgaard Beltran Analysis of sugar production flowsheets. Part I: Mathematical modelling. // 15<sup>th</sup> International Congress of Chemical and Process Engineering, CHISA'2002, Praha, 2002, Summaries Vol. 4. System Engineering. Prague. 2002. P. 232–233. (Paper No. P5.56).
26. R. Hurtado Vargas, M. Ribas Garcia, R. Diaz, C. De Armas Casanova, L. Rostgaard Beltran Analysis of sugar production flowsheets. Part II: Software tool and case study. // 15<sup>th</sup> International Congress of Chemical and Process Engineering, CHISA'2002, Praha, 2002, Summaries Vol. 4. System Engineering. Prague. 2002. P. 243–244. (Paper No. P5.63).
27. Raúl Sabadí Díaz, Rafael Hurtado Vargas, Mauricio Ribas García, Carlos de Armas Casanova and Leopoldo Rostgaard Beltran. Analysis of sugar production flowsheets. Part III: Balances at equipment and operation level. // 15<sup>th</sup> International Congress of Chemical and Process Engineering, CHISA'2002, Praha, 2002, Summaries Vol. 4. System Engineering. Prague. 2002. P. 92. (Paper No. H4.2).
28. Linnhoff B., Polley G.T., Sahdev V. General process improvements through pinch technology. Chem. Eng. Progress (May), 1988, pp. 51–58.
29. Twaite N.R., Warnes A.J.N. Technical aspects of reducing production costs. Zuckerind. 114, 1989, pp. 889–897.
30. Сухин В.П. Магнитогидродинамический резонанс – метод интенсификации технологических процессов и энергоресурсосбережения в производстве сахара. // №2 (32), 2003, с. 22–23.
31. Урбанец К., Залевски П., Клемеш Й. Проект реконструкции для польских сахарных заводов с применением методов интеграции процессов и современного теплообменного оборудования // Интегровані технології та енергозбереження. 2001. №1. С. 3–12.
32. Klemes J., Kimenov G., Nenov N. Application of pinch technology in food and drink industry. CHISA/PRES'98. Prague, 1998, paper No. 136.
33. Клемеш И., Птачник Р. Синтез оптимальной структуры систем теплообмена // Теор. основы хим. технол. 1987. Т. 21. № 4. С. 488–498.
34. Linnhoff B., Flower J.R. Synthesis of heat exchanger networks: I. Systematic generation of energy optimal network // AIChE J. 1978. Vol.24. No. 4. P. 633–642
35. Smith R. Chemical Process Design. New York. McGraw-Hill, Inc. 1995. P. 460.

36. ТОВАЖНЯНСКИЙ Л.Л., КАПУСТЕНКО П.А., УЛЬЕВ Л.М., БОЛДЫРЕВ С.А. Экономически оптимальная тепловая интеграция на сахарных заводах // Междунар. Научн.-практ. конф. “Логистика и экономика ресурсосбережения и энергосбережения в промышленности” (ЛЭРЭП – 2002), 28–31 Октября. 2002. Москва. Статья С3.2–1.1.4.

37. ТОВАЖНЯНСКИЙ Л.Л., КАПУСТЕНКО П.А., УЛЬЕВ Л.М., ПЕРЕВЕРТАЙЛЕНКО А.Ю., БОЛДЫРЕВ С.А. Прогноз снижения выбросов CO<sub>2</sub> при улучшении тепловой интеграции на сахарных заводах Северо-Восточной Украины // IV Всеукраїнська науково-методична конференція з міжнародною участю “Екологія інженерія. Стан, наслідки, шляхи створення екологічно чистих технологій”, 22–25 жовтня 2002 р. Збірка доповідей. Дніпродзержинськ. 2002. С. 16–18.

38. ТОВАЖНЯНСКИЙ Л.Л., КАПУСТЕНКО П.А., УЛЬЕВ Л.М., БОЛДЫРЕВ С.А. Тепловая интеграция и энергосбережение в сахарной промышленности // Вестник НТУ “ХПИ”. 2002. Вып. 9. Т. 1. Харьков. НТУ “ХПИ”. С. 94–105.

39. ТОВАЖНЯНСКИЙ Л.Л., КАПУСТЕНКО П.А., УЛЬЕВ Л.М., БОЛДЫРЕВ С.А. Улучшение тепловой интеграции на сахарных заводах // Интегровані технології та енергозбереження. 2002, № 2. С. 11–16.

40. TOVAZHNYANSKY L.L., KAPUSTENKO P.A., ULYEV L.M., BOLDYRYEV S.A. Heat Integration Improvement for Eastern European Countries Sugar-Plant // 15<sup>th</sup> International Congress of Chemical and Process Engineering, CHISA’2002, Praha, 2002, Summaries Vol. 4. System Engineering. Prague. 2002. P. 251–252. (Paper No. P5.69.)

41. Energy saving and emission reduction at the sugar-plant with take into account of condensate heat of return steam in process integration L.L. Tovazhnyansky, P.O. Kapustenko, L.M. Ulyev, I.A. Yu. Perevertlenko, I.S. A. Boldyryev, I.A. S. Demirskiy 16<sup>th</sup> International Congress of Chemical and Process Engineering, CHISA’2004, Prague, 2004, Summaries Vol. 4. System Engineering. Praha. 2004. P. 251–251. (Paper No. P5. 69. P. 19.).

42. Licha H., Valentin P., Wersel M., Witte G. The Plate Evaporator – A New Methodic Evaporation Technology // Zuckering. 1989. Vol. 114. No 10. S. 785–798.

#### Bibliography (transliterated)

1. Smit R., Klemesh Y., Tovazhnyanskiy L.L., Kapustenko P.A., Ulev L.M. Osnovyi integratsii teplovyih protsessov. Harkov: HGPU. 2000. p. 457.

2. Victorov V.K. Economic estimation of availability variants for heat exchange systems Proceedings of International Conference “Mathematical Methods in Chemistry and Chemical Engineering”, MMCh – 10. Tula. 1996. P. 60.

3. Menshikov F.K. Dietoterapiya. Ch. 1., "Meditsina", 1965.

4. Yogiro Tsuzuki, Inzo Yomazaki. ISJ, 54, 1952.

5. Silin M.P. Tehnologiya sahara. 1967. p. 625

6. Lippman E.O. Geschichte des Zuckers, Berlin, 1929.

7. Benin G.S. Saharnaya promyishlennost, 1964, #8, 74.

8. Tyobe P. vyiparnoy apparat s nishodyaschim potokom vyiparivaemoy zhidkosti v saharnoy promyishlennosti. – 1993. – p. 85–88.

9. Ladanok A.P., Kravchuk A.F., Kurilenko O.D. Rekonstruktsiya teplovogo kompleksa: osnovnyie parametryi i zadachi upravleniya protsessom. Tsukor Ukrainyi. #4–5 (34), 2003, p. 26–32.

10. Chagarov A.N., Filonenko V.N., Pryadko N.A., Ladanok A.P. Sposob avtomaticheskogo upravleniya plenochnyim vyiparnym apparatom. – Opubl. 1990, Byul. # 48.
11. Kravchuk A.F., Eremenko B.A. Tehniko-ekonomicheskaya otsenka raboty vyiparnoy ustanovki sahnogo zavoda. Tsukor Ukraini. # 4–5 (34), 2003, p. 33–35.
12. D. L. Westphalen, M. Franco, M. R. W. Macie. Strategies for process integration of evaporation systems. 14th International Congress of Chemical and Process Engineering, CHISA'2000, Praha, 2000, Summaries Vol. 4. Process System Engineering. Prague. 2000. P. 216. (Paper No. P7.77).
13. F. Xiao, R. Smith. Case studies of heat integration of evaporation system. Chinese Journal of Chemical Engineering. No 9, pp. 224–227, 2001.
14. Osnovni napryamki energozberezhennya v tsukrovii promyslovosti. Tsukor Ukrayini. #1 (31), 2003, p. 17–19.
15. Analiz teplo potrebleniya i energosberezhenniya na sahnnykh zavodakh Ukrainyi V sb. "Ukraina: Energosberezhennye v pishchevoy promyshlennosti" (Programma Ta-cis). – 79–89.
16. Hristenko V.I., Shtangeev K.O., Mischuk R.Ts. Vliyanie ekspluatatsionnykh faktorov na teplopotrebleniye v produktovom otdelenii. Sahar. – 2000, #3, p. 15–17.
17. Hristenko V.I., Shtangeev K.O. Rozrachunok temperaturi vidkachki difuziynoyi ustanovki koritnogo tipu. Tsukor Ukrayini, #2 (32), 2003, p. 20–21.
18. G. Vaccari, E. Tamburini, G. Sgualdino, M. Kearney<sup>1</sup>, V. Kochergin<sup>1</sup>, D. Costesso. Cooling crystallization applied to the “extract” of a chromatographic separation process (SMB) of beet raw juice. 14th International Congress of Chemical and Process Engineering, CHISA'2000, Praha, 2000, Summaries Vol. 4. Process System Engineering. Prague. 2000. P. 29. (Paper No. H1.4).
19. M. Grabowski, K. Urbaniec. Minimum energy consumption in sugar production by cooling crystallisation of concentrated raw juice. 14th International Congress of Chemical and Process Engineering, CHISA'2000, Praha, 2000, Summaries Vol. 4. Process System Engineering. Prague. 2000. P. 30. (Paper No. H1.5).
20. M. Grabowski, J. Klemes, K. Urbaniec, G. Vaccari, X.X. Zhu. Minimum energy consumption in sugar production by cooling crystallisation of concentrated raw juice. Applied Thermal Engineering No 21, pp. 1319–1329, 2001.
21. G. Vaccari, P. Wawro, E. Tamburini, G. Sgualdino and T. Bernardi. Comparison between cooling crystallization of microfiltered raw juice and traditional thick juice. Proceedings of 4th Conference Process Integration, Modelling and Optimisation for energy Saving and Pollution Reduction (PRESS'01), Florence 20–23 May, 2001. P. 167–172.
22. K. Urbaniec and J. Wernik. Minimisation of water use in a novel sugar manufacturing process. 15th International Congress of Chemical and Process Engineering, CHISA'2002, Praha, 2002, Summaries Vol. 4. System Engineering. Prague. 2002. P. 91. (Paper No. H4.1).
23. M. Grabowski, J. Klemes, K. Urbaniec, G. Vaccari and J. Vernik. Characteristics of energy and water use in a novel sugar manufacturing process. Proceedings of 4th Conference Process Integration, Modelling and Optimisation for energy Saving and Pollution Reduction (PRESS'01), Florence 20–23 May, 2001. P. 407–410.
24. G. Vaccari, E. Tamburini, G. Sgualdino, K. Urbaniec<sup>1</sup>, J. Klemes. Overview of the environmental problems in beet sugar processing: possible solutions. 15th International Congress of Chemical and Process Engineering, CHISA'2002, Praha, 2002, Summaries Vol. 4. System Engineering. Prague. 2002. P. 94–95. (Paper No. H4.3).

25. M. Ribas Garcia, R. Hurtado Vargas, R. Diaz, C. De Armas Casanova, L. Rostgaard Beltran Analysis of sugar production flowsheets. Part I: Mathematical modelling. 15th International Congress of Chemical and Process Engineering, CHISA'2002, Praha, 2002, Summaries Vol. 4. System Engineering. Prague. 2002. P. 232–233. (Paper No. P5.56).
26. R. Hurtado Vargas, M. Ribas Garcia, R. Diaz, C. De Armas Casanova, L. Rostgaard Beltran Analysis of sugar production flowsheets. Part II: Software tool and case study. 15th International Congress of Chemical and Process Engineering, CHISA'2002, Praha, 2002, Summaries Vol. 4. System Engineering. Prague. 2002. P. 243–244. (Paper No. P5.63).
27. Raúl Sabadí Díaz, Rafael Hurtado Vargas, Mauricio Ribas García, Carlos de Armas Casanova and Leopoldo Rostgaard Beltran. Analysis of sugar production flowsheets. Part III: Balances at equipment and operation level. 15<sup>th</sup> International Congress of Chemical and Process Engineering, CHISA'2002, Praha, 2002, Summaries Vol. 4. System Engineering. Prague. 2002. P. 92. (Paper No. H4.2).
28. Linnhoff B., Polley G.T., Sahdev V. General process improvements through pinch technology. Chem. Eng. Progress (May), 1988, pp. 51–58.
29. Twaite N.R., Warnes A.J.N. Technical aspects of reducing production costs. Zuckerind. 114, 1989, pp. 889–897.
30. Suhin V.P. Magnitogidrodinamicheskiy rezonans – metod intensivatsii tehnologicheskikh protsessov i energoresursosberezheniya v proizvodstve sahara. #2 (32), 2003, p. 22–23.
31. Urbanets K., Zalevski P., Klemesh Y. Proekt rekonstruktsii dlya polskih saharnykh zavodov s primeneniem metodov integratsii protsessov i sovremennogo teploobmennogo oborudovaniya Integrovani tehnologiyi ta energozberezheniya. 2001. #1. p. 3–12.
32. Klemes J., Kimenov G., Nenov N. Application of pinch technology in food and drink industry. CHISA/PRES'98. Prague, 1998, paper No. 136.
33. Klemesh I., Ptachnik R. Sintez optimalnoy strukturyi sistem teploobmena Teor. osnovyi him. tehnol. 1987. T. 21. # 4. p. 488–498.
34. Linnhoff B., Flower J.R. Synthesis of heat exchanger networks: I. Systematic generation of energy optimal network AIChE J. 1978. Vol.24. No. 4. P. 633–642
35. Smith R. Chemical Process Design. New York. McGraw-Hill, Inc. 1995. P. 460.
36. Tovazhnyanskiy L.L., Kapustenko P.A., Ulev L.M., Boldyirev S.A. Ekonomicheski optimalnaya teplovaya integratsiya na saharnykh zavodakh Mezhdunar. Nauchn.prakt. konf. “Logistika i ekonomika resursosberezheniya i energosberezheniya v pro-myishlennosti” (LEREP – 2002), 28–31 Oktyabrya. 2002. Moskva. Statya p 3.2–1.1.4.
37. Tovazhnyanskiy L.L., Kapustenko P.A., Ulev L.M., Perevertaylenko A.Yu., Boldyirev S.A. Prognoz snizheniya vyibrosov SO<sub>2</sub> pri uluchshenii teplovoy integratsii na saharnykh zavodakh Severo-Vostochnoy Ukrainyi IV Vseukrainska naukovu-metodichna konferentsiya z mizhnorodnoyu uchastyu “Ekologiya inzheneriya. Stan, naslidki, shlyahi stvorenniya ekologichno chistih tehnologiy”, 22–25 zhovtnya 2002 r. Zbirka dopovidey. Dniprodzerzhinsk. 2002. p. 16–18.
38. Tovazhnyanskiy L.L., Kapustenko P.A., Ulev L.M., Boldyirev S.A. Teplovaya integratsiya i energosberezhenie v saharnoy promyishlennosti Vestnik NTU “HPI”. 2002. Vyip. 9. T. 1. Harkov. NTU “HPI”. p. 94–105.
39. Tovazhnyanskiy L.L., Kapustenko P.A., Ulev L.M., Boldyirev S.A. Uluchshenie teplovoy integratsii na saharnykh zavodakh Integrovani tehnologiyi ta energozberezheniya. 2002, # 2. p. 11–16.

40. Tovazhnyansky L.L., Kapustenko P.A., Ulyev L.M., Boldyryev S.A. Heat Integration Improvement for Eastern European Countries Sugar-Plant 15th International Congress of Chemical and Process Engineering, CHISA'2002, Praha, 2002, Summaries Vol. 4. System Engineering. Prague. 2002. P. 251–252. (Paper No. P5.69.)

41. Energy saving and emission reduction at the sugar-plant with take into account of condensate heat of return steam in process integration L.L. Tovazhnyansky, P.O. Kapustenko, L.M. Ulyev, I.A. Yu. Perevertlyenko, I.S. A. Boldyryev, I.A. S. Demirskiy 16th International Congress of Chemical and Process Engineering, CHISA'2004, Prague, 2004, Summaries Vol. 4. System Engineering. Praha. 2004. P. 251–251. (Paper No. P5. 69. P. 19.).

42. Licha H., Valentin P., Wersel M., Witte G. The Plate Evaporator – A New Methodic Evaporation Technology Zuckering. 1989. Vol. 114. No 10. p. 785–798.

УДК 621.1.016: 579

Болдирев С.О.

### **МЕТОДИ ЕНЕРГОЗБЕРЕЖЕННЯ В ЦУКРОВІЙ ПРОМИСЛОВОСТІ (ОГЛЯД)**

У роботі зроблено огляд методів енергозбереження у цукровій промисловості. Визначаються останні тенденції модернізації та реконструкції цукрових виробництв. Розглянуто споживання енергії на переробку цукрових буряків в розвинутих країнах і порівнюється з цим показником в Україні. Визначено енергозберігаючий потенціал для українських цукрових заводів з використанням методів інтеграції процесів та сучасного енергозберігаючого обладнання.

Качан Ю.Г., Баташова Н.А.

## ОБ ОЦЕНКЕ ТЕПЛОВОЙ МОЩНОСТИ СИСТЕМ ОТОПЛЕНИЯ

При решении задач теплоснабжения возникают ситуации, когда экономически более целесообразно утеплять здания, чем увеличивать тепловую мощность системы и тратить в дальнейшем средства на покупку дополнительного объема топлива. Опыт развитых стран показывает, что на современном уровне развития техники потери теплоты в зданиях могут быть уменьшены более чем на 35 %. А значит и одним из приоритетных направлений энергосбережения в этой области является утепление ограждающих конструкций зданий и создание системы отопления, имеющей минимальную с экономической точки зрения тепловую мощность.

В настоящее время при проектировании котельных расчетный отпуск тепла на отопление как правило определяется по формуле [1]:

$$Q_o = \alpha \cdot q_o (t_a - t_{ii}) V_i, \quad (1)$$

где  $t_a$  – расчетная температура воздуха внутри отапливаемых помещений, °С;  $t_{но}$  – средняя температура воздуха наиболее холодных пятидневок из восьми наиболее холодных зим за 50-ти летний период, °С;  $q_o$  – удельный расход тепла на 1 м<sup>3</sup> здания по наружному обмеру (отопительная характеристика здания, равная усредненным теплопотерям одного м<sup>3</sup> здания при разности внутренней и наружной температур в 1°), Вт/(м<sup>3</sup>К);  $V_n$  – наружный строительный объем зданий;  $\alpha$  – климатический коэффициент.

При таком расчете не учитывается возможность снижения теплопотерь за счет, например замены окон, утепления стен, верхнего и нижнего перекрытий здания, а также наличие внутренних тепловыделений. Поэтому такой расчет позволяет определить только отопительную нагрузку и его можно использовать лишь как ориентировочный, тогда как для решения вопросов энергосбережения необходимо учитывать все возможные факторы, определяющие тепловую мощность системы отопления.

В работе предложена методика оценки необходимой тепловой мощности системы, позволяющая учитывать возможность выбора изоляционных материалов, снижающих теплопотери здания, а также имеющиеся внутренние тепловыделения в здании.

Очевидно, что рассматриваемую задачу более целесообразно решать исходя из теплового баланса системы отопления:

$$Q_{\Sigma} = Q_{огр} + Q_{инф} = Q_o + Q_{быт}, \quad (2)$$

где  $Q_{\Sigma}$  – суммарные тепловые потери здания;  $Q_{огр}$  – теплопотери теплопередачей через наружные ограждения;  $Q_{инф}$  – теплопотери инфильтрацией из-за поступления холодного воздуха в помещение через неплотности наружных ограждений;  $Q_o$  – подвод теплоты в здание через отопительную систему;  $Q_{быт}$  – внутренние тепловыделения. Тогда тепловая мощность системы отопления, определяется как:

$$Q_o = Q_{огр} + Q_{инф} - Q_{быт}, \quad (3)$$



Определение первых двух составляющих не представляет собой каких-либо сложностей. Так вопрос вычисления теплопотерь путем теплопередачи через наружные ограждения здания был рассмотрен проф. Н.С. Ермолаевым [2]:

$$Q_{i\bar{\alpha}\bar{\delta}} = (t_{\bar{\alpha}} - t_i) V_i \left\{ \frac{P}{S} [k_{\bar{n}} + \varphi(k_{i\bar{\epsilon}} - k_{\bar{n}})] + \frac{1}{L} [\psi_1 k_{i\bar{\delta}} + \psi_2 k_{i\bar{\epsilon}}] \right\}, \quad (4)$$

где  $q_0 = \frac{P}{S} [k_{\bar{n}} + \varphi(k_{i\bar{\epsilon}} - k_{\bar{n}})] + \frac{1}{L} [\psi_1 k_{i\bar{\delta}} + \psi_2 k_{i\bar{\epsilon}}]$  и есть удельный расход тепла. Здесь  $[k_{\bar{n}} + \varphi(k_{i\bar{\epsilon}} - k_{\bar{n}})]$ ,  $[\psi_1 k_{i\bar{\delta}} + \psi_2 k_{i\bar{\epsilon}}]$  – средние коэффициенты теплопередачи вертикальных и горизонтальных ограждений здания, Вт/(м<sup>2</sup>·К), а  $k_c$ ,  $k_{ок}$ ,  $k_{пл}$ ,  $k_{nm}$  – коэффициенты теплопередачи стен, окон, пола нижнего этажа, потолка верхнего этажа;  $\varphi$  – коэффициент остекления, т.е. отношение площади окон к площади вертикальных ограждений (стен);  $P$ ,  $L$  – периметр и высота здания, м;  $S$  – его площадь, м<sup>2</sup>;  $\psi_1$  и  $\psi_2$  – поправочные коэффициенты на расчетный перепад температур для верхнего и нижнего горизонтальных ограждений здания. Коэффициенты  $\psi_1$  и  $\psi_2$  меньше единицы, так как в отопительный период температура воздуха на чердаке здания и температура грунта под полом нижнего этажа выше наружной температуры. В большинстве случаев  $\psi_1 = 0,75-0,9$ ;  $\psi_2 = 0,5-0,7$ .

Как видно из формулы (4), максимальные теплопотери теплопередачей через наружные ограждения соответствуют минимальному значению  $t_n$ , т.е. наименьшей температуре наружного воздуха, которая имеет, как правило, кратковременный характер. Поэтому при определении тепловой мощности системы отопления по выражению (1) и исходят не из минимального значения наружной температуры, а из другого, более высокого, так называемого расчетного значения наружной температуры  $t_{но}$ , равного, как указано выше, средней температуре наиболее холодных пятидневок, взятых из восьми наиболее холодных зим за 50-летний период. Очевидно, что для удобства и простоты сравнения вариантов теплопотерь зданий с различными утеплителями и при подборе оборудования для мини-котельной целесообразно использовать именно эту температуру.

Для учета возможности «утепления» здания, а также последующей экономической оценки такого мероприятия необходимо, чтобы в методике расчета рассматриваемой тепловой мощности в явном виде присутствовали толщины каждого слоя ограждения и их коэффициенты теплопроводности. Это достигается, если коэффициенты теплопередачи  $k_c$ ,  $k_{пл}$ ,  $k_{nm}$  в (4) представить в виде [3]:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{\hat{A}}} + \sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_f}}, \quad (5)$$

где  $\alpha_B$  – коэффициент теплоотдачи от внутреннего воздуха к поверхности ограждения, Вт/(м<sup>2</sup>·К);  $\delta_i$  – толщина  $i$ -го слоя ограждения, м;  $\lambda_i$  – коэффициент теплопроводности  $i$ -го слоя ограждения, Вт/(м·К);  $\alpha_H$  – коэффициент теплоотдачи от наружной поверхности к окружающему воздуху, Вт/(м<sup>2</sup>·К). Коэффициенты  $\alpha_B$ ,  $\alpha_H$  – определяются по

СниП II – 3 – 79\*\*. В случае выбора варианта конструкции окон можно поменять предыдущие значения коэффициента  $k_{ок}$  их теплопередачи на последующие.

При определении теплопотерь через наружные ограждения коэффициентом  $k_{дв}$  учитываются также добавочные потери, которые нормируются СниП – 2.04.05 – 91, а также изменением №1 к СниП 2.04.05 – 91. Проанализировав данные указанных норм, становится очевидным, что  $k_{дв}$  находится в пределах 1–1,35.

Определение теплопотерь на нагревание инфильтрирующего воздуха относится к вопросам отопления и вентиляции [2]:

$$Q_{инф} = \omega F c_a (t_a - t_i),$$

где  $F$  – площадь суммарного сечения неплотностей в наружных ограждениях, м<sup>2</sup>;

$c_a$  – объемная теплоемкость воздуха, Дж/(м<sup>3</sup>К);  $\omega = \sqrt{2gL_{дс}(1 - \frac{t_i}{t_a}) + \omega_a^2}$  – скорость про-

хождения инфильтруемого воздуха через рассматриваемые сечения неплотностей, м/с.

Здесь  $\omega_a$  – скорость ветра, м/с;  $L_{дс}$  – высота здания (для жилых и общественных зданий – высота этажа), м;  $g$  – ускорение свободно падающего тела, м/с.

При современном уровне развития строительных технологий неплотностей в наружных ограждениях практически нет, поэтому можно сказать, что теплопотери на нагревание инфильтрирующего воздуха во вновь строящихся зданиях отсутствуют. В связи с этим данный вид теплопотерь предлагается определять как теплопотери на вентиляцию:

$$Q_a = n \cdot c_a \cdot V_a \cdot (t_a - t_{ii}), \quad (6)$$

где  $n$  – кратность воздухообмена, 1/с (берется по типовым проектам зданий, а для действующих установок – по эксплуатационным данным, либо по нормам проектирования соответствующих зданий СниП 2.08.01 – 89\*, СниП 2.08.02 – 89\*, СниП 2.09.04 – 87\*, СниП 2.04.05 – 91\*),  $V_a$  – вентилируемый объем помещения, м<sup>3</sup>,  $c_a$  – объемная теплоемкость воздуха, Дж / (м<sup>3</sup>К).

Не менее важно учесть и внутренние тепловыделения. Для жилых зданий удельная мощность тепловых потоков, поступающих в комнаты и кухни в виде указанных тепловыделений, принимается в настоящее время равными в количестве 10Вт на 1м<sup>2</sup> площади пола. Т.е. суммарные тепловыделения данного вида равны  $Q_{быт} = 10 \cdot F_n$ , где  $F_n$  – площадь пола отапливаемого помещения, м<sup>2</sup>. Очевидно, что такое определение тепловыделений весьма приблизительно и не учитывает ни энергонасыщенности здания, ни числа проживающих или работающих в нем людей. В настоящей работе предлагается использовать для определения мощности бытовых тепловыделений выражение вида:

$$Q_{быт} = Q_l + Q_{осв} + Q_{газ}, \quad (7)$$

где  $Q_l$ ,  $Q_{осв}$ ,  $Q_{газ}$  – тепlopоступления от людей, осветительных приборов и газового нагревательного оборудования, Вт.

Первое слагаемое в (7) можно определить из выражения:

$$Q_l = m Q_{чел} k_m k_{в.п.}, \quad (8)$$

где  $m$  – количество проживающих или работающих в здании людей;  $Q_{чел}$  – тепловыделение человека (в спокойном состоянии взрослый человек отдает окружающей среде 120 Вт [1]);  $k_m$  – коэффициент степени тяжести труда: 1 – для легкой работы, 1,07 – для работы средней тяжести и 1,15 – для тяжелой работы [4];  $k_{в.н.}$  – коэффициент времени пребывания людей в рассматриваемом здании  $k_{в.н.} = \frac{t_{\Sigma}}{24}$ . Здесь  $t_{\Sigma}$  – среднесуточное пребывание людей в здании (берется в зависимости от назначения здания), ч.

Теплопоступления от осветительных приборов предлагается определять следующим образом:

$$Q_{осв} = P_{осв}(1-\eta)k_{осв}, \tag{9}$$

где  $P_{осв}$  – суммарная мощность осветительных приборов, Вт;  $\eta$  – средневзвешенный КПД осветительных приборов;  $k_{осв}$  – коэффициент времени использования осветительных приборов  $k_{i\bar{n}\bar{a}} = \frac{24-t_{\bar{n}\bar{a}}-t_{i\bar{i}}}{24}$ . Здесь  $t_{\bar{n}\bar{a}}$  – продолжительность светового дня, ч;

$t_{i\bar{i}}$  – время, когда освещение не используется, ч (берется по статистическим данным как ночной провал потребления электроэнергии, либо с момента окончания рабочего дня). Очевидно, что коэффициент времени использования осветительных приборов зависит не только от продолжительности светового дня для рассматриваемой местности, но и непродолжительного времени использования осветительных приборов еще до его окончания и использования освещения в помещениях, где отсутствуют окна. Поэтому рассматриваемый коэффициент требует уточнения, но тем не менее очевидно, что он может находиться в диапазоне 1,05–1,5.

Теплопоступления от газовых нагревательных приборов можно определить как:

$$Q_{газ} = G_2 C_2 k_{н.м} / 3600, \tag{10}$$

где  $G_2$  – среднечасовой расход газа, м<sup>3</sup>/ч,  $C_2$  – теплотворная способность газа, Дж/м<sup>3</sup>;  $k_{н.м}$  – коэффициент неучтенных потерь тепла, например, связанных с работой вытяжек. Определение величины последнего затруднено, но очевидно, что он будет находиться в диапазоне 0,5–1, т.к. даже при постоянной работе вытяжки большой мощности не может быть выброшено более половины объема данного теплопоступления.

Таким образом, окончательно зависимость для определения тепловой мощности системы отопления принимает вид:

$$Q_o = (t_{\bar{a}} - t_{i\bar{i}}) k_{\bar{a}\bar{i}\bar{i}} V_i \left\{ \begin{aligned} & \left[ \frac{P}{S} \left[ \frac{1}{\alpha_{\bar{A}\bar{n}}} + \sum \frac{\delta_{i.c}}{\lambda_{i.c}} + \frac{1}{\alpha_{H.c}} \right] + \varphi \left( k_{o\bar{e}} - \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{\bar{A}\bar{n}}} + \sum \frac{\delta_{i.c}}{\lambda_{i.c}} + \frac{1}{\alpha_{H.c}}} \right) \right] + \\ & \left[ \frac{1}{L} \left[ \psi_1 \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{\bar{A}\bar{i}\bar{o}}} + \sum \frac{\delta_{i.\bar{i}\bar{o}}}{\lambda_{i.\bar{i}\bar{o}}} + \frac{1}{\alpha_{H.\bar{i}\bar{o}}} } + \psi_2 \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{\bar{A}\bar{i}\bar{e}}} + \sum \frac{\delta_{i.\bar{i}\bar{e}}}{\lambda_{i.\bar{i}\bar{e}}} + \frac{1}{\alpha_{H.\bar{i}\bar{e}}} } \right] \right] \end{aligned} \right\} + \tag{11}$$

$$+ n \cdot c_{\bar{a}} V_{\bar{a}} (t_{\bar{a}} - t_{i\bar{i}}) - [m Q_{\bar{a}\bar{e}} k_{\bar{o}} k_{\bar{a}\bar{i}} + P_{i\bar{n}\bar{a}} (1-\eta) k_{i\bar{n}\bar{a}} + G_{\bar{a}} C_{\bar{a}} k_{i.\bar{o}} / 3600].$$

Выражение (11) может рассматриваться как основа математической модели системы отопления, учитывающей возможность «утепления», параметры здания, количество человек, проживающих или работающих в нем, энергонасыщенность помещений. В данной модели неоднозначными (калибровочными) коэффициентами являются  $\psi_1$ ,  $\psi_2$ ,  $k_m$ ,  $k_{в.п.}$ ,  $k_{осв.}$ ,  $k_{н.т.}$ ,  $k_{дон.}$ , оптимальное соотношение которых может быть подобрано известными методами информационных технологий [5].

В случае использования в здании еще какого-либо энергетического оборудования, связанные с этим дополнительные тепловыделения могут быть легко учтены в зависимости (11) путем добавления соответствующего слагаемого.

#### Литература

1. Гусев В.М., Ковалев Н.И. и др., Теплотехника, отопление, вентиляция и кондиционирование воздуха. – Ленинград.: Стройиздат, Ленинское отделение, 1981, 344 с.
2. Соколов Е.Я., Теплофикация и тепловые сети. – М.: Энергоиздат, 1982, 360с.
3. Исаченко В.П., Осипова В.А. и др., Теплопередача. – М.: Энергоиздат, 1981 г., 416 с.
4. Отопление и вентиляция в двух частях, ч.II, под ред. д.т.н., проф. В.Н. Богословского. – М.: Стройиздат, 1976, 440 с.
5. Гультияев А.К. MATLAB 5.2 Имитационное моделирование в среде Windows. – СПб.: КОРОНАпринт, 1999, 288 с.

#### Bibliography (transliterated)

1. Gusev V.M., Kovalev N.I. i dr., Teplotehnika, otoplenie, ventilyatsiya i konditsionirovanie vozduha. – Leningrad.: Sroyizdat, Leninskoe otделение, 1981, 344 p.
2. Sokolov E.Ya., Teplofikatsiya i teplovyie seti. – M.: Energoizdat, 1982, 360 p.
3. Isachenko V.P., Osipova V.A. i dr., Teploperedacha. – M.: Energoizdat, 1981 g., 416 p.
4. Otoplenie i ventilyatsiya v dvuh chastyakh, ch.II, pod red. d.t.n., prof. V.N. Bogoslovskogo. – M.: Sroyizdat, 1976, 440 p.
5. Gulytyaev A.K. MATLAB 5.2 Imitatsionnoe modelirovanie v srede Windows. – SPb.: KORONAprint, 1999, 288 p.

УДК 697.1

Качан Ю.Г., Баташова Н.А.

#### **ПРО ОЦІНКУ ТЕПЛОВОЇ ПОТУЖНОСТІ СИСТЕМ ОПАЛЕННЯ**

У роботі запропонована методика оцінки необхідної теплової потужності системи опалення, що дозволяє враховувати можливість вибору ізоляційних матеріалів, які знижують тепловтрати, а також параметри будівлі, кількість людей, що проживають або працюють у ній та енергонасиченість приміщень.

УДК 621.314

Губинский М.В., Усенко А.Ю., Шевченко Г.Л., Шишко Ю.В.

## ОЦЕНКА ЭМИССИИ ПАРНИКОВЫХ ГАЗОВ ПРИ ИСПОЛЬЗОВАНИИ ИСКОПАЕМЫХ ТОПЛИВ И БИОМАССЫ

Непрерывный рост потребностей современного общества в энергии приводит к увеличению потребления ископаемых топливно-энергетических ресурсов и, соответственно, к увеличению выброса в атмосферу продуктов сгорания, в том числе, парниковых газов, повышение концентрации которых в атмосфере является одной из вероятных причин необратимого изменения климата.

Одним из основных путей снижения объема выбросов парниковых газов и экономии традиционных видов топлива является замена ископаемого топлива на возобновляемые источники энергии, в том числе, на биомассу. В то же время, выбор направлений развития биоэнергетических технологий определяется не только технико-экономическими показателями, но и их экологической эффективностью.

Основными критериями при выборе технологии энергетического использования биомассы являются экономические показатели и величина снижения эмиссии парниковых газов при допустимой величине выбросов загрязняющих веществ. Если экономические критерии известны и достаточно эффективно используются на практике, то существующие экологические критерии не позволяют объективно сравнивать различные технологии и оборудование, использующие различные виды биотоплива, а также полностью учесть влияние вида и качества заменяемого топлива.

Настоящая статья посвящена разработке новых экологических критериев и их использованию на практике.

В настоящее время существует значительное количество технологий термического использования биомассы, каждая из которых отличается, в первую очередь, конечной целью процесса (получение тепловой энергии, электрической энергии, жидкого или твердого топлива), а также видом используемой биомассы и способом ее переработки. Одним из основных критериев, который должен определить приоритет той или иной технологии, является показатель, определяющий снижение эмиссии парниковых газов в результате использования биотоплива.

Как известно, при сжигании биомассы выделяется соответствующее количество парниковых газов, однако, при ее росте, аналогичное количество  $\text{CO}_2$  поглощается. В связи с этим, биомасса считается  $\text{CO}_2$  нейтральным топливом, и, таким образом, при ее использовании, роста концентрации парниковых газов в атмосфере не происходит.

Существующие методики по расчету показателя эмиссии направлены на определение величины эмиссии до и после энергетического использования биомассы и позволяют определить эмиссию в привязке к конкретным технологиям и оборудованию, видам топлива. В результате, определяются: абсолютное значение выбросов за рассматриваемый промежуток времени; показатель эмиссии (приведенная эмиссия), отнесенный к единице исходного ископаемого топлива; либо удельная эмиссия, отнесенная к единице полезной энергии.

Эти показатели позволяют оценить снижение выбросов при производстве одного и того же вида энергоносителя. Однако сравнение указанных показателей при производстве различных видов энергии становится необъективным. Кроме того, полученные показатели не являются прямыми характеристиками, а носят косвенный характер.

Таким образом, используемые ранее показатели снижения эмиссии не позволяют объективно сравнивать различные технологии и оборудование, эффективность использования различных видов биотоплива и оценить влияние их качества на конечный результат, а также полностью учесть влияние вида и качества заменяемого топлива.

Предлагаемый экологический критерий эффективности энергетического использования биомассы позволяет исключить вышеуказанные недостатки.

В работе предложен показатель удельного снижения выбросов парниковых газов при замене ископаемого топлива биомассой –  $\epsilon_{CO_2}$  :

$$\epsilon_{CO_2} = \frac{E_{CO_2}^{\hat{E}\hat{N}\hat{E}} - E_{CO_2}^{\hat{A}\hat{I}}}{\hat{A}_{\hat{A}\hat{I}} \cdot Q_{f, \hat{A}\hat{I}}}, \quad (1)$$

где  $E_{CO_2}^{\hat{E}\hat{N}\hat{E}}$  и  $E_{CO_2}^{\hat{A}\hat{I}}$  – абсолютные величины выбросов парниковых газов при работе на ископаемом топливе и биомассе, соответственно, кгCO<sub>2</sub>-экв/ч;  $\hat{A}_{\hat{A}\hat{I}}$  – расход биомассы, кг/ч;  $Q_{f, \hat{A}\hat{I}}$  – теплота сгорания биомассы, Дж/кг.

Этот показатель относится непосредственно к биомассе, учитывая ее основные свойства как энергетического топлива, и не зависит от вида производимой энергии.

Предполагая, что выработка энергии одинакова до и после замены ископаемого топлива, вид зависимости (1) преобразуется в выражение, не содержащее полезной энергии:

$$\epsilon_{CO_2} = e_{CO_2}^{\hat{E}\hat{N}\hat{E}} \left( \frac{\eta_{\Sigma}^{\hat{A}\hat{I}}}{\eta_{\Sigma}^{\hat{E}\hat{N}\hat{E}}} - \frac{e_{CO_2}^{\hat{A}\hat{I}}}{e_{CO_2}^{\hat{E}\hat{N}\hat{E}}} \right), \quad (2)$$

где  $e_{CO_2}^{\hat{A}\hat{I}}$  и  $e_{CO_2}^{\hat{E}\hat{N}\hat{E}}$  – показатели эмиссии парниковых газов, отнесенные к единице теплоты сгорания топлива, гCO<sub>2</sub> экв/кг;  $\eta_{\Sigma}^{\hat{A}\hat{I}}$  и  $\eta_{\Sigma}^{\hat{E}\hat{N}\hat{E}}$  – КПД брутто процессов производства энергии при использовании биомассы и ископаемого топлива, соответственно, %.

Применительно к условиям Украины на основе системного подхода разработана методика определения показателей эмиссии  $e_{CO_2}$ , которая включает суммирование выбросов парниковых газов по всей технологической цепочке использования топлива, начиная с добычи и завершая его сжиганием:

$$e_{CO_2} = e_{CO_2}^{\hat{a}\hat{i}\hat{a}} + e_{CO_2}^{\hat{o}\hat{o}} + e_{CO_2}^{\hat{i}\hat{a}\hat{o}} + e_{CO_2}^{\hat{n}\hat{a}\hat{e}}, \quad (3)$$

где  $e_{CO_2}^{\hat{a}\hat{i}\hat{a}}$ ,  $e_{CO_2}^{\hat{o}\hat{o}}$ ,  $e_{CO_2}^{\hat{i}\hat{a}\hat{o}}$ ,  $e_{CO_2}^{\hat{n}\hat{a}\hat{e}}$  – эмиссия парниковых газов при добыче, транспортировке, переработке и сжигании топлив, соответственно, гCO<sub>2</sub>-экв/кг у.т.

При этом в расчетах учитываются все основные виды энергоносителей, используемые на всех технологических этапах их производства и реализации.

В результате, создана методика, позволившая оценить диапазоны значений показателей эмиссии парниковых газов  $e_{CO_2}$  для ископаемых видов топлива – угля, мазута, природного газа (ПГ) и биомассы (БМ) в условиях Украины:

$$e_{CO_2}^{\hat{o}\hat{a}\hat{i}\hat{e}\hat{u}} = 3364 \div 4350 \text{ гCO}_2\text{-экв /кг у.т.}; \quad e_{CO_2}^{\hat{i}\hat{a}\hat{c}\hat{o}\hat{o}} = 2501 \div 2555 \text{ гCO}_2\text{-экв /кг у.т.};$$

$$e_{CO_2}^{\hat{i}\hat{A}} = 1714 \div 1908 \text{ гCO}_2\text{-экв /кг у.т.}; \quad e_{CO_2}^{\hat{A}\hat{I}} = 0,8 \div 125,2 \text{ гCO}_2\text{-экв /кг у.т.}$$

На основании полученных данных о выбросах парниковых газов проведен анализ снижения эмиссии парниковых газов в атмосферу при полной либо частичной замене ископаемого топлива биомассой при использовании различных технологий ее переработки применительно к условиям Украины (рис. 1).

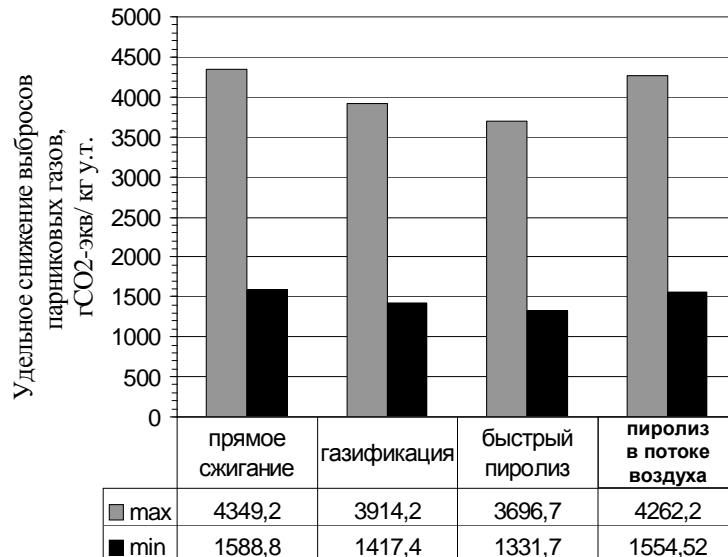


Рисунок 1 – Значения удельного снижения выбросов парниковых газов в результате замены ископаемого топлива биомассой при выработке тепловой энергии в Украине

При совместном сжигании ископаемого топлива и биомассы показатель эмиссии для смеси топлив снижается пропорционально доле биомассы. На рис. 2 представлен анализ снижения эмиссии парниковых газов при использовании смеси топлив.

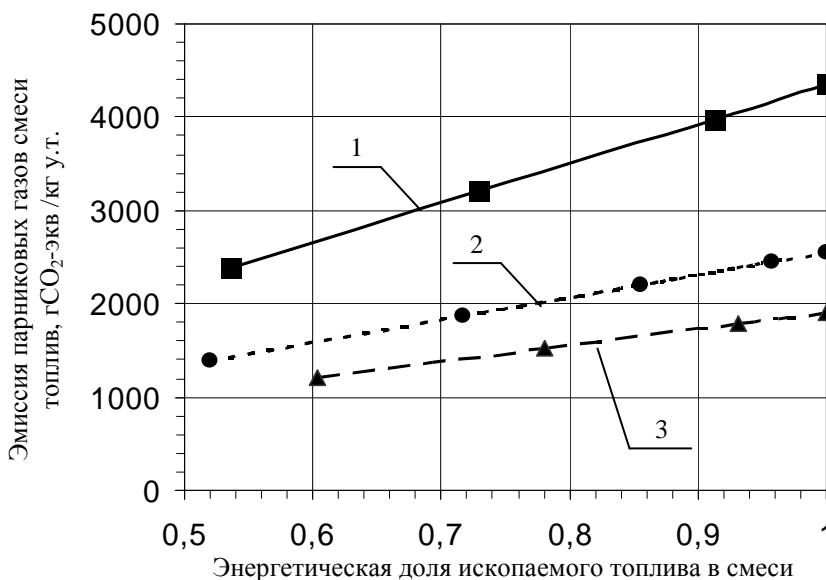


Рисунок 2 – Значения показателя эмиссии при совместном сжигании ископаемого топлива и биомассы:

1 – уголь + биомасса; 2 – мазут + биомасса; 3 – природный газ + биомасса

Исследования показали, что наиболее эффективной является технология прямого сжигания биомассы, при этом процесс пиролиза биомассы в потоке горячего воздуха с точки зрения экологической эффективности является достаточно конкурентоспособным, что подтверждает перспективность развития новых процессов термической переработки биотоплива.

### **Выводы**

Предложен показатель удельного снижения выбросов парниковых газов  $\varepsilon_{CO_2}$ , на основе которого разработана методика, позволяющая осуществить анализ экологической эффективности энергетического использования биомассы с учетом комплексного влияния вида и качества заменяемого топлива на эмиссию парниковых газов и КПД тепловых агрегатов.

На основании разработанной методики определены диапазоны показателей удельного снижения выбросов парниковых газов при замене ископаемого топлива на биомассу с использованием технологий прямого сжигания, газификации и пиролиза в условиях Украины.

### **Литература**

1. Энергетические установки и окружающая среда. Под ред. проф. Маляренко В.А. Учебное пособие. – Харьков: ХГАГХ, 2002. – 398 с.
2. Гелетуха Г.Г., Железная Т.А., Марценюк З.А. Концепция развития биоэнергетики в Украине / Промышленная теплотехника, 1999, т. 21, № 6, с. 94–102.
3. К.Л. Ефимов, О.В. Кашенко, Т.А. Косарикова. Меры по сокращению выбросов парниковых газов: опыт, возможности и проблемы на региональном уровне / Нижегородское агентство развития окружающей среды // <http://www.koi.ic.sci-nnov.ru/nice/Jornal/efim.html>.
4. Грес Л.П. Охрана окружающей среды при сжигании топлива. – Учебное пособие. – Днепропетровск: РИА «Днепр-VAL», 202. – 104 с.
5. Margaret K. Mann, Pamela L. Spath The net CO<sub>2</sub> emissions and energy balans of biomass and coal-fired power systems/ Proceedings of the Fouth Biomass Conference of Americas,– Oakland, California, August 29-September 2 1999,– Elsevier Science,– pp. 379–385.

### **Bibliography (transliterated)**

1. Energeticheskie ustanovki i okruzhayuschaya sreda. Pod red. prof. Malyarenko V.A. Uchebnoe posobie. – Harkov: HGAGH, 2002. – 398 p.
2. Geletuha G.G., Zheleznaya T.A., Martsenyuk Z.A. Kontseptsiya razvitiya bioenergetiki v Ukraine Promyishlennaya teplotehnika, 1999, t. 21, # 6, p. 94–102.
3. K.L. Efimov, O.V. Kaschenko, T.A. Kosarikova. Meryi po sokrascheniyu vyibrovov parnikovyyih gazov: opyit, vozmozhnosti i problemyi na regionalnom urovne Nizhegorodskoe agentstvo razvitiya okruzhayushey sredy <http://www.koi.ic.sci-nnov.ru/nice/Jornal/efim.html>.
4. Gres L.P. Ohrana okruzhayushey sredy pri szhiganii topliva. – Uchebnoe posobie. – Dnepropetrovsk: RIA «Dnepr-VAL», 202. – 104 p.
5. Margaret K. Mann, Pamela L. Spath The net CO<sub>2</sub> emissions and energy balans of biomass and coal-fired power systems Proceedings of the Fouth Biomass Conference of



Americas,– Oakland, California, August 29-September 2 1999,– Elsevier Science,– pp. 379–385.

УДК 621.314

Губинський М.В., Усенко А.Ю., Шевченко Г.Л., Шішко Ю.В.

**ОЦІНКА ЕМІСІЇ ПАРНИКОВИХ ГАЗІВ  
ПРИ ВИКОРИСТАННІ ВИКОПНИХ ПАЛИВ І БІОМАСИ**

У статті розглянуті питання, зв'язані з оцінкою екологічної ефективності енергетичного використання біомаси. Розроблено екологічний критерій, що дозволяє об'єктивно порівнювати біоенергетичні технології незалежно від виду і якості замінного палива. Надано аналіз зниження емісії парникових газів в атмосферу при заміні викопного палива біомасою.

УДК 678.073.002

Бухкало С.И.

### ЭНЕРГОСБЕРЕЖЕНИЕ НА РЫНКЕ ПОЛИЭТИЛЕНТЕРЕФТАЛАТА

Энергетический (снижение запасов ископаемого сырья и рост цен на него) и экологический (загрязнение окружающей среды) аспекты производства полимерных материалов вынуждают вновь возвращаться к нарастающим сложностям утилизации полимерных отходов. Последние пять лет количество только ПЭТ упаковки в мире растет ежегодно на 10–20 %, что интересно представить по регионам (рис. 1) [1].

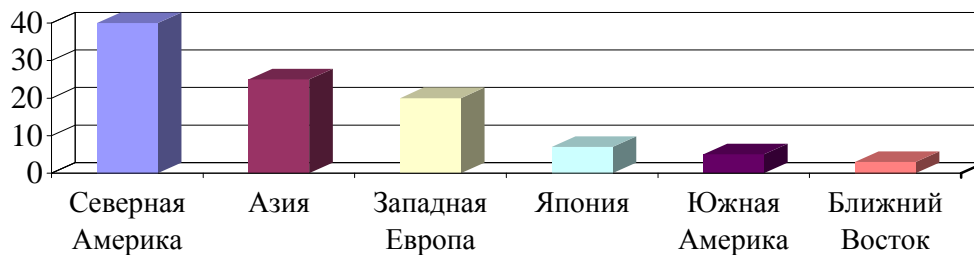


Рисунок 1 – Рост производства ПЭТ упаковки по регионам мира, %

ПЭТ упаковка в Украине занимает второе место после полиэтилена, если сегодня в среднем на каждого жителя Земли приходится 1,5 кг упаковки в год, то в Украине – 2,1 кг. Мировой рынок ПЭТ упаковки имеет нарабатанные тенденции использования (рис. 2) [2, 3].

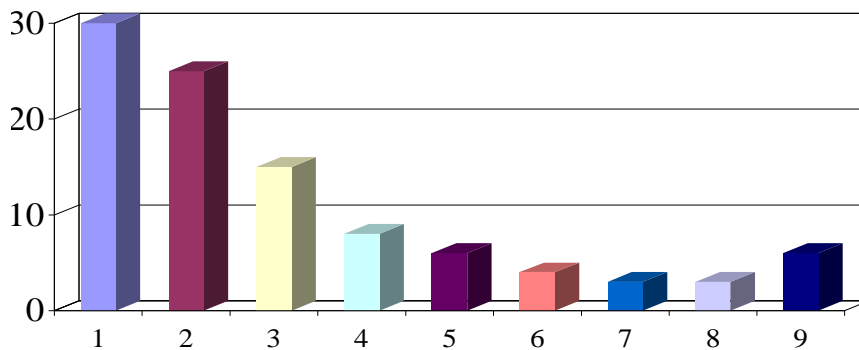


Рисунок 2 – Структура ПЭТ упаковки в мире, %:

1 – вода; 2 – безалкогольные напитки; 3 – пиво; 4 – растительное масло; 5 – соки; 6 – молочные продукты; 7 – алкогольные напитки; 8 – консервированные продукты; 9 – остальное

В зависимости от уровня законодательной базы государства и его экономического развития, срока эксплуатации изделий, системы сбора и сортировки полимерных отходов выбирают способ вторичной переработки или утилизации, например, сжигания (рис. 3).

Следует помнить, что сжигание 1 т полимерных отходов стоит около 100 евро, а захоронение, образовавшихся при сжигании отходов, еще 60 евро. Еще один негатив-

ный фактор сжигания – загрязнение окружающей среды, системами сжигания не оснащенными дорогостоящими и эффективными газоуловителями и фильтрами.

Каталитический пиролиз целесообразно применять для полимерных отходов высокой степени износа или загрязнения, а также плохо разделяемых их смесей.

Вероятно, даже владеющие передовыми технологиями переработки полимерных отходов ведущие страны ЕС, не имеют еще четко разработанных научно-технических рекомендаций с учетом особенностей эксплуатации и видов полимерных изделий.

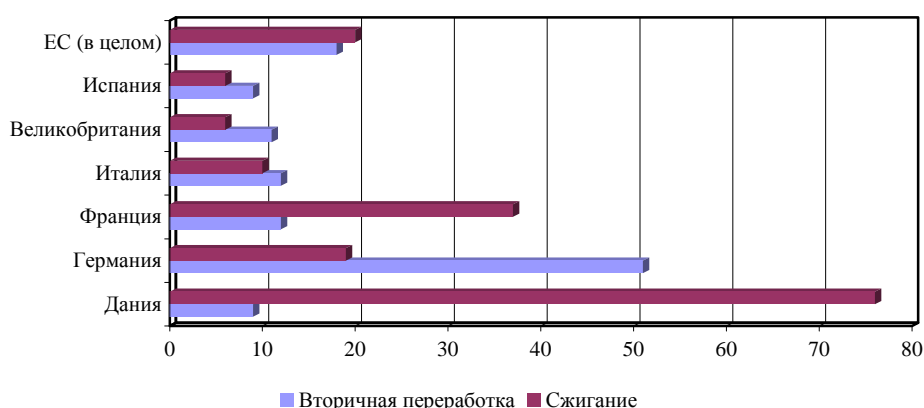


Рисунок 3 – Уровень переработки полимерных отходов в некоторых странах Европы, %

Заблуждением является само понятие, что сырьевым источником рециклинга полимеров являются твердые бытовые отходы (ТБО). Полимерная тара и упаковка, которая эксплуатируется, в основном, до полугода, при контакте с ТБО мгновенно загрязняется, и начинаются интенсивные процессы их окисления. Выход один – собирать пластмассовую тару и упаковку отдельно от других видов отходов, возможно даже в специальных пунктах приема, где сразу будет организована сортировка пластмассовых отходов. Обязательным условием рециклинга пластмассовых отходов является разработка простых критериев оценки степени их старения.

Как известно, полиэтилентерефталат (ПЭТ)– сложный полиэфир терефталевой кислоты и этиленгликоля, его используют главным образом в производстве полиэфирных волокон, тары и упаковки различной конфигурации и размеров и др. Молекулярная масса промышленного полимера 20000–40000. Поскольку температурные режимы переработки ПЭТ лежат обычно в интервале 100–200 °С, изделия на его основе содержат аморфные и кристаллические области. Максимальная степень кристалличности неориентированного полиэтилентерефталата 40–45 %, ориентированного 60–65 %.

ПЭТ сохраняет основные эксплуатационные характеристики в диапазоне рабочих температур (от -60 до 170 °С), он характеризуется достаточно высокой термостойкостью в расплавленном состоянии (до 280–290 °С). Выше температуры 300 °С начинается значительная деструкция ПЭТ с преобладающим разрывом эфирных связей и образованием карбоксильных и винилэфирных групп. При температурах переработки происходит термоокислительная деструкция ПЭТ – образование перекисных радикалов и гидроперекисей.

Проведенные исследования показали, что многие полимерные материалы могут быть многократно переработаны в изделия без значительного изменения их свойств (рис. 4). Наибольшее воздействие на изменение свойств полимеров оказывает не коли-

чество циклов переработки, а естественное старение под действием тепла и света в процессе эксплуатации.

Основное требование в повторной переработке ассортимента изделий ПЭТ – удаление всех веществ, которые могут катализировать его гидролиз. Само собой разумеется, повторная переработка (рис. 5) должна быть организована так, чтобы избежать добавления таких моющих агентов как едкий натр или щелочные моющие средства. Рецикл может произвести чистый ПЭТ с минимальной деструкцией цепи полимера, но высушенный ПЭТ может иметь существенно более низкую молекулярную массу. Установлено, что переработка ПЭТ с влагосодержанием 0,005 % или меньше, не приведет к существенному изменению молекулярной массы.

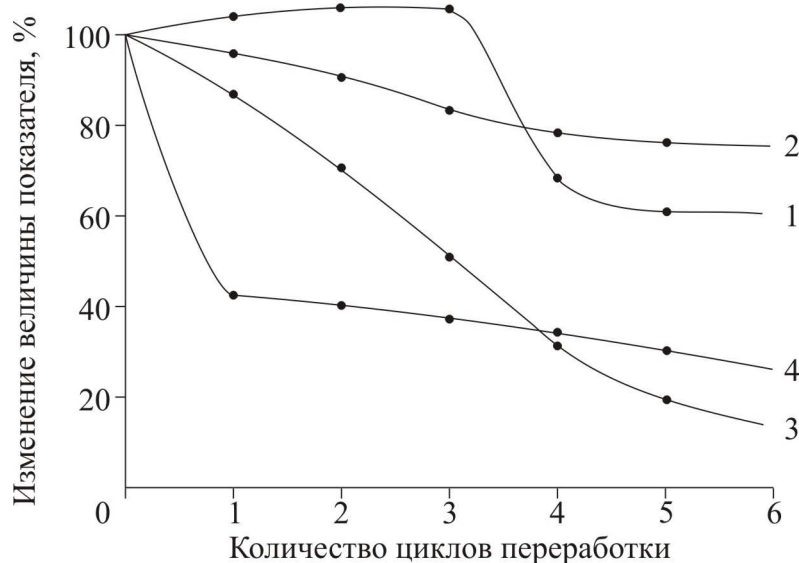


Рисунок 4 – Изменение свойств полипропилена (ПП) и ПЭТ в зависимости от количества циклов переработки:  
1 и 2 – для ПП, 3 и 4 – для ПЭТ; 1 и 3 – относительное удлинение при разрыве,  
2 и 4 – молекулярная масса

Одна из неприятных примесей в ПЭТ бутылках – этикетка. К сожалению, продукты её разложения могут также катализировать гидролиз ПЭТ, как отмечено выше. Кроме того, это приводит к изменению цвета и прозрачности переработанного ПЭТ. Сначала отсортированные отходы по видам и цвету сминают для уменьшения объёма и облегчения доставки. Даже небольшое количество поливинилхлорида в ПЭТ может изменить его цвет. Грязные, сортированные бутылки сначала сжимают на грануляторе до частиц размером 3,2–9,5 мм. Возможен предварительный разрыв отходов, а затем дробление, что увеличивает производительность гранулятора.

Загрязненные измельченные отходы подают в промывочный бак с горячим моющим раствором. Некоторые рециклы могут использовать больше чем один промывочный бак. Отмытые влажные отходы перемещают в резервуар для флотации или в гидроциклон для разделения на фракции. «Тяжелые» и «легкие» фракции продукта из резервуара или гидроциклона обычно смывают водой, отжимают и затем сушат горячим воздухом в сушилке.

Далее высушенная «тяжелая» фракция, подается в электростатический сепаратор, который является многоступенчатым устройством. Вторичный ПЭТ, как правило,

имеет аморфную структуру, что требует дополнительной операции кристаллизации [4].

Полиэтилентерефталат, вследствие своей структуры и свойств, может разрушаться в соответствующих условиях водой, щелочами, кислотами, спиртами, эфирами, аминами и другими химическими реагентами с разрывом сложноэфирной связи. Скорости алкоголиза, эфириза и ацидолиза ПЭТ заметно возрастают с повышением температуры и кислотности катализатора. При аминоллизе ПЭТ образуются полиамидоэфиры.

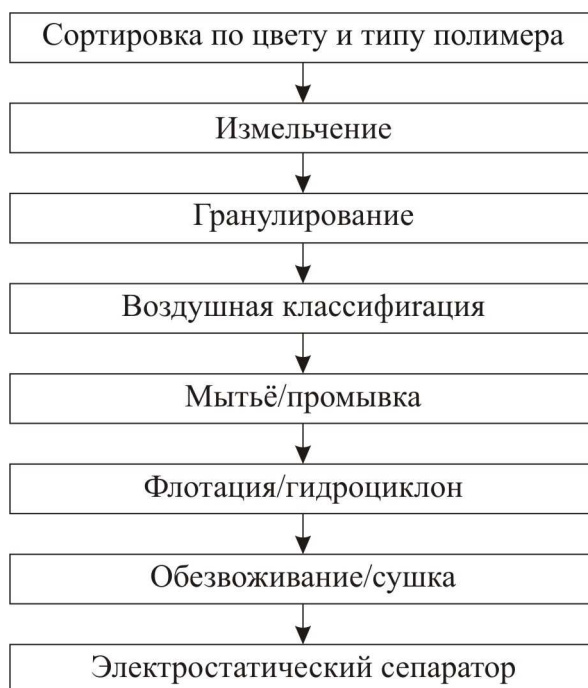


Рисунок 4 – Функциональная схема повторной переработки ПЭТ

Как отмечено выше реакции поликонденсации – обратимые реакции. В процессах рециклинга, это существенно не только потому, что рециклы должны страховать, от гидролиза ПЭТ, но и потому, что теперь многих производителей интересуют процессы деполимеризации ПЭТ до мономеров или олигомеров, чтобы повторно их использовать для полимеризации или в качестве сырья для других отраслей химической промышленности. Катализаторы для гидролиза – любая кислота или основание, кислотный катализатор позволяет осуществить гидролиз через 10–30 минут при температуре 60–95 °С [5].

Для практического использования имеют значение способы расщепления отходов ПЭТ, продукты расщепления используют снова в качестве сырья для проведения процесса поликонденсации или как добавки к первичному материалу. Однако имеющиеся в этих, продуктах примеси часто не позволяют получать высококачественные полимерные изделия, например волокна, но чистота их достаточна для изготовления литьевых масс, легкоплавких и растворимых клеев. Эти способы использования отходов энергетически более выгодны, чем пиролиз, так как в оборот возвращаются высококачественные химические продукты.

Гидролиз является реакцией, обратной поликонденсации. С его помощью при направленном действии воды по местам соединения компонентов поликонденсаты разрушаются до исходных соединений. Гидролиз происходит под действием экстремаль-

ных температур и давлений. Глубина протекания реакции зависит от рН среды и используемых катализаторов [5, 6].

По сравнению с гидролизом для расщепления отходов ПЭТ более экономичен другой способ – гликолиз. Деструкция происходит при высоких температурах и давлении в присутствии этиленгликоля и с участием катализаторов до получения чистого дигликольтерефталата. Целью гликолиза является получение литьевых масс, легкоплавких клеев и др. [5]. Гликолиз применяют и для переработки загрязненных бутылок из ПЭТ.

В настоящее время все же самым распространенным методом переработки отходов ПЭТ является их расщепление с помощью метанола – метанолиз. Процесс протекает при температуре выше 150 °С и давлении 1,5 МПа, ускоряется катализаторами перэтерификации. Этот метод очень экономичен, на практике часто применяют и комбинацию методов гликолиза и метанолиза. Процесс метанолиза более терпим к загрязнителям, чем процесс гликолиза, он может происходить для окрашенного ПЭТ.

Вторичное полиэтилентерефталатное сырье, полученное в результате повторной переработки или разложения, может быть использовано для получения волокна (например, геотекстиль и изоляционные материалы), сплавов и композиций, производства листов и в незначительной степени бутылок, а также в качестве связующего или компонента для вспенивания, различных видов клеев и строительных материалов. Вторичная переработка полимерных материалов, как технологических отходов, так и бывших в эксплуатации изделий, это уже самостоятельное направление в промышленности полимеров. Это направление будет постоянно развиваться, и совершенствоваться, так как рост цен на полимерные материалы стимулирует развитие процессов, направленных на ресурсо- и энергосбережение.

#### Литература

1. Zatorski W. Rynek PET w Polsce I na świecie //Plastics Review. – 2004. № 9. с.32.
2. Кривошей В. Н. Лашенко В. В. ПЭТ и минеральная вода. – 2001. – № 1.–с.48–50. № 2.–с. 38–40.
3. Хувер Л. Упаковка для напитков // ФлексоДрук Ревю. –2001. № 6. –с. 39–42
4. Hacke M. Inlive-Kristallisation erheht Wirtschaftlichkeit. Kunstst. 96 (2006) 2. s. 102–103.
5. Петров А. А., Айзенштайн Е. М. // Хим. волокна. –1978. № 4 –с. 64–68.
6. Getlach R., Neuhaus Cl., Wick G. // Chem/ Ing/ Techn/ -1996. s. 38/s/ 234–237.

#### Bibliography (transliterated)

1. Zatorski W. Rynek PET w Polsce I na świecie Plastics Review. – 2004. # 9. p.32.
2. Krivoshey V. N. Lashenko V. V. PET i mineralnaya voda. – 2001. – # 1.–p.48–50. # 2.–p. 38–40.
3. Huver L. Upakovka dlya napitkov FleksoDruk Revyu. –2001. # 6. –p. 39–42
4. Hacke M. Inlive-Kristallisation erheht Wirtschaftlichkeit. Kunstst. 96 (2006) 2. p. 102–103.
5. Petrov A. A., Ayzenshtayn E. M. Him. volokna. –1978. # 4 –p. 64–68.
6. Getlach R., Neuhaus Cl., Wick G. Chem Ing Techn -1996. p. 38 p. 234–237.

УДК 678.073.002

Бухкало С.І.

**ЕНЕРГОЗБЕРЕЖЕННЯ НА РИНКУ ПОЛІЕТИЛЕНТЕРЕФТАЛАТУ**

У роботі запропоновані основні методи використання відходів поліетилентерефталату з урахуванням особливостей змін властивостей матеріалу в процесі експлуатації, що дозволяє отримати корисні матеріали для сфери виробництва.

УДК 664.046 : 65.011.46

Хобин В.А., Мазур А.В., Степанов М.Т.

**ПОВЫШЕНИЕ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ  
ТЕПЛОВЫХ ПРОЦЕССОВ ПИЩЕВЫХ ТЕХНОЛОГИЙ  
СРЕДСТВАМИ ГАРАНТИРУЮЩЕГО УПРАВЛЕНИЯ**

Процессы тепловой обработки составляют значительную часть технологий производства и хранения пищевых продуктов. Являясь весьма энергоемкими, они в значительной степени определяют себестоимость продукции. Важным резервом энергосбережения, не требующего значительных капиталовложений, является ведение технологических процессов (ТП) в энергосберегающих режимах. Однако их практическая реализация сдерживается весьма важным обстоятельством – как правило, энергосбережение возрастает по мере приближения технологических режимов к предельно-допустимым. При этом нарушения границ допусков на изменения регламентированных режимных параметров приводит к потерям, которые могут весьма существенно превышать экономический выигрыш от реализации энергосберегающих режимов. Таким образом, возникает противоречие между выигрышем от энергосбережения и потерями, возникающими из-за нарушений регламентов ведения ТП. Искать компромисс между ними, основываясь на экономических критериях, бесперспективно, т.к. появление нарушений и их экономические последствия не обладают статистической устойчивостью и, кроме того, они могут быть сопряжены с резко негативным влиянием на здоровье людей – потребителей продукции, а также потерей позиций предприятия на рынке.

Разрешить это противоречие, по крайней мере, максимально его сгладить, возможно, совершенствуя системы автоматического управления (САУ) технологическими агрегатами (ТА). При этом главным направлением такого совершенствования должна стать реализация в САУ новой функции – функции гарантированного соблюдения ограничений регламента. Кроме того, для получения максимального эффекта одновременно целесообразно повысить качество реализации традиционной функции САУ – функции регулирования. Она обеспечивает стабилизацию регламентированных параметров процесса, точность которой будет влиять на степень близости рабочих режимов к предельно-допустимым, а, следовательно, и величину энергосбережения.

В качестве примера теплового ТП для демонстрации решения поставленной задачи рассмотрим процесс пастеризации и охлаждения молока в пастеризационно – охлаждающей установке (ПОУ). Для него регламентированы и имеют ограничения следующие технологические переменные:

а) температура пастеризации ( $\theta_n$ ) – ограничение «снизу» – 75 °С. При «недогреве» молока включается его рециркуляция, что приводит к дополнительным затратам энергоносителя, снижению производительности ПОУ и качества готовой продукции;

б) температура охлаждения ( $\theta_o$ ) – ограничение «сверху» – 6 °С. При «недоохлаждении» молока резко сокращаются сроки его хранения.

В традиционных САУ – системах автоматического регулирования (САР) эти переменные поддерживаются в окрестностях фиксированных заданных значений, удаленных от границ на такие расстояния, чтобы при вариациях условий ведения процессов вероятность нарушения ограничений была бы незначительной, такой, чтобы эти нарушения существенно не снижали эффективность процесса.

Целесообразным путем повышения динамической точности стабилизации рег-



ламентированных (регулируемых) переменных, который показал свою эффективность на практике, является путь использования в алгоритмах САУ дополнительной информации о ходе процессов. Она позволяет обеспечить упреждающую реакцию управляющего устройства на возмущения. Для тепловых процессов, оборудование которых представляет собой распределенные в пространстве теплообменники, получение такой информации принципиальных трудностей не вызывает. В зависимости от того, информация о каких переменных используется, САУ строится на основе принципов инвариантности, автономности или каскадности. Так, в САУ рассматриваемой здесь ПОУ целесообразно ввести корректирующие связи, обеспечивающие инвариантность температуры пастеризации от температур молока на входе секции пастеризации горячей воды.

Следует подчеркнуть, что энергетическая эффективность тепловых процессов при прочих равных условиях определяется близостью их рабочих тепловых режимов к предельно-допустимым. Однако по мере приближения рабочих режимов к предельно-допустимым возрастает не только энергетическая эффективность процесса, но одновременно возрастает и вероятность нарушения регламентированными переменными установленных регламентами ограничений. Это противоречие в условиях работы реальных объектов (а не их моделей) в рамках САУ, реализующих только функцию стабилизации, разрешено быть не может. В реальных, изменяющихся непредсказуемым образом условиях работы ПОУ, выполнить требование гарантированного соблюдения установленных регламентом ограничений без введения в САУ функции гарантирования невозможно. САУ, реализующие функцию гарантирования, были названы системами гарантирующего управления (СГУ) [1].

Среди возможных альтернатив построения СГУ в качестве наиболее целесообразного к практическому применению выбран принцип построения СГУ с расчетом допустимого заданного значения  $y^{зд}(t)$  контуру регулирования непосредственно по модели нарушения регламента, в которой математическое ожидание  $m_y(t)$  регламентированной переменной  $y(t) = m_y(t) + \tilde{y}^0(t)$  рассматривается как нестационарная, априори неизвестная функция времени. Для таких условий в общем виде текущее допустимое заданное значение рассчитывается из выражения (имя регламентированной переменной « $y(t)$ » формальное, для взятого примера ТП (ПОУ)  $y(t) \rightarrow \theta_n(t)$  и  $\theta_o(t)$ ):

$$y^{зд}(t) = y^{\ddot{\alpha}\pm} \mp \hat{\sigma}_y(t) \sqrt{2 \ln \left| \frac{T \hat{\sigma}_{\dot{y}}(t)}{2\pi \hat{\sigma}_y(t) \ln P_{\tilde{y}}^{\ddot{\alpha}}(y^{\ddot{\alpha}\pm}, T)} \left\{ \exp \left( -\frac{m_y^2(t)}{2\hat{\sigma}_y^2(t)} \right) \mp \frac{\sqrt{2\pi} m_{\dot{y}}(t)}{\hat{\sigma}_{\dot{y}}(t)} \hat{O} \left( \frac{m_{\dot{y}}(t)}{\hat{\sigma}_{\dot{y}}(t)} \right) \right\} \right|}, \quad (1)$$

где  $P_{\tilde{y}}^{\ddot{\alpha}}(y^{\ddot{\alpha}\pm}, T)$  – наперед заданное (гарантируемое) значение вероятности отсутствия нарушений ограничений  $y^{\ddot{\alpha}\pm}$  на интервале времени  $T$ ;  $\hat{\sigma}_y$ ,  $\hat{\sigma}_{\dot{y}}$  – оценки среднеквадратических отклонений центрированной случайной составляющей  $\tilde{y}^0(t)$ , вычисляемые на скользящем интервале времени  $T_{кст} \leq T$  ( $T_{кст}$  – интервал квазистационарности – минимальный интервал  $T$ , для которого еще выполняется гипотеза о квазистационарности  $\tilde{y}^0(t)$  на этом интервале времени).

$$\hat{\sigma}_y = \frac{1}{T_{\tilde{y}^0}} \int_t^{t+T_{\tilde{y}^0}} (y(t) - m_y)^2 dt; \quad \hat{\sigma}_{\dot{y}} = \frac{1}{T_{\dot{y}^0}} \int_t^{t+T_{\dot{y}^0}} (\dot{y}(t) - m_{\dot{y}})^2 dt, \quad (2)$$

где  $\hat{m}_y(t)$ ,  $\hat{m}_{\dot{y}}(t)$  – оценки изменяющегося математического ожидания и его первой производной, вычисляемые на скользящем интервале времени  $T_m \ll T_{кст}$ :

$$\hat{m}_y = \frac{1}{T_{\hat{e}n\delta}} \int_t^{t+T_{\hat{e}n\delta}} y(t)dt, \quad \hat{m}_{\dot{y}} = \frac{1}{T_{\hat{e}n\delta}} \int_t^{t+T_{\hat{e}n\delta}} \dot{y}(t)dt. \quad (3)$$

Выражения (1)–(3) определяют структурную схему СГУ. При этом, по сути, разработанные на предыдущем этапе структурные схемы САУ повышенной динамической точности наращиваются модулями оценки вероятностных характеристик (МОВХ), реализующих выражения (2) и (3), и расчета допустимого заданного значения (МРЗД), реализующих выражение (1). Количество указанных модулей соответствует количеству регламентированных переменных процесса. Структурная схема СГУ рассматриваемым тепловым процессом, реализующая функцию регулирования (с повышенной динамической точностью) и функцию гарантирования приведены на рис. 1.

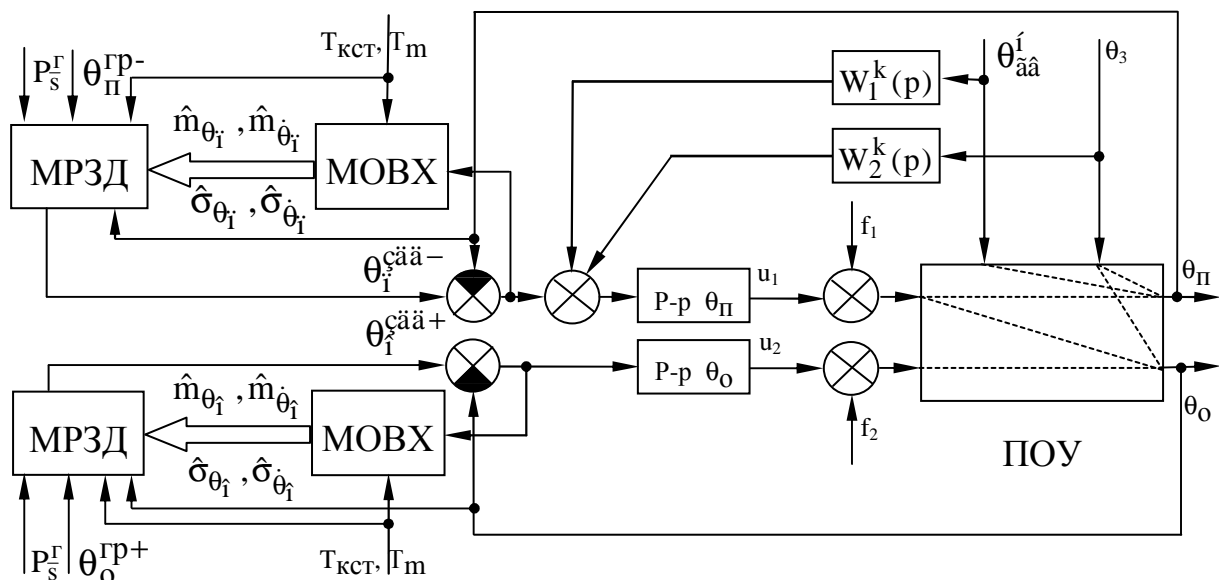


Рисунок 1 – Структурная схема СГУ процессами пастеризации и охлаждения молока в ПОУ ( $\theta_3$  – температура молока на входе секции пастеризации;  $\theta_{\text{aa}}^i$  – температура греющей воды)

Табл. 1 и рис. 2 иллюстрируют некоторые результаты исследований энергетической эффективности процессов в ПОУ с различными вариантами САУ, проведенные методами имитационного моделирования [2]. Они показали, что при управлении тепловыми процессами на основе СГУ, за счет повышения динамической точности функции регулирования и целенаправленного непрерывного перерасчета текущих заданных значений – реализации функции гарантирования, удастся получить предельно-достижимую (в текущих условиях) энергетическую эффективность процесса при гарантированном соблюдении ограничений, установленных его регламентами

Анализ большого числа других ТП пищевых производств, относящихся к классу тепловых, позволяет сделать вывод об общности задачи совершенствования САУ тепловыми ТП, как эффективного пути повышения их энергетической эффективности. Эта общность обуславливается:

а) общими особенностями тепловых процессов пищевых производств, в частности: наличием взаимозависимости тепловых режимов в различных частях тепловых аппаратов из-за контуров утилизации и наличием ограничений на регламентированные переменные при тепловой обработке сырья;

б) общностью природы ограничений на регламенты ведения процессов, обусловленных, прежде всего, биологическими изменениями в пищевых продуктах при тепловой обработке;

в) общностью путей совершенствования САУ этими процессами, которые сводятся к максимально допустимому приближению регламентированных переменных к своим ограничениям при гарантировании ненарушения этих ограничений с наперед заданной вероятностью.

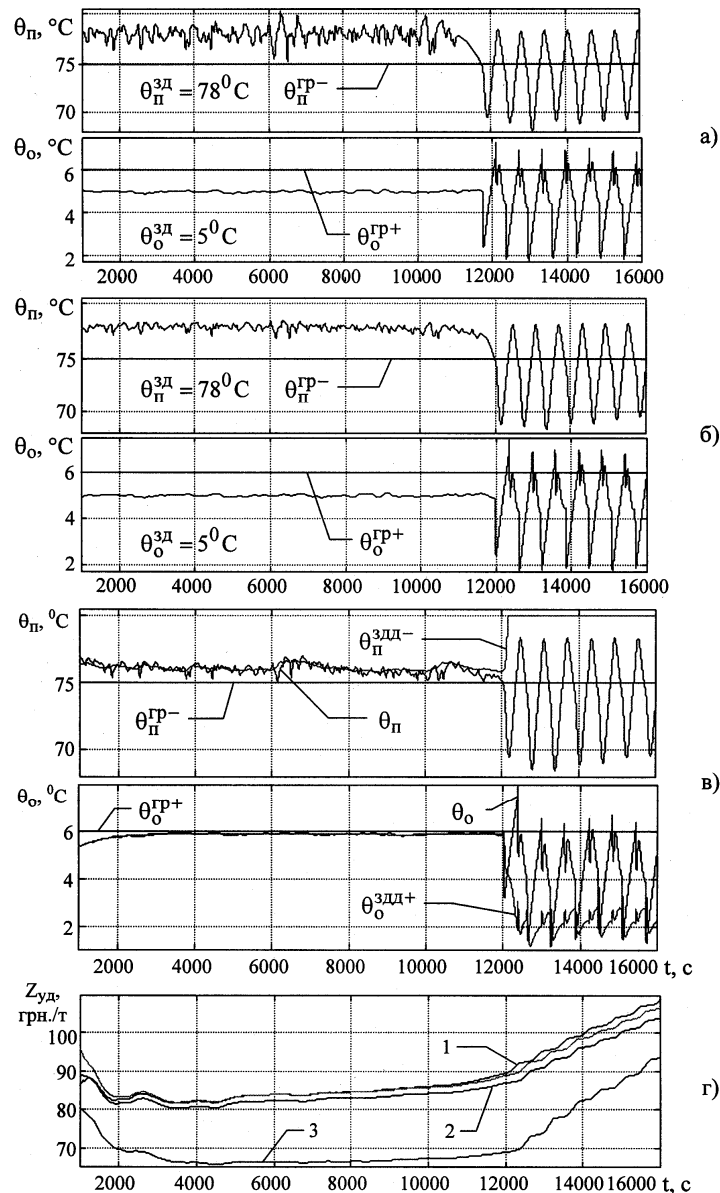


Рисунок 2 – Фрагменты моделирования различных вариантов САУ ПОУ:

- а) САУ простейшей структуры; б) САУ инвариантная к  $\theta_3$  и  $\theta_{aa}^i$ ; в) СГУ с САУ по п. б); г) динамика изменения удельных энергозатрат на пастеризацию и охлаждение молока для различных вариантов САУ

Таблица 1 – Результаты сравнительного исследования энергетической эффективности пастеризации и охлаждения молока для различных вариантов САУ (см. \*)

Вид САУ	Кол-во обработанного молока, кг	Расход энергоносителей и затраты на них						Затраты на пастеризацию		Снижение удел. энергозатрат, %
		пар		вода		рассол		общие, грн.	удельные, грн./т	
		кг	грн.	кг	грн.	кг	грн.			
	25018	2364	478	56258	113	70952	2129	2717	108,7	0
	25038	2301	465	56192	112	69562	2087	2664	106,4	2,1
	25120	2208	446	56118	112	59625	1789	2347	93,4	14,1

\* 1. САУ простейшей структуры.

2. САУ инвариантная относительно  $\theta_3$  и  $(\theta_{aa}^i)$ .

3. СГУ с САУ по п. 2, гарантирование по переменным  $\theta_{II}$  и  $\theta_0$ .

#### Литература

1. Хобин В.А. Системы гарантирующего управления: научные основы // Автоматизация производственных процессов. – К., 2004. – № 2(19). – С. 62–69.

2. Мазур О.В., Степанов М.Т. Моделирование процессов управления пастеризационно-охлаждающей установкой в среде MATLAB // Наук. пр. ОДАХТ / Министерство освіти України. – Одеса: 2001. – Вип. 22. – С. 124–128.

#### Bibliography (transliterated)

1. Hobin V.A. Sistemyi garantiruyuscheho upravleniya: nauchnyie osnovyi Avtomatizatsiya virobnychih protsesiv. – K., 2004. – # 2(19). – p. 62–69.

2. Mazur O.V., Stepanov M.T. Modelyuvannya protsesiv upravlinnya pasterizatsiynoholodzhivalnoyu ustanovkoyu u seredovischi MATLAB Nauk. pr. ODAHT Ministerstvo osviti Ukrayini. – Odesa: 2001. – Vip. 22. – p. 124–128.

УДК 664.046 : 65.011.46

Хобін В.А., Мазур О.В., Степанов М.Т.

### **ПІДВИЩЕННЯ ЕНЕРГЕТИЧНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ ТЕПЛОВИХ ПРОЦЕСІВ ХАРЧОВИХ ТЕХНОЛОГІЙ ЗАСОБАМИ ГАРАНТУЮЧОГО УПРАВЛІННЯ**

Розглядаються нові можливості підвищення енергетичної ефективності теплових процесів з обмеженнями в технологічних регламентах за рахунок застосування для управління процесами систем гарантуючого управління.

УДК 621.5

Анипко О.Б., Ермоленко Н.А., Бирюков И.Ю.

**ВЛИЯНИЕ ГОДОВОГО ИЗМЕНЕНИЯ ТЕМПЕРАТУРЫ  
ОКРУЖАЮЩЕЙ СРЕДЫ НА СРОК ОКУПАЕМОСТИ  
ТЕПЛОНАСОСНОЙ УСТАНОВКИ**

*Харьковский университет Воздушных Сил им. И. Кожедуба*

При расчете срока окупаемости теплонасосной установки (ТНУ) применять типовые методики технико-экономических расчетов представляется не вполне целесообразно, так как теплонасосная установка дает реальную экономию топлива и работает не календарный год, а только в пределах отопительного сезона, если работает на отопление или только при потреблении горячей воды, если работает на горячее водоснабжение. Все это сказывается на действительном сроке окупаемости ТНУ, который превышает нормативно-принимаемый. Учесть это можно путем введения коэффициента загрузки ТНУ в течение года, который всегда, очевидно, будет меньше единицы. Таким образом, для того, чтобы получить действительный срок окупаемости необходимо нормативный срок окупаемости разделить на коэффициент загрузки. В свою очередь потребность в отоплении может быть оценена на основе данных о среднесуточной температуре в течение года для различных регионов.

С целью оценки возможного теплового воздействия вся территория бывшего СССР была разделена на 9 климатических районов. Из этих данных 81 % площади приходился на очень холодный, холодный и умеренно холодный районы. Сухой, жаркий и очень жаркий занимают больше 10 %, а районы с повышенной влажностью – 1,2 %. Эти данные не соответствуют условиям климатических районов Украины.

Влажность воздуха оценивается абсолютной и относительной величинами. Так относительная влажность некоторых территорий СССР достигала – 95 %. А из-за суточных колебаний температуры воздуха относительная влажность в ночное время могла превышать дневную на 25–33 %, что в 2,5–3 раза больше, чем на территории Украины.

Для оценки возможного теплового воздействия для территории Украины из имеющихся официальных данных были использованы СНиПы [1,2]. Предполагалось, что среднемесячная температура повторяется из года в год. Средняя температура воздуха по месяцам и за год характеризует температурный режим отдельных месяцев и всего года с обеспеченностью (повторяемостью) в среднем 0,5. Эти показатели рассчитаны за 50–80 лет в пределах периода наблюдений 1914–1996 гг. Абсолютная минимальная и абсолютная максимальная температуры воздуха характеризуют низшие и высшие достигнутые значения температуры воздуха в регионе, также за последние 50–80 лет в пределах периода наблюдений 1914–1996 гг. Обеспеченность этих показателей близка к единице.

Для осреднения температуры окружающей среды были выбраны города Украины: Чернигов, Одесса, Львов, Харьков, – как наиболее характерные для Севера, Юга, Запада и Северо-Востока страны. Температура наружного воздуха бралась по данным, приведенным в [2] на основании выборки ежемесячных таблиц метеорологических наблюдений (ТМ-1) и метеорологических ежемесячников (табл. 1).

Таблица 1 – Среднемесячные, минимальные и максимальные температуры воздуха для некоторых регионов Украины

Населен. пункт	Температура, °С													
	Месяц года												Экстремумы	
	I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII	IX	X	XI	XII	Max	Min
Харьков	-7,3	-6,9	-1,7	7,7	15,1	18,6	20,8	19,7	14,0	7,1	0,3	-4,8	26,7	-11,0
Чернигов	-6,7	-6,2	-1,4	6,8	14,4	17,5	19,4	18,2	13,2	6,8	0,6	-4,2	25,0	-10,0
Одесса	-2,5	-2,0	2,0	8,2	15,0	19,4	22,2	21,4	16,9	11,4	5,3	0,2	26,9	-6,0
Львов	-5,0	-4,2	0,3	6,7	12,7	15,2	17,4	16,5	13,0	7,7	2,4	-2,6	23,0	-9,0

В результате обработки этих данных получена зависимость изменения среднемесячных температур для соответствующих регионов, графики которых представлены на рис. 1. На этом же рисунке отмечены максимальные и минимальные значения температуры, полученные для этих регионов.

Эти данные были осреднены в виде функции циклического годового изменения температуры от времени для территориальных условий Украины в виде:

$$T(t) = 273 + \left( 8.5 + 16.0 \cdot \cos \left( 3.14 + 2 \cdot 3.14 \cdot \frac{t}{365} \right) \right), \quad (1)$$

где  $t$  – дни года;  $T$  – температура окружающей среды, К.

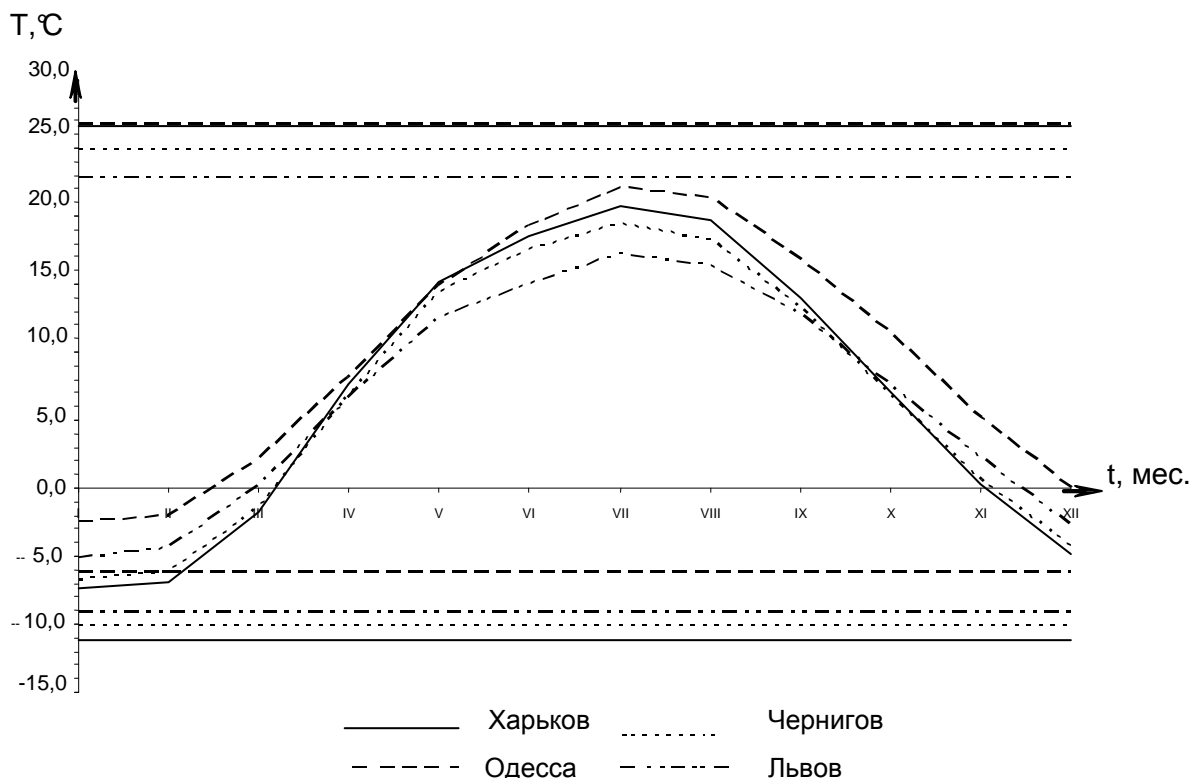


Рисунок 1 – Годовые изменения среднесуточных температур для некоторых регионов Украины

На рис. 2. представлен график функции (1), причем, как видно из сравнения графика с данными рис. 1 модельные максимальные и минимальные температуры соответственно лежат в диапазоне между максимальными и минимальными достигнутыми температурами и среднемесячными температурами самого "холодного" и "жаркого" месяцев.

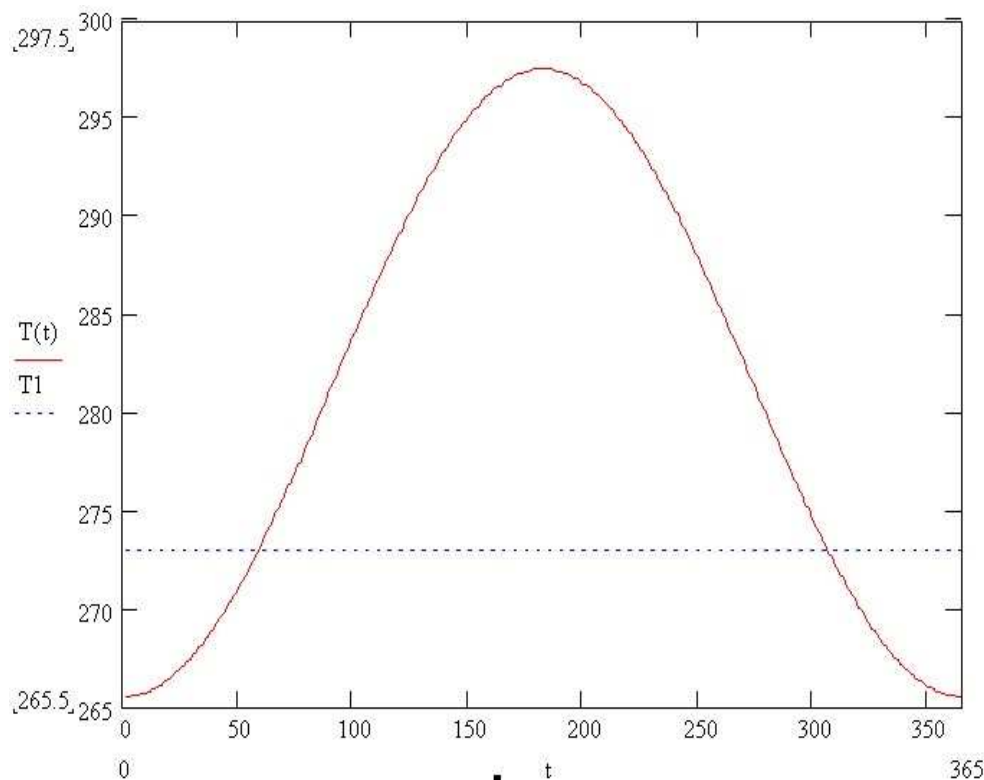


Рисунок 2 – Модель годового изменения среднесуточной температуры для территориальных условий Украины

На основе полученной модели представляется возможным оценить среднесуточную температуру в течение года путем введения соответствующих поправок. Так для территориальных условий Южного берега Крыма (ЮБК) величина поправки составляет +7 °С. Таким образом, функция циклического годового изменения температуры от времени для территориальных условий ЮБК будет иметь вид:

$$T(t)=273+\left(8.5+16.0 \cdot \cos\left(3.14+2 \cdot 3.14 \cdot \frac{t}{365}\right)\right)+7. \quad (2)$$

При централизованном отоплении отопительный период определяется нормативно для каждого региона. Например, для Харьковского региона отопительный сезон начинается с 16 октября и заканчивается 10 апреля. Такой подход оправдан, если теплоснабжение централизовано. ТНУ применяется в здании индивидуально, поэтому будем считать, что отопление применяется, когда среднесуточная температура воздуха ниже +10 °С.



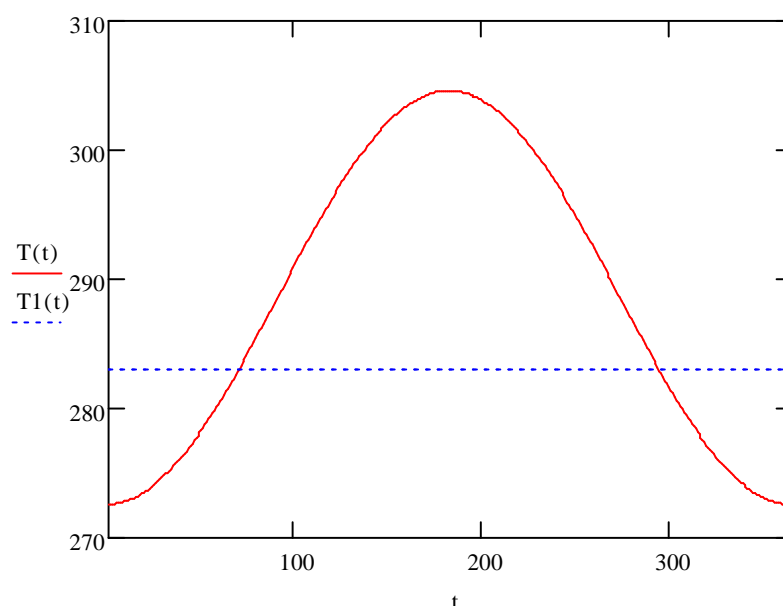


Рисунок 3 – Модель годового изменения среднесуточной температуры для территориальных условий ЮБК

Как видно из графика, представленного на рис. 3, ТНУ применяется для отопления 140 дней в году. Следовательно, коэффициент загрузки ТНУ будет равен 0,38.

Разработанная на основе имеющихся метеонаблюдений модель годового изменения среднесуточной температуры для различных регионов Украины может быть использована как для технико-экономических, так и в инженерно-технических расчетах, где необходимо учитывать температуру окружающей среды, а также при имитационном моделировании сложных технических систем.

#### Литература

1. СНиП № 2.01.01 – 82. Гос.Комитет СССР по делам строительства. Строительные нормы и правила. – М.: Издание официальное, 1983.
2. СНиП № 23-01-99. Гос.Комитет РФ по строительству и жилищно-коммунальному комплексу. Строительная климатология. – М.: Издание официальное, 2003.

#### Bibliography (transliterated)

1. SNiP # 2.01.01 – 82. Gos.Komitet SSSR po delam stroitelstva. Stroitelnyie normyi i pravila. – M.: Izdanie ofitsialnoe, 1983.
2. SNiP # 23-01-99. Gos.Komitet RF po stroitelstvu i zhilischno-komunalnomu kompleksu. Stroitel'naya klimatologiya. – M.: Izdanie ofitsialnoe, 2003.

УДК 621.5

Аніпко О.Б., Єрмоленко Н.О., Бірюков І.Ю.

**ВПЛИВ РІЧНОЇ ЗМІНИ ТЕМПЕРАТУРИ НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА  
НА ТЕРМІН ОКУПАЄМОСТІ ТЕПЛОНАСОСНОЇ УСТАНОВКИ**

Розроблено модель добової зміни температури навколишньої середовища протягом року для територіальних умов України. Модель може бути корисною для техніко-економічних, інженерно-технічних розрахунків та імітаційного моделювання.

УДК 621.311.22

Баласаян Г.А.

## МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ РЕЖИМОВ РАБОТЫ ИНТЕГРИРОВАННОЙ СИСТЕМЫ КОГЕНЕРАЦИИ С ГЕЛИОКОЛЛЕКТОРОМ

Одним из путей повышения эффективности использования органического топлива является внедрение современных энергосберегающих когенерационных технологий для обеспечения потребностей промышленного и коммунального секторов [1].

Решить задачу повышения эффективности когенерационных технологий и конкурентоспособности систем альтернативного теплоснабжения возможно за счет внедрения интегрированных систем энергообеспечения (ИСЭ), сочетающих когенерационные установки (КУ) малой мощности и дополнительные (альтернативные) источники тепла, которые, благодаря своим природным особенностям, способны снять ограничения, присущие в отдельности каждой системе [2].

Для покрытия пиковых тепловых нагрузок в неотапительный период, особенно для южных регионов Украины, предлагается использовать интегрированную систему энергоснабжения (рис. 1), которая включает в себя КУ на базе газопоршневого двигателя-генератора (ГДГ) и гелиоколлектор (ГК) соответствующей площади с двумя баками-аккумуляторами – для раздельного аккумулирования тепла гелиосистемой (бак № 1) и когенерационной установкой, с последующим сливом нагретой за день воды в бак-аккумулятор когенерационной установки (бак № 2) [3].

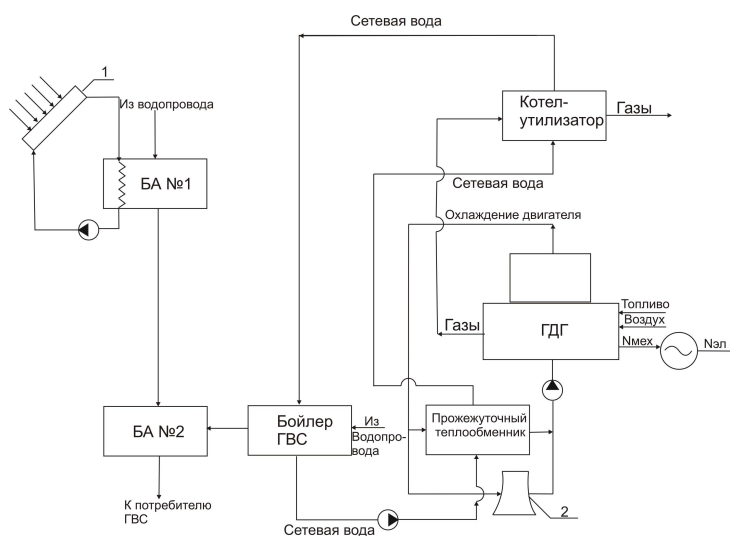


Рисунок 1 – Интегрированная система энергоснабжения на базе установки когенерации малой мощности и гелиоколлектора  
1 – гелиоколлектор; 2 – градирня

При моделировании режимов работы ИСЭ необходимо учитывать большое количество определяющих параметров, которые изменяются во времени, поэтому возникает необходимость проведения большого количества усреднений указанных параметров с целью получения зависимостей, позволяющих получить решение системы уравнений.

Кроме того, при математическом описании режимов работы системы необходимо ввести ряд допущений:

- процессы теплообмена, происходящие в основных элементах ИСЭ, описываются линейными дифференциальными уравнениями и зависят от запаса тепла в аккумуляторе, который является переменной величиной во времени;
- коэффициент использования тепла для теплообменных аппаратов равен 1;
- потерями тепла в трубопроводах можно пренебречь.

Причем, учитывая природу источников энергии, для БА № 1 используется принцип аккумуляирования при постоянном объеме теплоносителя в нем ( $V_{\hat{A}\hat{E}1} = \text{const}$ ), но при переменной температуре ( $t_{\hat{A}\hat{E}1} = \text{var}$ ), а для БА № 2 – наоборот, температура теплоносителя относительно постоянна, а его объем – переменная величина ( $t_{\hat{A}\hat{E}2} = \text{const}$ ,  $V_{\hat{A}\hat{E}2} = \text{var}$ ).

С учетом указанных допущений, тепловой поток, который поступает от гелиоколлектора  $Q_{\hat{a}\hat{e}}$  в произвольный момент времени  $\tau$ , равен тепловому потоку, который поступает в тот же момент времени в БА № 1  $Q_{\hat{A}\hat{A}1}^{\hat{a}\hat{o}}$ , т.е. справедливо равенство:

$$Q_{\hat{A}\hat{A}1}^{\hat{a}\hat{o}} [t_{\hat{A}\hat{E}1}(\tau), \tau] = Q_{\hat{a}\hat{e}} [t_{\hat{A}\hat{E}1}(\tau), \tau].$$

Тепловой поток утилизированного тепла на выходе когенерационной установки  $Q_{\hat{o}\hat{o}}^{\hat{a}\hat{u}\hat{o}}$  равен сумме тепловых потоков, поступающих в систему горячего водоснабжения (ГВС)  $Q_{\hat{A}\hat{A}\hat{N}}$ , в БА № 2  $Q_{\hat{A}\hat{A}2}^{\hat{a}\hat{o}}$ , и тепловому потоку на входе в когенерационную установку  $Q_{\hat{o}\hat{o}}^{\hat{a}\hat{o}}$ , т.е. можно записать равенство:

$$Q_{\hat{o}\hat{o}}^{\hat{a}\hat{u}\hat{o}}(\tau) = Q_{\hat{A}\hat{A}\hat{N}}(\tau) + Q_{\hat{A}\hat{A}2}^{\hat{a}\hat{o}}(\tau) + Q_{\hat{o}\hat{o}}^{\hat{a}\hat{o}}(\tau).$$

Тепловой поток, который поступает к потребителю ГВС в произвольный момент времени  $\tau$ , равен сумме тепловых потоков системы ГВС  $Q_{\hat{A}\hat{A}\hat{N}}$  и тепловому потоку на выходе из БА № 2  $Q_{\hat{A}\hat{A}2}^{\hat{a}\hat{u}\hat{o}}$ :

$$Q_{i\hat{i}\hat{o}}(\tau) = Q_{\hat{A}\hat{A}\hat{N}}(\tau) + Q_{\hat{A}\hat{A}2}^{\hat{a}\hat{u}\hat{o}}(\tau).$$

С учетом приведенных отношений можно представить уравнения энергетического баланса соответственно для БА № 1 и БА № 2 в виде:

$$\begin{aligned} (V_{\hat{A}\hat{E}1} \cdot \rho_{\hat{o}} \cdot c_{\hat{o}}) \cdot \frac{dt_{\hat{A}\hat{E}1}(\tau)}{d\tau} &= Q_{\hat{a}\hat{e}} [t_{\hat{A}\hat{E}1}(\tau), \tau] - Q_{i\hat{i}\hat{o}}(\tau); \\ (t_{\hat{A}\hat{E}2} \cdot \rho_{\hat{o}} \cdot c_{\hat{o}}) \cdot \frac{dV_{\hat{A}\hat{E}2}(\tau)}{d\tau} &= [Q_{\hat{o}\hat{o}}^{\hat{a}\hat{u}\hat{o}}(\tau) - Q_{\hat{o}\hat{o}}^{\hat{a}\hat{o}}(\tau)] - Q_{i\hat{i}\hat{o}\hat{\delta}}(\tau), \end{aligned}$$

где  $Q_{i\hat{i}\hat{o}}(\tau) = K_{\hat{A}\hat{A}} \cdot (V_{\hat{A}\hat{A}})^{2/3} \cdot \tilde{N} \cdot [t_{\hat{o}}(\tau) - t_{i\hat{n}}]$  – потери тепла с поверхности бака-аккумулятора гелиоколлектора в окружающую среду, возникающие в процессе саморазряда;  $K_{\hat{A}\hat{A}}$  – коэффициент потерь тепла;  $V_{\hat{A}\hat{A}}$  – объем бака-аккумулятора;  $\tilde{N}$  – коэффициент формы бака;  $\rho_{\hat{o}}, c_{\hat{o}}$  – соответственно плотность и теплоемкость теплоносителя.

Для решения полученных уравнений энергетического баланса аккумуляторов тепла необходимо определить все составляющие правых частей при переменных режимах работы рассматриваемого варианта ИСЭ.

С целью определения влияния на эффективность работы системы входящих в нее элементов, представим уравнения теплового баланса этих элементов во многовариантном виде с учетом динамики происходящих в них тепловых процессов во времени.

Тепловой поток на выходе гелиоколлектора  $Q_{\hat{a}\hat{e}}(\tau)$  во многовариантном виде для трех возможных режимов работы гелиосистемы ИСЭ равен:

$$Q_{\hat{a}\hat{e}}(\tau) = \begin{cases} 0 & - (1) \\ 0 & - (2) \\ A_{\hat{A}\hat{E}} \cdot F_R \cdot [(\tau\alpha) \cdot H(\tau) - K_{\hat{A}\hat{E}} \cdot (t_{\hat{A}\hat{E}1}(\tau) - t_{i\hat{n}}(\tau))] & - (3) \end{cases} \quad (1)$$

где  $A_{\hat{A}\hat{E}}$  – площадь солнечного коллектора;  $\tau\alpha$  – приведенный оптический коэффициент;  $H$  – плотность потока солнечного излучения, который поступает на наклонную поверхность ГК;  $K_{\hat{A}\hat{E}}$  – коэффициент потерь энергии;  $t_{i\hat{n}}$  – температура окружающей среды;  $F_R$  – эффективный коэффициент отвода тепла от ГК.

Утилизированная тепловая мощность когенерационной установки в многовариантном виде для трех возможных режимов ее работы равна:

$$[Q_{\hat{o}\hat{o}}^{\hat{a}\hat{u}\hat{o}}(\tau) - Q_{\hat{o}\hat{o}}^{\hat{a}\hat{o}}(\tau)] = \begin{cases} 0 & - (1) \\ 0 & - (2), \\ G_{\hat{n}\hat{a}}(\tau) \cdot \tilde{n}_{\hat{o}} \cdot (t_{\hat{n}\hat{a}}^{\hat{a}\hat{u}\hat{o}}(\tau) - t_{\hat{n}\hat{a}}^{\hat{a}\hat{o}}(\tau)) & - (3) \end{cases} \quad (2)$$

где  $G_{\hat{n}\hat{a}}, t_{\hat{n}\hat{a}}^{\hat{a}\hat{u}\hat{o}}, t_{\hat{n}\hat{a}}^{\hat{a}\hat{o}}$  — соответственно расход и температуры сетевой воды.

Потребляемая тепловая мощность  $Q_{i\hat{i}\hat{o}\hat{o}}(\tau)$  в многовариантном виде для трех возможных режимов энергоснабжения потребителя равна:

$$Q_{i\hat{i}\hat{o}\hat{o}}(\tau) = \begin{cases} 0 & - (1) \\ Q_{\hat{A}\hat{A}\hat{N}}(\tau) + Q_{\hat{A}\hat{A}2}^{\hat{a}\hat{u}\hat{o}}(\tau) & - (2). \\ Q_{\hat{A}\hat{A}\hat{N}}(\tau) - Q_{\hat{A}\hat{A}2}^{\hat{a}\hat{o}}(\tau) & - (3) \end{cases} \quad (3)$$

Таким образом, определено, что уравнения энергетического баланса аккумуляторов тепла (БА № 1, БА № 2) для рассмотренных режимов работы могут быть представлены в многовариантном виде, а именно:

– уравнение энергетического баланса для БА № 1:

$$(V_{\hat{A}\hat{E}1} \cdot \rho_{\hat{o}} \cdot c_{\hat{o}}) \cdot \frac{dt_{\hat{A}\hat{E}1}(\tau)}{d\tau} = \begin{cases} 0 & - (1) \\ 0 & - (2) - \\ A_{\hat{A}\hat{E}} \cdot F_R \cdot [(\tau\alpha) \cdot H(\tau) - K_{\hat{A}\hat{E}} \cdot (t_{\hat{A}\hat{E}1}(\tau) - t_{i\hat{n}}(\tau))] & - (3) \end{cases} \quad (4)$$

$$K_{\hat{A}\hat{A}1} \cdot (V_{\hat{A}\hat{A}1})^{2/3} \cdot \tilde{N} \cdot [T_{\hat{A}\hat{E}1}(t) - T_f(t)];$$

– уравнение энергетического баланса для БА № 2:

$$(t_{\hat{A}\hat{E}2} \cdot \rho_{\hat{o}} \cdot c_{\hat{o}}) \cdot \frac{dV_{\hat{A}\hat{E}2}(\tau)}{d\tau} = \begin{cases} 0 & - (1) \\ 0 & - (2) - \\ G_{\tilde{n}\hat{a}}(\tau) \cdot \tilde{n}_{\hat{a}} \cdot (t_{\tilde{n}\hat{a}}^{\hat{a}\hat{u}\hat{o}}(\tau) - t_{\tilde{n}\hat{a}}^{\hat{a}\hat{o}}(\tau)) & - (3) \end{cases} \quad (5)$$

$$- \begin{cases} 0 & - (1) \\ Q_{\tilde{A}\hat{A}\tilde{N}}(\tau) + Q_{\tilde{A}\hat{A}2}^{\hat{a}\hat{u}\hat{o}}(\tau) & - (2) \\ Q_{\tilde{A}\hat{A}\tilde{N}}(\tau) - Q_{\tilde{A}\hat{A}2}^{\hat{a}\hat{o}}(\tau) & - (3) \end{cases} .$$

Приведенные системы уравнений (4–5) в многовариантном виде описывают соответственно три режима работы контура гелиоколлектора, три режима работы когенерационной установки, которым соответствуют три режима потребления тепла.

Полученные системы уравнений (4–5) содержат линейные неоднородные дифференциальные уравнения (ЛНДУ) первого порядка [4].

Рассматриваемые системы уравнений содержат искомые переменные: температуру теплоносителя в БА № 1 –  $t_{\hat{A}\hat{E}1}(\tau)$  и объем теплоносителя в БА № 2 –  $V_{\hat{A}\hat{E}2}(\tau)$ , которые зависят от времени, а содержащие их ЛНДУ в общем виде соответственно представляются:

$$a_1 \cdot \frac{dt_{\hat{A}\hat{E}1}(\tau)}{d\tau} + b_1(t) \cdot t_{\hat{A}\hat{E}1}(\tau) = c_1(\tau); \quad (6)$$

$$a_2 \cdot \frac{dV_{\hat{A}\hat{E}2}(\tau)}{d\tau} = c_2(\tau), \quad (7)$$

где  $a_1, a_2$  – постоянные коэффициенты;  $b_1, c_1, c_2$  – коэффициенты уравнений, зависящие от времени  $\tau$ .

Будем считать, что коэффициенты  $b_1, c_1$ , входящие в уравнение (6), на заданном временном интервале  $[\tau_0, \tau_i]$  постоянны, тогда с учетом граничных условий получим в общем виде решение уравнения (6) на заданном интервале времени [4]:

$$t_{\hat{A}\hat{E}1}(\tau) = \frac{c_1}{b_1} + \left[ t_{\hat{A}\hat{E}1}(\tau_0) - \frac{c_1}{b_1} \right] \cdot e^{[(-b_1/a_1) \cdot (\tau - \tau_0)]}. \quad (8)$$

Сопоставление системы уравнений (4–5), представленных в многовариантном виде, с уравнением (6–7) позволяет сделать вывод, что величина коэффициентов  $b_1, c_1, c_2$  зависит от показателей и режимов работы ИСЭ, а именно:

- интенсивности инсоляции  $H$ ;
- температуры окружающей среды  $t_{i\tilde{n}}$ ;
- от теплофизических параметров гелиоколлектора;
- от расхода и температуры сетевой воды  $G_{\tilde{n}\hat{a}}, t_{\tilde{n}\hat{a}}^{\hat{a}\hat{u}\hat{o}}, t_{\tilde{n}\hat{a}}^{\hat{a}\hat{o}}$ ;
- от характеристик системы ГВС и аккумулятора тепла ГВС;
- от нагрузки когенерационной установки и тепловой нагрузки потребителя.

В общем виде решение уравнения (7) на заданном интервале времени получим:

$$V_{\hat{A}\hat{E}2}(\tau) = V_{\hat{A}\hat{E}2}(\tau_0) + \frac{c_2}{a_2} \cdot (\tau - \tau_0). \quad (9)$$

Результаты анализа режимов работы ИСЭ представлены в систематизированном виде в табл. 1 и 2, которые содержат характеристики режимов работы ИСЭ и выражения для расчета коэффициентов  $a_1, b_1, c_1, a_2, c_2$ , которые входят в уравнения теплового баланса (6–7).

Таблица 1 – Результаты моделирования коэффициентов  $a_1, b_1, c_1$  уравнения (6) для разных режимов работы ИСЭ с гелиоколлектором

Режим работы гелиосистемы	Особенности работы ИСЭ	Выражения для определения коэффициентов $a_1, b_1, c_1$
Для всех режимов	$a_1 = const$	$a_1 = V_{\hat{A}\hat{E}1} \cdot \rho_{\delta} \cdot c_{\delta}$
<i>Режим 1</i> Тепловой поток на вых. гелиоколлектора равен нулю	$t_{\hat{A}\hat{E}1} \geq t_{\hat{A}\hat{E}1}^{\max}$	$b_1 = -K_{\hat{A}\hat{A}1} \cdot (V_{\hat{A}\hat{A}1})^{2/3} \cdot \tilde{N}$ $c_1 = K_{\hat{A}\hat{A}1} \cdot (V_{\hat{A}\hat{A}1})^{2/3} \cdot \tilde{N} \cdot t_{i\tilde{n}}$
<i>Режим 2</i> Тепловой поток на вых. гелиоколлектора равен нулю	Инсоляция недостаточна	$b_1 = -K_{\hat{A}\hat{A}1} \cdot (V_{\hat{A}\hat{A}1})^{2/3} \cdot \tilde{N}$ $c_1 = K_{\hat{A}\hat{A}1} \cdot (V_{\hat{A}\hat{A}1})^{2/3} \cdot \tilde{N} \cdot t_{i\tilde{n}}$
<i>Режим 3</i> Прямое теплоснабжение от гелиоколлектора	$t_{\hat{A}\hat{E}1} < t_{\hat{A}\hat{E}1}^{\max}$	$b_1 = (K_{\hat{A}\hat{A}1} \cdot (V_{\hat{A}\hat{A}1})^{2/3} \cdot \tilde{N} + A_{\hat{A}\hat{E}} \cdot F_R \cdot K_{\hat{A}\hat{E}})$ $c_1 = A_{\hat{A}\hat{E}} \cdot F_R \cdot [(\tau\alpha) \cdot H + K_{\hat{A}\hat{E}} \cdot t_{i\tilde{n}}] + K_{\hat{A}\hat{A}1} \cdot (V_{\hat{A}\hat{A}1})^{2/3} \cdot \tilde{N} \cdot t_{i\tilde{n}}$

Таблица 2 – Результаты моделирования коэффициентов  $a_2, c_2$  уравнения (7) для разных режимов работы ИСЭ и системы ГВС

Режим работы когенерационной установки	Особенности работы ИСЭ	Выражения для определения коэффициентов $a_2, c_2$
Для всех режимов	$a_2 = const$	$a_2 = t_{\hat{A}\hat{E}2} \cdot \rho_{\delta} \cdot c_{\delta}$
<i>Режим 1</i> Теплоснабжение от резервного источника тепла	$N_{\hat{a}\hat{e}} < N_{\min}$	$\tilde{n}_2 = 0$
<i>Режим 2</i> Отсутствует необходимость потребления тепла	$Q_{i\hat{i}\hat{o}\hat{\delta}}(\tau) = 0$	$\tilde{n}_2 = 0$
<i>Режим 3</i> Теплоснабжение потребителя за счет утилизированного тепла	$[Q_{\hat{o}\hat{o}}^{\hat{a}\hat{u}\hat{\delta}}(\tau) - Q_{\hat{o}\hat{o}}^{\hat{a}\hat{o}}(\tau)] > Q_{i\hat{i}\hat{o}\hat{\delta}}(\tau)$	$\tilde{n}_2 = G_{i\hat{a}} \cdot \tilde{n}_{\hat{a}} \cdot (t_{i\hat{a}}^{\hat{a}\hat{e}\hat{o}} - t_{i\hat{a}}^{\hat{a}\hat{o}}) - Q_{\hat{A}\hat{A}\hat{N}}(\tau) + Q_{\hat{A}\hat{A}2}^{\hat{a}\hat{o}}(\tau)$
	$[Q_{\hat{o}\hat{o}}^{\hat{a}\hat{u}\hat{\delta}}(\tau) - Q_{\hat{o}\hat{o}}^{\hat{a}\hat{o}}(\tau)] < Q_{i\hat{i}\hat{o}\hat{\delta}}(\tau)$	$\tilde{n}_2 = G_{i\hat{a}} \cdot \tilde{n}_{\hat{a}} \cdot (t_{i\hat{a}}^{\hat{a}\hat{e}\hat{o}} - t_{i\hat{a}}^{\hat{a}\hat{o}}) - Q_{\hat{A}\hat{A}\hat{N}}(\tau) - Q_{\hat{A}\hat{A}2}^{\hat{a}\hat{e}\hat{o}}(\tau)$

На рис. 2, в соответствии с изложенной выше методикой, представлены результаты расчета динамики аккумулирования тепла в баке-аккумуляторе гелиоколлектора в течение часа при максимальном значении полезной энергии гелиоколлектора, характерной соответственно для июля ( $H_{\text{макс}} = 550 \text{ Вт/м}^2$ ), сентября ( $H_{\text{макс}} = 450 \text{ Вт/м}^2$ ) и октября ( $H_{\text{макс}} = 350 \text{ Вт/м}^2$ ), которые свидетельствуют, что на небольшом интервале времени процесс аккумулирования тепла носит, примерно, линейный характер, а его скорость пропорциональна интенсивности полезной энергии гелиоколлектора  $H(\tau)$  [5].

На рис. 3 представлены результаты моделирования динамики изменения температуры теплоносителя в баке-аккумуляторе гелиоколлектора в течение суток для разных месяцев сезона теплоснабжения от гелиосистемы, которые показывают, что требуемая величина температуры для системы ГВС ( $t_{\text{ГВС}} = 55 \text{ }^\circ\text{C}$ ) при заданном объеме бака-аккумулятора достижима только в июле и в других относительно “жарких” месяцах. В сентябре и октябре максимальное значение температуры в баке-аккумуляторе соответственно не превышает  $42 \text{ }^\circ\text{C}$  и  $32 \text{ }^\circ\text{C}$ , поэтому для достижения требуемой температуры необходимо предусмотреть техническую возможность снижения объема теплоносителя в баке соответственно на 27 % и 44 % или догреть теплоноситель в водогрейном котле.

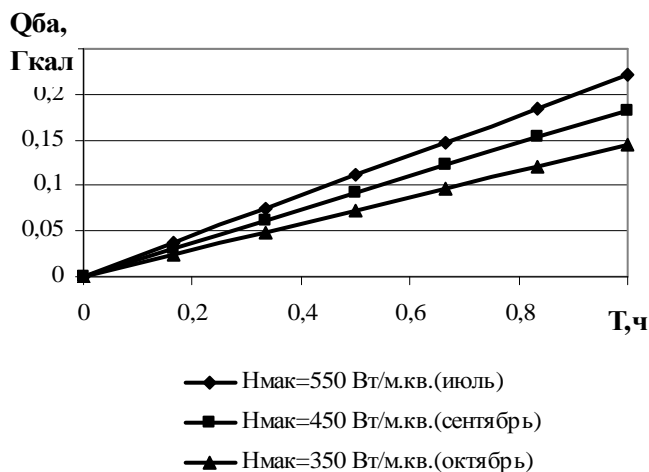


Рисунок 2 – Динамика аккумулирования тепла в баке-аккумуляторе гелиоколлектора

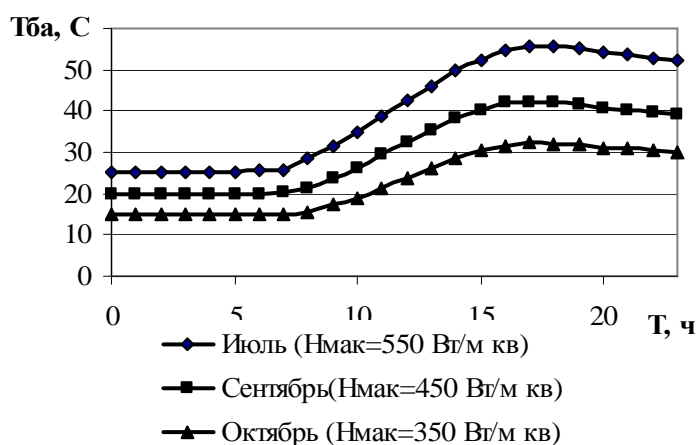


Рисунок 3 – Динамика изменения температуры теплоносителя в баке-аккумуляторе гелиоколлектора в течение суток



Выводы

1. Для интегрированных систем когенерации с гелиоколлектором разработана методика многовариантного анализа режимов работы, на основании которой можно выбрать наиболее эффективный и надежный режим работы системы.
2. Разработан способ численного моделирования динамики изменения температуры и объема теплоносителя в аккумуляторах тепла, на основе которого определены коэффициенты системы ЛНДУ для различных режимов работы ИСЭ.

Литература

1. Гейвандов И.А., Стоянов Н.И. Комбинированная выработка тепловой и электрической энергии на автономных малых электростанциях // Научные школы и научные направления СевКав ГТУ. – Ставрополь: СевКав ГТУ, 2001. – С. 241–243.
2. Баласаян Г.А. Оценка эффективности интегрированных когенерационных систем // Экотехнологии и ресурсосбережение. – 2006. – № 3. – С. 9–12.
3. Баласаян Г.А., Мазуренко А.С. Использование аккумулярования тепла при согласовании графиков тепловой и электрической нагрузок когенерационных установок // Интегровані технології та енергозбереження. – 2005. – № 3. – С. 27–33.
4. Гутер Р.С., Ямпольский А.Р. Дифференциальные уравнения. – М.: Высшая школа, 1976. – 304 с.
5. Денисова А.Е. Моделирование режимов работы комплексной альтернативной системы теплоснабжения (КАСТ) // Труды Одесского политехнического университета. – 1999. – Вып. 1 (7). – С. 126–130.

Bibliography (transliterated)

1. Geyvandov I.A., Stoyanov N.I. Kombinirovannaya vyirabotka teplovoy i elektricheskoy energii na avtonomnyih malyih elektrostantsiyah Nauchnyie shkolyi i nauchnyie napravleniya SevKav GTU. – Stavropol: SevKav GTU, 2001. – p. 241–243.
2. Balasanyan G.A. Otsenka effektivnosti integrirovannyih kogeneratsionnyih sistem Ekotehnologii i resursosberezhenie. – 2006. – # 3. – p. 9–12.
3. Balasanyan G.A., Mazurenko A.S. Ispolzovanie akumulirovaniya tepla pri soglasovanii grafikov teplovoy i elektricheskoy nagruzok kogeneratsionnyih ustanovok Integrovani tehnologiiyi ta energozberezheniya. – 2005. – # 3. – p. 27–33.
4. Guter R.S., Yanpolskiy A.R. Differentsialnyie uravneniya. – M.: Vyisshaya shkola, 1976. – 304 p.
5. Denisova A.E. Modelirovanie rezhimov raboty kompleksnoy alternativnoy sistemyi teplosnabzheniya (KAST) Trudyi Odesskogo politehnicheskogo universiteta. – 1999. – Vyip. 1 (7). – p. 126–130.

УДК 621.311.22

Баласаян Г.А.

**МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ РЕЖИМІВ РОБОТИ  
ІНТЕГРОВАНОЇ СИСТЕМИ КОГЕНЕРАЦІЇ З ГЕЛІОКОЛЕКТОРОМ**

Розроблено методику багатоваріантного аналізу режимів роботи інтегрованої систем енергопостачання на базі установок когенерації малої потужності з геліоколектора. Представлена математична модель і визначені коефіцієнти системи диференціальних рівнянь різних режимів роботи інтегрованої системи. Розрахована динаміка акумуляції тепла в системі.

Александров Е.Е., Пидашов В.В.

### ВЛИЯНИЕ ГУСЕНИЦЫ НА ДИНАМИКУ ТРАНСПОРТНОЙ МАШИНЫ

При исследовании динамики гусеничной машины важным фактором, определяющим точность получаемых результатов, является учёт влияния натяжения гусеничного обвода. Гусеница позволяет не только повысить проходимость машины, но и, являясь гибкой связью, ограничивает перемещение опорных катков при движении по неровностям. При анализе работы гусеницы будем различать свободный участок, состоящий из рабочего и свободного провисающего, и разостланный на грунте опорный участок. Предполагаем, что гусеница является деформируемой в продольном направлении с нелинейной зависимостью между растягивающим усилием  $T$  и удлинением  $\Delta l$ . Удлинение  $\Delta l_1$  одного трака достаточно точно представляется параболической зависимостью в широком диапазоне изменения  $T$  [1]:

$$\Delta l_1 = c_1 T + c_2 T^2. \quad (1)$$

Для гусеницы с открытыми шарнирами коэффициенты  $c_1$  и  $c_2$  положительны, т.е. податливость гусеницы возрастает с увеличением натяжения. Для гусениц с резинометаллическими шарнирами  $c_2 < 0$ , следовательно, её податливость уменьшается с ростом натяжения  $T$ . Большое натяжение гусеницы, особенно с резинометаллическими шарнирами, оказывает значительное влияние на реакции, действующие со стороны грунта на крайние опорные катки, уменьшая их на соответствующие величины. Будем исходить из общепринятых предположений, согласно которым натяжение гусеницы под крайним катком равно натяжению гусеницы соответствующего наклонного участка гусеницы. Запишем условие равновесия первого опорного катка и балансира:

$$-c_T (\psi_{01} + \psi_1 - \varphi) + R_{z1} R_a \cos(\beta_1 - \psi_1) + R_{x1} R_a \sin(\beta_1 - \psi_1) + Q_1 R_a \sin\left(90^\circ - \beta_1 + \left(\frac{\alpha_1}{2} - \frac{\theta_1}{2}\right)\right) - P_{a1} R_a \sin(\delta_1) = 0, \quad (2)$$

где  $c_T$  – жёсткость торсионного вала на кручение,  $\psi_{01}$  и  $\psi_1$  – углы предварительной и текущей закрутки торсиона первой подвески,  $\varphi$  – продольный угол поворота машины,  $R_{z1}$  и  $R_{x1}$  – вертикальная и горизонтальная составляющие реакции грунта  $R_1$ , действующие на опорный каток и проходящие через его центр,  $R_a$  – длина балансира,  $\beta_1$  – угол между балансиром и горизонталью в статике,  $\alpha_1$  – угол наклона передней ветви,  $\theta_1$  – переменная часть угла  $\alpha_1$ , возникающая вследствие движения машины по неровностям,  $P_{a1}$  – усилие, обусловленное действием амортизатора (если установлен),  $\delta_1$  – угол между балансиром и осью амортизатора, изменяющийся в зависимости от динамического хода первого опорного катка  $Z_1$ ,  $Q_1 = 2T_1 \sin(0,5(\alpha_1 - \theta_1))$  – равнодействующая натяжения  $T_1$ , приложенная к катку и проходящая через его центр [2]. Вертикальная и горизонтальная составляющие реакции грунта, действующие на опорный каток, могут быть представлены в виде:

$$R_{z1} = R_1; \quad R_{x1} = R_{z1} \left( \frac{dq_1}{dx_1} + F_{\text{ад}} \delta \right), \quad (3)$$

где  $dq_1/dx_1$  – скорость изменения высоты неровности под первым опорным катком,  $F_{грунт}$  – коэффициент сопротивления перекачиванию опорного катка по гусенице.

После подстановки в условие равновесия (2) соотношений (3) получим выражение для  $R_{z1}$ :

$$R_{z1} = \frac{\frac{c_T}{R_d} (\psi_{01} + \psi_1 - \phi) + P_{a1} \sin(\delta_1) - T_1 [\sin(\beta_1 - \psi_1) - \sin(\beta' - \psi_1 + \theta_1)]}{\cos(\beta_1 - \psi_1) + F_1 \sin(\beta_1 - \psi_1)}, \quad (4)$$

где  $\beta' = \alpha_1 - \beta_1$ ; сумма множителей при  $c_T$  и  $P_{a1}$  (с учётом знаменателя) представляет собой вертикальную составляющую реакции грунта, обусловленную действием торсиона и амортизатора. Углы  $\psi_1$  и  $\theta_1$  являются функциями динамического хода первого опорного катка  $Z_1$ . Тогда множитель при  $T_1$  в выражении (4) можно разложить в степенной ряд:

$$R_{z1} = N_{z1} - T_1 (b_{01} + b_{11}Z_1 + b_{21}Z_1^2 + \phi(b_{31} + b_{41}Z_1)). \quad (5)$$

Аналогично можно представить точное и приближённое выражения реакции грунта  $R_6$ , на шестой опорный каток (будем считать, что машина шестиопорная). Учитываем, что равнодействующая  $Q_6$  натяжения гусеницы  $T_6$  и равнодействующая воздействия грунта  $R_6$ , которая раскладывается на горизонтальную  $R_{x6}$  и вертикальную  $R_{z6}$  составляющие, проходят через центр катка. Из условия равновесия балансира и катка шестой подвески определяем вертикальную  $R_{z6}$  составляющую реакции:

$$R_{z6} = N'_{z6} - T_6 \frac{\sin(\beta'' - \psi_6 - \theta_6) - \sin(\beta_6 - \psi_6)}{\cos(\beta_6 - \psi_6) + F_6 \sin(\beta_6 - \psi_6)}, \quad (6)$$

где  $\beta'' = \alpha_6 + \beta_6$ . Разложив коэффициент при  $T_6$  в степенной ряд по  $Z_6$  имеем:

$$R_{z6} = N_{z6} - T_6 (b_{06} + b_{16}Z_6 + b_{26}Z_6^2 + \phi(b_{36} + b_{46}Z_6)). \quad (7)$$

Постоянные и коэффициенты разложений (5) и (7) представлены в работе [1].

При анализе математической модели колебаний корпуса гусеничной машины при движении по пересечённой местности возможны три варианта учёта влияния натяжения гусеницы: учёт переменного натяжения, статического натяжения и натяжение отсутствует. Рассмотрим первый наиболее трудный случай, когда зависимость между натяжением и удлинением гусеницы и её удлинением нелинейна.

Натяжение участков гусеницы различно, т.к. рабочий и свободный провисающий участки разделяются ведущим колесом, которое вращается неравномерно в процессе движения машины по неровностям. Эти участки в зависимости от их статического натяжения имеют определённые стрелы провисания и деформируются в продольном направлении в соответствии с (1). Опорный каток в результате его сцепления с грунтом образует силу тяги, следовательно, также подвергается деформации. При анализе натяжения гусеницы будем пренебрегать её звенчатостью и изгибной жёсткостью, предполагая, что гусеница – растяжимая в соответствии с (1) лента, имеющая линейную плотность  $\rho/g$ . Звенчатость гусеницы не учитывается, т.к. она вызывает высокочастотные периодические натяжения участков, частоты которых на один-два порядка выше частот, обусловленных неровностями грунта. В связи с этим звенчатость не влияет на

плавность хода и нагруженность ходовой системы, обусловленной колебаниями корпуса при движении по неровностям.

В состоянии покоя машины на горизонтальном участке существует следующая зависимость между предварительным натяжением гусеницы  $T_0$ , длиной провисающего участка и параметрами ходовой части:

$$s_i - a_i = \rho^2 a_i^3 24T_0^2, \quad (8)$$

где  $a_i$  – расстояния между поддерживающими катками,  $s_i$  – длина провисающего  $i$ -го участка между поддерживающими катками. Произведя суммирование (8) по всем провисающим участкам, натяжение которых  $T_0$  одинаково, если машина находится в состоянии покоя, получим:

$$\sum (s_i - a_i)_0 = \frac{\rho}{24T_0^2} \sum a_i^3. \quad (9)$$

Здесь устанавливается зависимость между длиной, которую могут выдать провисающие участки нерастяжимой гусеницы (левая часть (9)) и предварительным натяжением  $T_0$ . Статическое натяжение будет изменяться при движении машины в силу таких факторов: изменяются длины хорд наклонных участков гусеницы; удлиняются участки гусеницы вследствие воздействия динамического натяжения  $\rho V^2/g$ ; изменяется длина рабочего участка гусеницы при неравномерном движении центра тяжести корпуса машины и неравномерном вращении ведущего колеса. Определим удлинение рабочего участка гусеницы вследствие двух последних причин при установившемся движении машины со скоростью  $V$ :

$$Vt + x - (\omega_{\text{вк}} t + \theta) R_1 = x - R_1 \theta,$$

где  $R_1$  – радиус ведущего колеса,  $\omega_{\text{вк}}$  – угловая скорость вращения ведущего колеса. Увеличение натяжения рабочего участка гусеницы  $T_6$  (на шестиопорной машине с задним расположением ведущего колеса) приводит к вытягиванию некоторой длины  $\Delta_3$  гусеницы из-за дополнительного растяжения разостланного участка, примыкающего к рабочему. Составим уравнение, аналогичное (9), для рабочего участка гусеницы, учитывая приращение длины  $\sum (s_i - a_i)_0$  за счёт перечисленных явлений и, как следствие, возникновения нового статического натяжения  $T_6$ :

$$\begin{aligned} & -\sum (s_i - a_i)_0 - \Delta_2 + \Delta_3 + x - \theta R_1 + n_p \left[ c_1 \left( T_6 + \frac{\rho}{g} V^2 \right) + \right. \\ & \left. + c_2 \left( T_6 + \frac{\rho}{g} V^2 \right)^2 - c_1 T_6 - c_2 T_0^2 \right] = \frac{\rho^2}{24T_0^2} \left( \sum a_i^3 + 3a_6^2 \Delta_2 \right), \end{aligned} \quad (10)$$

$\Delta_2$  – удлинение хорды наклонной части рабочего участка,  $\Delta_3$  – удлинение рабочего участка, обусловленное удлинением участка гусеницы, примыкающего к заднему, опорному катку, вследствие роста  $T_6$ ,  $n_p$  – число звеньев рабочего участка гусеницы. В квадратных скобках записано удлинение одного трака рабочего участка в результате возникновения натяжения  $T_6$  и учёта динамического натяжения. Из (10) найдём статическое натяжение  $T_6$  рабочего участка. Сгруппировав члены с одинаковой степенью  $T_6$ ,

получим уравнение четвёртой степени:

$$T_6^4 + D_3 T_6^3 + D_2 T_6^2 - D_0 = 0, \quad (11)$$

где

$$D_2 = \frac{1}{n_p c_2} \left[ \sum (s_i - a_i)_0 + n_p \left( c_1 \frac{\rho}{g} V^2 + c_2 \frac{\rho^2}{g^2} V^4 \right) - \right. \\ \left. - n_p (c_1 T_0 + c_2 T_0^2) + f_1(Z, \varphi, x, \theta) \right]; \quad D_3 = \left( \frac{c_1}{c_2} + 2 \frac{\rho}{g} V^2 \right); \quad (12)$$

$$D_0 = -\frac{\rho^2}{24 n_p c_2} \left[ \sum a_i^3 + 3 a_6^2 f_2(Z_6) \right]. \quad (13)$$

Из (11) следует, что натяжение  $T_6$  является функцией обобщенных координат  $Z$ ,  $\varphi$ ,  $x$ ,  $\theta$ , характеристик податливости гусеницы  $c_1$  и  $c_2$  и скорости движения машины. Аналогично (10), (11) можно составить уравнения для переднего наклонного участка. Опишем алгоритм решения уравнения четвертой степени:

$$T_6 = \begin{cases} -0,25(D_3 + A) + \sqrt{0,0625(D_3 + A)^2 - (y + A^{-1}D_3y)}, & A > 0; \\ -0,25(D_3 + A) - \sqrt{0,0625(D_3 + A)^2 - (y + A^{-1}D_3y)}, & A < 0, \end{cases}$$

где

$$A = \begin{cases} \sqrt{8y + D_3 - 4D_2}, & y < 0; \\ -\sqrt{8y + D_3 - 4D_2}, & y > 0; \end{cases} \quad (14)$$

$$y = \begin{cases} -2r \cos\left(\frac{\varphi}{3}\right) + \frac{D_2}{6}, & Q < 0; \\ \sqrt[3]{-q + \sqrt{Q}} + \sqrt[3]{-q - \sqrt{Q}} + \frac{D_2}{2}, & Q > 0; \end{cases}$$

$$q = -\left(\frac{D_2}{6}\right)^3 - \frac{D_2 D_0}{12} + \frac{D_0}{16} (4D_2 - D_3^2);$$

$$p = -\left(\frac{D_2}{6}\right)^2 - \frac{D_3}{3}; \quad Q = q^2 + p^3; \quad \varphi = \arccos\left(\frac{q}{r^3}\right); \quad r = \sqrt{|p|}.$$

Если в процессе движения машины натяжение гусеницы не достигает больших величин, например в случае движения по ровному участку пути с небольшим углом подъёма или спуска, зависимость между  $T$  и  $\Delta l_1$  в (1) можно представить линейно. Следовательно,  $c_2 = 0$ . В этом случае исходное уравнение (10) для рабочего участка гусеницы и для переднего наклонного (13) упрощается [1]. Уравнение (10) справедливо при определении натяжения участков гусеницы для переднего и заднего ведущих колёс. При заднем расположении ведущего колеса рабочий участок будет состоять только из провисающего участка ниже колеса. В связи с этим при определении натяжения  $T_6$  вместо  $\sum (s_i - a_i)$ ,  $\sum a_i^3$  будет лишь по одному слагаемому  $(s_6 - a_6)_0$ ,  $a_6$ . При расчёте натяжения свободных участков гусеницы появляются суммы  $\sum (s_i - a_i)_0$ ,  $\sum a_i^3$  вместо чле-

нов  $(s_1 - a_1), a_1^3$ .

Для машины с задним ведущим колесом и гусеницей с резинометаллическим шарниром особенно важно учесть удлинение  $\Delta_3$ , обусловленное дополнительным растяжением разостланного участка гусеницы в случае значительного увеличения натяжения  $T_6$ ;  $\Delta_3$  может быть и отрицательным, если в процессе колебаний корпуса машины и неравномерного вращения ведущего колеса  $T_6$  будет уменьшаться. Учёт  $\Delta_3$ , необходимость которого обусловлена большой продольной жёсткостью рабочего участка вследствие его малой длины, существенно изменит эту жёсткость и, кроме того, определит изменение натяжения разостланного участка гусеницы, связанного с образованием силы тяги.

В работе [1] приведены кривые  $Z, \varphi, \ddot{Z}, \ddot{Z}_a, R_{z1}, R_{z6}$ , полученные на основании точной математической модели колебаний корпуса машины и моделей первого и второго приближений. В точной модели учитывается переменный характер натяжения гусеницы, в модели первого приближения учитывается статическое натяжение и в модели второго приближения оно не учитывается, погрешность 8 % и 40 % соответственно.

#### Литература

1. Аврамов В.П. Динамика гусеничной транспортной машины при прямолинейном движении по неровностям. – Киев: УМК ВО, 1992. – 100 с.
2. Аврамов В.П., Калейчев Н.Б. Динамика гусеничной транспортной машины при установившемся движении по неровностям. – Харьков: Вища школа, 1989. – 112 с.

#### Bibliography (transliterated)

1. Avramov V.P. Dinamika gusenichnoy transportnoy mashinyi pri pryamolineynom dvizhenii po nerovnostyam. – Kiev: UMK VO, 1992. – 100 p.
2. Avramov V.P., Kaleychev N.B. Dinamika gusenichnoy transportnoy mashinyi pri ustanovivshemysya dvizhenii po nerovnostyam. – Harkov: Vischa shkola, 1989. – 112 p.

УДК 629.114.026

Александров Є.Є., Підашов В.В.

#### **ВПЛИВ ГУСЕНИЦІ НА ДИНАМІКУ ТРАНСПОРТНОЇ МАШИНИ**

Розглянуто вплив перемінного натягу гусениці на динаміку швидкохідної гусеничної машини під час її руху по пересічній місцевості. Наведена послідовність розрахунку натягу на різних ділянках гусеничного обводу.

УДК 62-55.681.515

Александров Е.Е., Сладких С.А., Пидашов В.В.

### ИМИТАЦИОННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ВОЗМУЩЁННОГО ДВИЖЕНИЯ ЗАМКНУТОЙ СИСТЕМЫ НАВЕДЕНИЯ ТАНКОВОГО ЗЕНИТНОГО ПУЛЕМЁТА

**Постановка задачи.** Структурная схема замкнутой системы наведения танковой зенитной установки (ТЗУ) приведена на рисунке 1, где приняты следующие обозначения: ПН – пульт наведения, ШИМ – широтно-импульсный модулятор, ОН – объект наведения, ТОС – тахогенератор обратной связи.

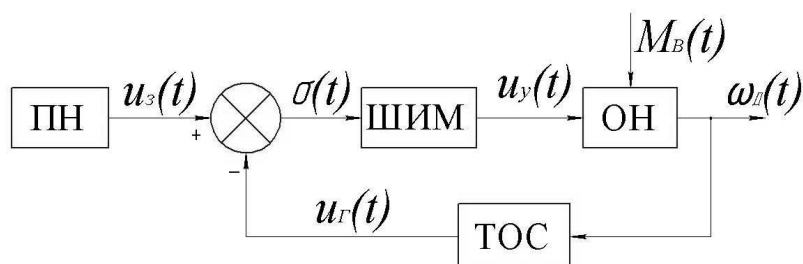


Рисунок 1 – Структурная схема замкнутой системы наведения ТЗУ

В работе [1] приведена разработанная авторами математическая модель возмущённого движения замкнутой системы наведения ТЗУ. Объект наведения в канале вертикального наведения представляет собой пулемётную установку с электромеханическим приводом, представляющим собой электродвигатель постоянного тока ДВН-1 последовательного возбуждения, связанный с механизмом поворота механическим редуктором с передаточным числом  $n$ . Математическая модель объекта наведения записывается в виде системы дифференциальных уравнений:

$$\frac{d\omega_{\dot{A}}(t)}{dt} = \left[ \frac{c_M \alpha}{I_{\Sigma}} i_{\dot{y}}^2(t) - \frac{M_B(t)}{I_{\Sigma} n \eta} \right] \text{sign}(\sigma(t)); \quad (1)$$

$$\frac{di_{\dot{y}}(t)}{dt} + -\frac{r_{\dot{y}}}{L_{\dot{y}}} i_{\dot{y}}(t) - \frac{c_E \alpha}{L_{\dot{y}}} i_{\dot{y}}(t) \omega_{\dot{A}}(t) \text{sign}(\sigma(t)) + \frac{1}{L_{\dot{y}}} U_y(t), \quad (2)$$

где  $\omega_d(t)$  – угловая скорость якоря исполнительного электродвигателя;  $i_{\dot{y}}(t)$  – ток якоря электродвигателя;  $U_y(t)$  – управляющий сигнал на выходе ШИМ;  $M_B(t)$  – возмущающий момент в оси цапф ТЗУ;  $I_{\Sigma}$  – суммарный момент инерции ТЗУ, приведенный к якорю электродвигателя;  $r_{\dot{y}}$  – сопротивление обмотки якоря;  $L_{\dot{y}}$  – индуктивность цепи якоря;  $\sigma(t)$  – входной сигнал ШИМ, определяемый соотношением:

$$\sigma(t) = u_{\zeta}(t) - u_{\dot{A}}(t), \quad (3)$$

где  $u_{\zeta}(t)$  – задающий сигнал на выходе ПН;  $u_r(t)$  – сигнал обратной связи с выхода ТОС. Выходной сигнал ТОС определяется дифференциальным уравнением:



$$\frac{du_{\bar{A}}(t)}{dt} = -\frac{1}{T_{\bar{A}}}u_{\bar{A}}(t) + \frac{K_{\bar{A}}}{T_{\bar{A}}}\omega_{\bar{A}}(t), \quad (4)$$

где  $K_{\bar{A}}$ ,  $T_{\bar{A}}$  – соответственно коэффициент усиления и постоянная времени ТОС.

Выходной управляющий сигнал ШИМ формируется в соответствии с алгоритмом:

$$u_y(t) = \begin{cases} U_0 \text{sign}(\sigma[kT_0]) & \text{в } \delta \text{ } kT_0 < t \leq (k + \gamma_k)T_0; \\ 0 & \text{в } \delta \text{ } (k + \gamma_k)T_0 < t \leq (k + 1)T_0, \end{cases} \quad (5)$$

где  $U_0$  – амплитуда управляющего сигнала;  $k$  – номер управляющего импульса;  $T_0$  – период следования управляющего импульса;  $\gamma_k$  – скважность  $k$ -го управляющего импульса, определяемая соотношением:

$$\gamma_k = \begin{cases} 1 & \text{в } \delta \text{ } \frac{|\sigma[kT_0]|}{\theta |u_{\zeta}|kT_0} \geq 1; \\ \frac{|\sigma[kT_0]|}{\theta |u_{\zeta}|kT_0} & \text{в } \delta \text{ } \frac{|\sigma[kT_0]|}{\theta |u_{\zeta}|kT_0} < 1, \end{cases} \quad (6)$$

где  $\theta$  – варьируемый параметр ШИМ, подлежащий выбору.

В работе [2] поставлена и решена задача выбора варьируемого параметра  $\theta$  при условии, что на решениях замкнутой системы (1)–(6) достигается минимума интегральный квадратичный функционал

$$I = \int_0^T [\beta_1^2 \sigma^2(t) + \beta_2^2 i_y^2(t)] dt, \quad (7)$$

а также, указана методика выбора весовых коэффициентов  $\beta_1$  и  $\beta_2$  функционала (7). Однако при этом полагалось, что внешние возмущения, действующие на ТЗУ в процессе движения танка по пересечённой местности, отсутствуют. Такое предположение, с одной стороны, упрощало решение задачи параметрического синтеза ШИМ, а с другой стороны, позволяло получить лишь приближённое решение задачи синтеза, т.к. постановка задачи игнорировала случайный характер динамических процессов наведения ТЗУ.

В данной статье ставится задача параметрического синтеза ШИМ ТЗУ с учётом стохастических внешних возмущений, действующих на ТЗУ при движении танка по пересечённой местности.

**Имитационное моделирование внешних возмущений в замкнутой системе наведения ТЗУ.** Продольно-угловые перемещения корпуса танка обусловлены рельефом местности и угловыми колебаниями подрессоренной части корпуса относительно непрорессоренной. Момент трения в оси цапф ТЗУ, являющийся моментом внешних возмущений, определяется соотношением [3]:

$$M_B(t) = M_B^* \cdot \text{sign}(\dot{\phi}_k(t)) + \mu \cdot \dot{\phi}_k(t), \quad (8)$$

где первое слагаемое представляет собой момент сухого трения, а второе – момент жидкостного трения, причём  $\dot{\phi}_k(t)$  – угловая скорость поворота подрессоренной части корпуса танка в инерционной системе координат, связанной с направлением на цель,  $\mu$  – постоянный коэффициент, определяемый экспериментально.

Уравнения возмущённого движения подрессоренной части корпуса танка приведены в работе [4] и имеют вид:

$$\frac{d^2 Z_k(t)}{dt^2} + \xi \frac{dZ_k(t)}{dt} + a \cdot Z_k(t) + v \frac{d\phi_k(t)}{dt} + b \cdot \phi_k(t) = A_s(t) + B_s(t); \quad (9)$$

$$\frac{d^2 \phi_k(t)}{dt^2} + \delta \frac{d\phi_k(t)}{dt} + K \cdot \phi_k(t) + \gamma \frac{dZ_k(t)}{dt} + d \cdot Z_k(t) = C_s(t) + D_s(t), \quad (10)$$

где  $Z_k(t)$ ,  $\phi_k(t)$  – обобщённые координаты, характеризующие вертикальные и продольно-угловые координаты подрессоренной части корпуса танка;  $A_s(t)$ ,  $B_s(t)$ ,  $C_s(t)$ ,  $D_s(t)$  – функции времени, характеризующие внешние воздействия на танк со стороны грунта, и определяемые следующими соотношениями:

$$A_s(t) = \frac{2}{M} \sum_{i=1}^n c_i \cdot q_s \left( t + \frac{l_i}{V_s} \right); \quad B_s(t) = \frac{2}{M} \sum_{j=1}^r \mu_j \cdot \dot{q}_s \left( t + \frac{l_j}{V_s} \right);$$

$$C_s(t) = \frac{2}{I_y} \sum_{i=1}^n c_i \cdot l_i \cdot q_s \left( t + \frac{l_i}{V_s} \right); \quad D_s(t) = \frac{2}{I_y} \sum_{j=1}^r \mu_j \cdot l_j \cdot \dot{q}_s \left( t + \frac{l_j}{V_s} \right),$$

где  $q_s(t)$  – высота неровности грунта в момент времени  $t$  при движении танка со скоростью  $V_s$ ;  $M$  – масса подрессоренной части корпуса танка;  $I_y$  – момент инерции подрессоренной части корпуса танка относительно её собственной поперечной оси;  $\mu_j$  – коэффициент демпфирования  $j$ -го амортизатора;  $c_j$  – коэффициент жёсткости  $i$ -той рессоры;  $l_j$  – расстояние по горизонтали от центра тяжести подрессоренной части корпуса танка до места крепления  $j$ -го амортизатора;  $l_i$  – расстояние от центра тяжести до места крепления  $i$ -той рессоры;  $n$  – количество рессор на один борт;  $r$  – количество амортизаторов на один борт.

Постоянные коэффициенты, входящие в левые части дифференциальных уравнений (9) и (10), определяются выражениями:

$$\xi = \frac{2}{M} \sum_{j=1}^r \mu_j; \quad a = \frac{2}{M} \sum_{i=1}^n c_i; \quad v = \frac{2}{M} \sum_{j=1}^r \mu_j \cdot l_j; \quad b = \frac{2}{M} \sum_{i=1}^n c_i \cdot l_i;$$

$$\delta = \frac{2}{I_y} \sum_{j=1}^r \mu_j \cdot l_j^2; \quad K = \frac{2}{I_y} \sum_{i=1}^n c_i \cdot l_i^2; \quad \gamma = \frac{2}{I_y} \sum_{j=1}^r \mu_j \cdot l_j; \quad d = \frac{2}{I_y} \sum_{i=1}^n c_i \cdot l_i.$$

Обычно в танках все амортизаторы и все рессоры одинаковы и в последних соотношениях принимают  $\mu_j (j = \overline{1, r}) = \mu$ ;  $c_i (i = \overline{1, n}) = c$ .

В работе [5] показано, что функция  $q_s(t)$ , характеризующая внешнее возмущение, действующее на танк со стороны грунта, зависит от двух факторов:

– от скорости движения танка  $V_s$ , которая определяет временную интенсивность неровностей дороги, действующих на гусеничный движитель;

– от типа грунта, по которому совершает движение танк и который определяет амплитудную интенсивность неровностей дороги.

В общем случае функция  $q_s(t)$  является случайной функцией времени и удовлетворяет дифференциальному уравнению:

$$T_1^2 \frac{d^2 q_s(t)}{dt^2} + T_2 \frac{dq_s(t)}{dt} + q_s(t) = K \cdot \xi(t), \quad (11)$$

где  $\xi(t)$  – единичный ”белый шум”.

Таким образом, уравнения (1)–(6), (8)–(11) представляют собой имитационную модель возмущённого движения ТЗУ в процессе движения танка по пересечённой местности.

**Параметрический синтез стохастической системы наведения ТЗУ.** В связи с тем, что на вход имитационной модели (1)–(6), (8)–(11) подаётся единичный ”белый шум”, все функции, относительно которых составлены уравнения модели, являются случайными функциями времени, а функционал (7), вычисленный на решениях имитационной модели, является случайной величиной, значения которой зависят от конкретной  $j$ -й реализации ”белого шума”  $\xi_j(t)$ . Поэтому задача параметрического синтеза стохастической системы наведения ТЗУ состоит в поиске величины варьируемого параметра  $\theta$  алгоритма (5), (6) такой, что на решениях имитационной модели достигает минимума функционал:

$$I = M_j \left\{ \int_0^T \left[ \beta_1^2 \sigma^2(t) + \beta_2^2 i_y^2(t) \right] dt \right\}, \quad (12)$$

где  $M_j\{\cdot\}$  – символ математического ожидания по реализациям единичного ”белого шума”  $\xi_j(t)$ , ( $j = 1, \dots, N$ ).

К уравнениям имитационной модели (1)–(6), (8)–(11) добавим дифференциальное уравнение:

$$\frac{dZ(t)}{dt} = \beta_1^2 \sigma^2(t) + \beta_2^2 i_y^2(t), \quad (13)$$

и на решениях системы (1)–(6), (8)–(11), (13) вычислим значения случайной величины  $Z_j(T)$  при  $j$ -й реализации ”белого шума”  $\xi_j(t)$ , ( $j = 1, \dots, N$ ). В результате получаем:

$$I(\theta) = M_j \{ Z_j(T) \} = \frac{1}{N} \sum_{j=1}^N Z_j(T). \quad (14)$$

Зависимость функционала (14) от значения коэффициента  $\theta$  приведена на рисунке 2.

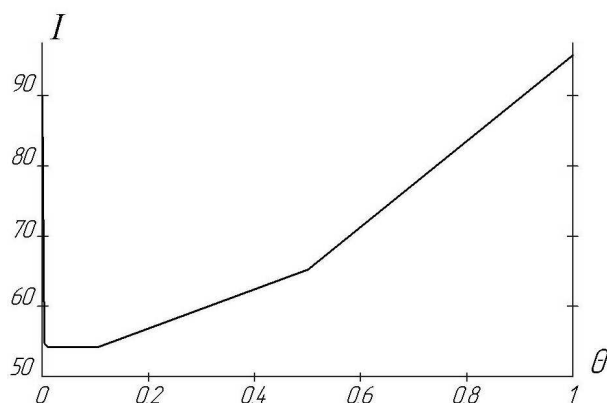


Рисунок 2 – Зависимость функционала (14) от варьируемого параметра  $\theta$

Анализ рисунка 2 приводит к выводу, что минимальное значение функционала (14) достигается при  $0,01 \leq \theta \leq 0,1$ .

### Литература

1. Александров Е.Е., Костяник И.В., Сладких С.А. Динамические процессы в замкнутой системе управления танковой зенитной установкой // Артиллерийское и стрелковое вооружение. – Киев: "Эссе", 2004. – № 3. – с. 12–14.
2. Александров Е.Е., Костяник И.В., Сладких С.А. Параметрический синтез электромеханической системы наведения танкового зенитного пулемёта // Проблемы автоматизированного электропривода. Теория и практика. – Харьков: 2005. – Вып. 45. – с. 33–36.
3. Александров Е.Е., Пидашов В.В. Повышение точности наводки танковой пушки рациональным выбором параметров стабилизатора и ходовой части танка // Артиллерийское и стрелковое вооружение. – Киев: "Эссе", 2006. – № 4. – с. 23–26.
4. Балдин В.А. Теория и конструкция танка. – М.: АБТВ, 1972. – 782 с.
5. Александров Е.Е., Волонцевич Д.О., Лебедев А.Т. и др. Динамика транспортно-тяговых колёсных и гусеничных машин. – Харьков: ХГАДТУ, 2001. – 642 с.

### Bibliography (transliterated)

1. Aleksandrov E.E., Kostyanik I.V., Sladkih S.A. Dinamicheskie protsessyi v zamknutoy sisteme upravleniya tankovoy zenitnoy ustanovkoy Artilleriyskoe i strelkovoe vooruzhenie. – Kiev: "Esse", 2004. – # 3. – p. 12–14.
2. Aleksandrov E.E., Kostyanik I.V., Sladkih S.A. Parametricheskiy sintez elektromehanicheskoy sistemyi navedeniya tankovogo zenitnogo pulemyota Problemyi avtomatizirovannogo elektroprivoda. Teoriya i praktika. – Harkov: 2005. – Vyip. 45. – p. 33–36.
3. Aleksandrov E.E., Pidashov V.V. Povyishenie tochnosti navodki tankovoy pushki ratsionalnyim vyiborom parametrov stabilizatora i hodovoy chasti tanka Artilleriyskoe i strelkovoe vooruzhenie. – Kiev: "Esse", 2006. – # 4. – p. 23–26.
4. Baldin V.A. Teoriya i konstruktsiya tanka. – M.: ABTV, 1972. – 782 p.
5. Aleksandrov E.E., Volontsevich D.O., Lebedev A.T. i dr. Dinamika transportno-tyagovyih kolyosnyih i gusenichnyih mashin. – Harkov: HGADTU, 2001. – 642 p.

УДК 62-55.681.515

Александров Є.Є., Сладкіх С.О., Підашов В.В.

**ІМІТАЦІЙНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ЗБУРЕНОГО РУХУ ЗАМКНЕНОЇ СИСТЕМИ  
НАВЕДЕННЯ ТАНКОВОГО ЗЕНІТНОГО КУЛЕМЕТУ**

В роботі пропонується вирішення задачі параметричного синтезу системи наведення танкового зенітного кулемету за допомогою розробленої імітаційної моделі збуреного руху системи наведення в умовах постійно діючих випадкових зовнішніх збурень.

УДК 662.61:66.041

Качан Ю.Г., Николенко А.В., Степкин В.В.

**МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССА НАГРЕВА МЕТАЛЛА  
В МЕТОДИЧЕСКОЙ ПЕЧИ**

Качество нагрева металла имеет важное значение, так как от этого зависят и качество конечной продукции, и эффективность работы прокатного (кузнечного) оборудования. Время нагрева, является важным фактором рассматриваемой технологии. Нагрев металла в методической печи проводят в атмосфере продуктов сгорания топлива. При этом происходит взаимодействие окружающих металл газов с железом, что приводит к окислению и обезуглероживанию его поверхности.

Из-за окисления при каждом последующем нагреве возникают потери металла. Обезуглероживание поверхностного слоя металла ухудшает механические свойства стали, понижая ее пределы прочности, текучести и выносливости.

Предлагаемый алгоритм расчета нагрева металла позволит: при заданном режиме нагрева вычислять оптимальное время пребывания металла в каждой зоне печи с учетом факторов окисления и обезуглероживания; обеспечить требуемую температуру металла на разгрузочной стороне печи; определять перепад температуры по сечению металла на выходе из печи.

В работе [3] решающим фактором, для достижения экономии газа, является определение порога достаточности нахождения металла в томильной зоне для обеспечения его качественного нагрева. Здесь критерием является заданная величина перепада температур между осевой зоной заготовки и ее поверхностью.

Блок-схема алгоритма расчета нагрева металла в методической печи с шагающими балками изображена на рис. 1. В ней используются следующие исходные данные: массив зависимости теплосодержания  $m_{\text{тн}}[i]$  и теплопроводности  $m_{\lambda c}[i]$  стали от температуры  $m_{tc}[i]$ ; ограничение на перепад температуры по сечению сляба в конце зоны нагрева  $\Delta t \leq 50$  °С; массив температур поверхности металла (от двух пирометров со стороны загрузки и разгрузки печи  $m_{\text{тн}}[j] = [m_{\text{тн}}[1]; m_{\text{тн}}[2]]$ ); ограничение на температуру металла в конце нагрева  $m_{\text{тн}}[2] \leq 1250$  °С; геометрические размеры нагреваемых слябов  $S_{\text{а}}, M_{\text{а}}$  (замеры выполняются двумя телеметрами со стороны загрузки); эмпирические коэффициенты (коэффициент несимметричности двухстороннего нагрева  $\mu$ ; теплоемкость окалины  $C_{i\epsilon}$ ; количество окалины  $\text{Fe}_3\text{O}_4$ , образующейся при окислении 1 кг железа  $\text{Fe}$   $m$ ; угар металла  $\delta$ ; производительность печи  $G$ ; массив табличных коэффициентов для расчета нагрева металла  $m_{\text{Вi}}[k], m_{\delta^2}[k], m_{\text{P}}[k], m_{\text{M}}[k], m_{\text{N}}[k]$ ; данные из алгоритмов процесса горения топлива и внешнего теплообмена в рабочем пространстве печи [4, 5].

Рассматриваемый алгоритм расчета нагрева металла состоит из следующих вычислительных блоков:

1. Блок расчета средней температуры металла в конце томильной зоны, с выполнением расчета температур сляба по его сечению и определением перепада указанных температур А1-В1.

1.1. Расчет коэффициента теплоотдачи в томильной зоне;

$$a_0 = \delta_5 \cdot \left[ \frac{\left( \frac{t_{a5} + 273}{100} \right)^4 - \left( \frac{m_{t_i} [t_{i2}] + 273}{100} \right)^4}{t_{a5} - m_{t_i} [t_{i2}]} \right], \quad (1)$$

где  $\delta_5$  – приведенный коэффициент излучения от газа и кладки на металл в томильной зоне (см. ф. 8 [5]);  $t_{a5}$  – расчетная температура в томильной зоне (см. ф. 11 [4]);  $m_{t_i} [t_{i2}]$  – разгрузочная температура металла.

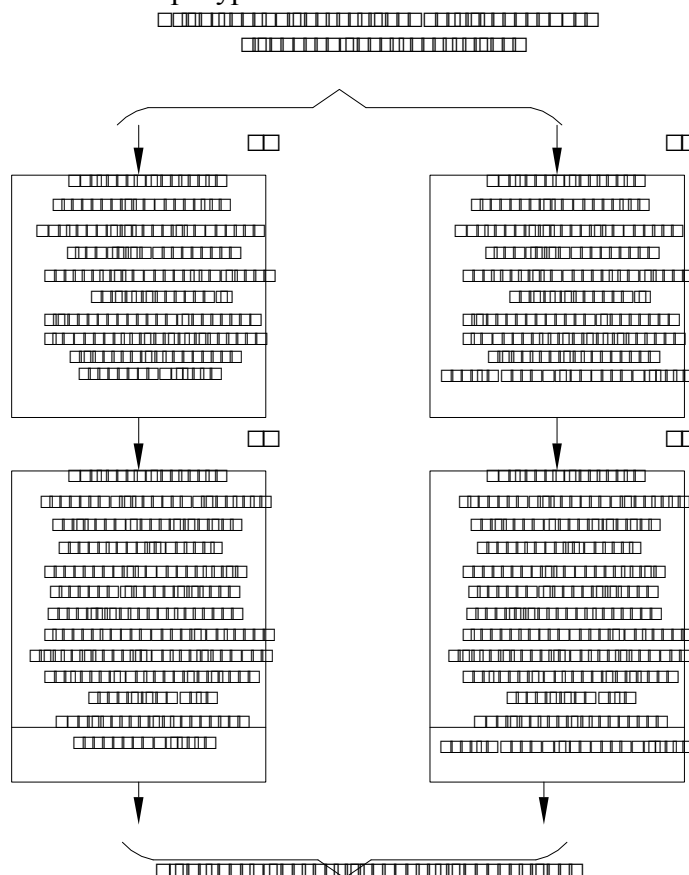


Рисунок 1 – Блок-схема алгоритма расчета нагрева металла в методической печи

1.2. Подпрограмма расчета коэффициентов теплопроводности стали при заданной температуре по зонам печи.

Расчет выполняется в зависимости от того, какой тип стали используется в данной режиме нагрева. Основные соотношения коэффициентов теплопроводности для различных температур имеют вид [3]:  $\lambda_{200} = 0,95 \cdot \lambda_0$ ;  $\lambda_{400} = 0,85 \cdot \lambda_0$ ;  $\lambda_{600} = 0,75 \cdot \lambda_0$ ;  $\lambda_{800} = 0,68 \cdot \lambda_0$ ;  $\lambda_{1000} = 0,68 \cdot \lambda_0$ ;  $\lambda_{1200} = 0,73 \cdot \lambda_0$ , здесь  $\lambda_i$  – коэффициент теплопроводности стали при  $i$ -ой температуре  $0^\circ\text{C}$ .

1.3. Расчет действительных размеров слябов, с учетом коэффициента несимметричности двухстороннего нагрева:

$$M = M_a \cdot \mu, \quad S = S_a \cdot \mu, \quad (2)$$

где  $\mu$  – коэффициент несимметричности двухстороннего нагрева (принимается 0,85 [1])

1.4. Подпрограмма расчета коэффициентов нагрева металла  $m_{Bi}[i]$ ,  $m_{\delta S^2}[i]$ ,  $m_P[i]$ ,  $m_M[i]$ ,  $m_N[i]$ . Так как в методической печи разогреваются слябы сечения  $S \times M$ , то коэффициенты будут иметь вид,  $m_{\delta S^2}[i]$ ,  $m_{\delta M^2}[i]$ ,  $m_{PS}[i]$ ,  $m_{PM}[i]$ ,  $m_{MM}[i]$ ,  $m_{MS}[i]$ ,  $m_{NS}[i]$ ,  $m_{NM}[i]$ ,  $m_{BiS}[i]$ ,  $m_{BiM}[i]$ .

Решение дифференциального уравнения теплопроводности, применительно к рассматриваемому объекту запишем в следующем виде [2, 3]:

$$Q = \hat{O}_1 \cdot \hat{O}_2 \cdot \hat{a}^{-\beta \cdot a \cdot \tau} \quad (3)$$

В случае нагрева тел, ограниченных размеров значения температурного критерия находят путем перемножения функции тел бесконечной длины, в результате пересечения которых получается данное ограничение:

$$\frac{t_i - t_{i\hat{a}\dot{z}}}{t_{i\hat{a}\dot{z}} - t_{i\hat{a}\dot{z}}} = \hat{O}_1 \left( \frac{a \cdot \tau}{S^2}; \frac{a \cdot S}{\lambda}; \frac{x}{S} \right) \cdot \hat{O}_2 \left( \frac{a \cdot \tau}{M^2}; \frac{a \cdot M}{\lambda}; \frac{y}{M} \right), \quad (4)$$

где  $t_i$  – температура поверхности тела;  $t_{i\hat{a}\dot{z}}$  – начальная температура тела;  $a$  – коэффициент теплопередачи (рассчитывается по ф.1);  $\lambda$  – коэффициент теплопроводности стали (см. п.1.2);  $\tau$  – продолжительность нагрева металла для томильной зоны печи.

Значения критериев Фурье  $\Phi_1$  и  $\Phi_2$  [2] выбираются в зависимости от критериев  $Bi$  и  $Q$ . Значения  $\Phi_1$  и  $\Phi_2$  необходимы для расчета и выбора коэффициентов нагрева металла, перечисленных в п.1.4.

Выделим из уравнения 3 произведение  $-\beta \cdot \hat{a} \cdot \tau$ :

$$\ln \left( \frac{Q}{\hat{O}_1 \cdot \hat{O}_2} \right) = -\beta \cdot \hat{a} \cdot \tau, \quad (5)$$

где  $\beta = \frac{(m_{\delta S}[i])^2}{S^2} + \frac{(m_{\delta M}[i])^2}{M^2}$  – коэффициент нагрева.

1.5. Расчет температуры ребра сляба в томильной зоне:

$$t_{SM} = t_{\hat{a}5} - (t_{\hat{a}5} - m_{t_{i1}}[t_{i1}]) \cdot m_{PS}[i] \cdot m_{PM}[i] \cdot e^{-\beta \cdot a \cdot \tau}, \quad (6)$$

где  $m_{PS}[i]$ ,  $m_{PM}[i]$  – коэффициенты нагрева металла (см. п.1.4).

1.6. Расчет температуры поверхности в середине грани сляба в томильной зоне:

$$t_{OM} = t_{\hat{a}5} - (t_{\hat{a}5} - m_{t_{i1}}[t_{i1}]) \cdot m_{NS}[i] \cdot m_{PM}[i] \cdot e^{-\beta \cdot a \cdot \tau}. \quad (7)$$

1.7. Расчет температуры поверхности на середине грани:

$$t_{SO} = t_{\hat{a}5} - (t_{\hat{a}5} - m_{t_{i1}}[t_{i1}]) \cdot m_{NM}[i] \cdot m_{PS}[i] \cdot e^{-\beta \cdot a \cdot \tau}. \quad (8)$$

1.8. Расчет температуры оси (центра) сляба:

$$t_{OO} = t_{\hat{a}5} - (t_{\hat{a}5} - m_{t_{i1}}[t_{i1}]) \cdot m_{NS}[i] \cdot m_{NM}[i] \cdot e^{-\beta \cdot a \cdot \tau}. \quad (9)$$



1.9. Расчет перепада температур между первым ребром и центром сляба:

$$\Delta t_1 = t_{SM} - t_{OM}. \quad (10)$$

1.10. Расчет перепада температур между вторым ребром и центром сляба:

$$\Delta t_2 = t_{SM} - t_{SO}. \quad (11)$$

1.11. Определение минимального перепада температур по сечению сляба:

$$\Delta t = \min \rightarrow (\Delta t_1, \Delta t_2). \quad (12)$$

1.12. Расчет средней температуры металла в конце томильной зоны:

$$t_{\text{н.д.}} = t_{a5} - (t_{a5} - m_{t_1}[t_{i1}]) \cdot m_{MS}[i] \cdot m_{MN}[i] \cdot e^{-\beta \cdot a \cdot \tau}. \quad (13)$$

1.13. Расчет продолжительности нагрева в томильной зоне:

$$\tau_{\delta} = \frac{\ln\left(\frac{Q}{\hat{O}_1 \cdot \hat{O}_2}\right)}{\beta \cdot a_{\delta}}. \quad (14)$$

Если не получена требуемая температура металла в томильной зоне (soaking zone) и перепад температур по сечению сляба не соответствует технологическому режиму (на стороне разгрузки), то посредством изменения продолжительности нагрева  $\tau_{\delta}$  добиваются требуемой температуры.

2. Блок расчета температур металла и времени нагрева в зонах: рекуперативной (recuperative), подогрева (preheating), нагрева 1 и 2 (heating 1, heating 2), где использовано свойство теплосохранения металла A2-B2 (см. рис. 1).

В результате выполненной работы предложен алгоритм нагрева металла в методической печи, основной задачей которого есть: обеспечение требуемых разгрузочной температуры и перепада температур по сечению сляба в конце нагрева.

Полученный алгоритм может рассматриваться как основа математической модели методической печи, на которой может решаться задача минимизации расхода топлива.

#### Литература

1. Расчеты нагревательных печей. Аверин С.И., Гольдфарб Э.М., Кравцов А.Ф., Радченко И.И., Розенгарт Ю.И., Свиноловов Н.П., Семикин И.Д, Тайц Н.Ю., «Техника». 1969. 540 с.

2. Теория, конструкции и расчеты металлургических печей: В 2-х томах. 2-е изд. перераб. и доп. Т2 Мастрюков Б.С. Расчеты металлургических печей. М.: Металлургия, 1986. 376 с.

3. Теория, конструкции и расчеты металлургических печей: В 2-х томах. 2-е изд. перераб. и доп. Т1 Кривандин В.А., Филимонов Ю.П. Теория и конструкция металлургических печей. М.: Металлургия, 1986. 479 с.

4. Алгоритм расчета процесса горения топлива методической печи / Ю.Г. Качан, А.В. Николенко, В.В. Степкин // Теория и практика металлургии. – 2007. – № 2–3 – с. 60–64.

5. Расчет внешнего теплообмена в рабочем пространстве методической печи. / Ю.Г. Качан, А.В. Николенко, В.В. Степкин // Теория и практика металлургии. – 2007. – № 2–3 – с. 64–66.

Bibliography (transliterated)

1. Raschetyi nagrevatelnyih pechey. Averin S.I., Goldfarb E.M., Kravtsov A.F., Radchenko I.I., Rozengart Yu.I., Svinolobov N.P., Semikin I.D, Tayts N.Yu., «Tehnika». 1969. 540 p.
2. Teoriya, konstruksii i raschetyi metallurgicheskikh pechey: V 2-h tomah. 2-e izd. pererab. i dop. T2 Mastryukov B.S. Raschetyi metallurgicheskikh pechey. M.: Metallurgiya, 1986. 376 p.
3. Teoriya, konstruksii i raschetyi metallurgicheskikh pechey: V 2-h tomah. 2-e izd. pererab. i dop. T1 Krivandin V.A., Filimonov Yu.P. Teoriya i konstruksiya metallurgicheskikh pechey. M.: Metallurgiya, 1986. 479 p.
4. Algoritm rascheta protsessa goreniya topliva metodicheskoy pechi Yu.G. Kachan, A.V. Nikolenko, V.V. Stepkin Teoriya i praktika metallurgii. – 2007. – # 2–3 – p. 60–64.
5. Raschet vneshnego teploobmena v rabochem prostranstve metodicheskoy pechi. Yu.G. Kachan, A.V. Nikolenko, V.V. Stepkin Teoriya i praktika metallurgii. – 2007. – # 2–3 – p. 64–66.

Анипко О.Б., Рикунев О.М.

**МОДЕЛЬ ПОРАЖЕНИЯ ЦЕЛИ С ЗАДАННОЙ ВЕРОЯТНОСТЬЮ  
АВТОМАТИЧЕСКОЙ ПУШКОЙ 2А42**

В современных условиях, когда вооруженные формирования принимают активное участие в решении локальных конфликтов в составе миротворческих контингентов, возросла роль боевых колесных машин, на вооружении которых стоят малокалиберные автоматические пушки. Эффективность применения данного вооружения в значительной мере зависит от условий его установки и фиксации при производстве выстрела. Шасси автомобиля, которое является основой – средством подвижности легких колесных бронированных боевых машин (ЛК ББМ), характеризуется высокой динамичностью передвижения, что и привлекло интерес к такого рода машинам в последнее время [2]. Это обусловлено уникальным сочетанием боевых и технических характеристик, обеспечивающих высокое значение критерия "стоимость–эффективность" особенно, при модернизации комплексов вооружения, включающих автоматические малокалиберные пушки (до 50-мм.) Такой опыт модернизации и разработки новых образцов имеют Австрия, Германия, Франция, Швейцария, которая заключалась в установке на ранее созданные образцы техники малокалиберных автоматических пушек [1]. В настоящее время в Украине ХКБМ им. О.О. Морозова проводит глубокую модернизацию БТР-80 с целью повышения его боеспособности и мобильности. Повышение мобильности заключается в замене силовой установки (260 л.с.) КамАЗ на более мощную (326 л.с.) "Дойц" и установке автоматической трансмиссии "Аллисон". Повышение огневой мощи достигается заменой башенной пулеметной установки на модуль вооружения, который состоит из: 30-мм автоматической пушки 2А42, спаренного с ней 7.62-мм пулемета ПКТ, системы ПТУР "Конкурс" и 30-мм гранатомета [2].

Пушка такого типа позволяет вести эффективную борьбу с легко бронированными целями, поражать средства наблюдения. Установка 30-мм пушки на БТР в качестве цели предполагает легкобронированные объекты (БТР, БРДМ, БМП), а также поражение живой силы и полевых инженерных сооружений. По своим характеристикам 30-мм автоматическая пушка 2А42, установленная на комплексе ПВО сухопутных войск "Тунгуска", имеет вероятность попадания в цель типа "вертолет" 0,3–0,5 при ведении стрельбы очередью по 240 выстрелов с места [5].

Боевое применение этой пушки должно обеспечить эффективное попадание в цель на дистанции 1000–2000 метров. В связи с этим возникает задача определения и обеспечения выполнения исходных данных при ведении стрельбы, как с места, так и в движении.

Модель поражения цели с заданной вероятностью включает следующие исходные данные [3]:

$n$  – количество наблюдений;  $\delta_{xi}$  – отклонение наблюдений по опытным данным;  $\delta_{zi}$  – отклонение наблюдений по опытным данным;  $\frac{dx}{dv_0}$  – поправочный коэффициент по начальной скорости;  $\frac{dx}{dc}$  – поправочный коэффициент по баллистическому коэффициенту;  $\frac{dx}{d\theta}$  – поправочный коэффициент по углу бросания;  $r_c$  – среднее отклонение, характеризующее разброс от выстрела к выстрелу, %;  $r_\theta$  – срединное отклонение угла бросания от выстрела к выстрелу, ' ;  $r_{v_0}$  – срединное отклонение начальной скорости от выстрела к выстрелу, м/с;  $r_\psi$  – срединное отклонение горизонтальных углов, ' ;  $\delta_x$  – точка падения, отсчитанная от центра группирования;  $\delta_z$  – точка падения, отсчитанная от центра группирования;  $L$  – дальность стрельбы, м;

Среднее квадратическое отклонение от центра группирования

$$\sigma_{\delta_x} = \sqrt{\frac{1}{n-1} \cdot \sum_{i=1}^n (\delta_{xi})^2}; \quad (1)$$

$$\sigma_{\delta_z} = \sqrt{\frac{1}{n-1} \cdot \sum_{i=1}^n (\delta_{zi})^2}. \quad (2)$$

Кучность отклонения по дальности при нормальном законе рассеивания

$$Вд=0,6745 \delta_x, \quad (3)$$

$2Вд$  – глубина полосы бесконечной длины, в которую в среднем попадает 50 процентов снарядов

Кучность отклонения по направлению при нормальном законе рассеивания

$$Вб=0,6745 \delta_z, \quad (4)$$

$2Вб$  – ширина полосы бесконечной длины, в которую в среднем попадает 50 процентов снарядов

$$\Delta X_{\max} = 4 \cdot Вб; \quad (5)$$

$$\Delta \tilde{O}_{\max} = 4 \cdot \hat{A}á . \quad (6)$$

Относительно центра группирования при стрельбе по местности, плотность вероятности рассеивания артиллерийского снаряда подчиняется нормальному закону, согласно которого

$$\phi = \frac{1}{2\pi \cdot \delta_x \cdot \delta_z} \cdot e^{-\frac{dx^2}{2\sigma x^2} - \frac{dz^2}{2\sigma z^2}} . \quad (7)$$

Суммарное вероятное отклонение по дальности

$$\phi = \sqrt{\left(\frac{dx}{dv_0} \cdot r_{v0}\right)^2 + \left(\frac{dx}{dc} \cdot r_c\right)^2 + \left(\frac{dx}{d\theta} \cdot r_\theta\right)^2} . \quad (8)$$

Отклонение по направлению

$$\hat{A}á = r_\psi \cdot L . \quad (9)$$

Отклонение по вертикальным целям

$$\hat{A}â = r_\theta \cdot L . \quad (10)$$

Приведенная модель уравнений (1)–(10) используется для определения отклонений по дальности и по направлению, исходя из известных баллистических характеристик выстрела. При установке или модернизации комплекса вооружения возникает задача обеспечения точности попадания в цель, решение которой может быть достигнуто: определением конструктивных требований по обеспечению удержания ствола (азимутальное и вертикальное), влиянием внешних факторов на точность выстрела, условиями ведения стрельбы боевой машиной (с места, в движении).

Для определения условий фиксации ствола при стрельбе, когда  $\delta_x$  и  $\delta_z$  не превышают соответственно (x;z) размеры предполагаемой цели, вследствие чего  $\delta_x = \delta_z$ .

В результате  $r_\psi$  и  $r_\theta$  – основные технические требования, которые обеспечивают точность попадания в цель с "места в место", при фиксированной, в данной модели дальности стрельбы 1000 метров. Модель позволяет определить условия и выработать технические требования по точности для систем вертикальной и горизонтальной наводки орудия.

Исходные данные:

$r_\psi$  – срединное отклонение горизонтальных углов, ' ;  $r_\theta$  – срединное отклонение угла бросания от выстрела к выстрелу, ' ;  $L$  – дальность стрельбы, м.

Отклонение горизонтальных углов

$$\hat{A}\hat{a} = r_\psi \cdot L. \quad (11)$$

Отклонение вертикальных углов

$$\hat{A}\hat{a} = r_\theta \cdot L. \quad (12)$$

В ходе решения задачи для цели размером 2×2 метра получены результаты, которые показали, что максимальное отклонение горизонтальных и вертикальных углов не должно превышать 0,12', такое отклонение может обеспечить заданную вероятность попадания в цель.

При достоверной вероятности попадания в цель (0,95–0,97), автоматическая пушка 2А42, установленная в модуле вооружения модернизируемого БТР-3Е, сможет вести эффективную борьбу с легкими бронированными колесными и боевыми гусеничными машинами.

Для полного представления эффективности применения пушки необходимо провести анализ тактико-технических характеристик, а точнее проанализировать вероятность поражения бронетехники в силуэте 2×2 метра при лобовом и боковом ракурсе цели.

Исходя из имеющихся тактико-технических характеристик объектов автомобильной бронетанковой техники (колесной и гусеничной) можно оценить вероятность поражения при выстреле в лобовую и боковую трапецию силуэта.

Рассмотрим образцы боевой колесной техники: БТР-80, БРДМ, БТР "Лухс", БТР LAV 25, БТР VAB-VCI, БТР "Пандур" ARSV-25 [4].

Рассмотрим боевые гусеничные машины: БМП М2"Брэдли", БМП "Мардер", БМП AMX-10р, БМП-2, БМП-3, БМД, БМП "Уорриор"[6] (табл. 1, 2).

Таким образом, анализ ЛК ББМ показал, что практически вся рассмотренная техника может быть подвергнута попаданию с вероятностью 0,94–0,97 при стрельбе с "места в место" и принятый размер  $\delta_x = \delta_z = 2$  м – может быть использован для выработки технических условий для фиксации ствола автоматической пушки 2А42 в модуле вооружения БТР-3Е.

Таблица 1 – Сравнительная характеристика площади поражения легких бронированных боевых колесных машин

Тип машины	Длина, мм	Ширина, мм	Высота, мм	Клиренс, мм	Вероятность поражения	
					Лоб	Бок
БТР-80 (Россия)	7650	2900	2450	475	0.90	0.98
БРДМ (Россия)	5600	2170	1870	315	0.67	0.67
БТР "Лухс" (Германия)	7740	2980	2840	440	0.97	0.99
БТР LAV-25 Швейцария	6390	2500	2690	500	0,89	0,95
БТР VAB-VCI Франция	5980	2490	2550	400	0.92	0.99
БТР "Пандур" ARSV-25 Австрия	5700	2500	2650	420	0.9	0.96

Таблица 2 – Сравнительная характеристика площади поражения гусеничных боевых машин

Тип машины	Длина, мм	Ширина, мм	Высота, мм	Клиренс, мм	Вероятность поражения	
					Лоб	Бок
БМП-М2 "Брэдли" (США)	6500	3280	3380	370	0,98	0,99
БМП "Мардер" (Германия)	6790	3240	2800	435	0,95	0,99
БМП АМХ – 10р (Франция)	5800	2800	2500	450	0,91	0,98
БМП "Уорриор" (Великобритания)	6300	3000	2700	490	0,93	0,98
БМП – 3 (Россия)	7200	2320	2650	450	0.90	0.98
БМД (Россия)	5400	2630	1970	450	0.61	0.72
БМП – 2 (Россия)	6735	3150	2450	420	0.76	0.97

Литература

1. Никольский М.В., Ильин В.Е., Колесная бронетехника. – М.: "Издательство Астрель", 2001. – 15, 371,402 с.
2. Борисюк М.Д., Климов В.Ф., Анипко О.Б., и др. Модернизация и развитие легкобронированных машин с учетом критерия "стоимость–эффективность" // Интегрированные технологии и энергосбережение. – Х.: НТУ "ХПИ", 2003. – №2 – С. 101–104.
3. Дмитриевский А.А. Внешняя баллистика. – М.: "Машиностроение", 1972. – С. 503–528.
4. Курс стрельб из стрелкового оружия и боевых машин ВВ МВД Украины: Приказ МВД №1402 от 21. 11. 2003 г.
5. Зенитный пушечно-ракетный комплекс "Тунгуска". – М.: Воениздат, 1991. – С. 170–173.
6. Федосеев С. Боевые машины пехоты. – М.: "Издательство Астрель", 2001.

Bibliography (transliterated)

1. Nikolskiy M.V., Ilin V.E., Kolesnaya bronetehnika. – М.: "Izdatelstvo Astrel", 2001. – 15, 371,402 p.
2. Borisyuk M.D., Klimov V.F., Anipko O.B., i dr. Modernizatsiya i razvitie legkobronirovannyih mashin s uchetom kriteriya "stoimost–effektivnost" Integrirovannyye tehnologii i energosberezhenie. – H.: NTU "HPI", 2003. – #2 – p. 101–104.
3. Dmitrievskiy A.A. Vneshnyaya ballistika. – М.: "Mashinostroenie", 1972. – p. 503–528.
4. Kurs strelb iz strelkovogo oruzhiya i boevyih mashin VV MVD Ukrainyi: Prikaz MVD #1402 ot 21. 11. 2003 g.
5. Zenitnyiy pushechno-raketnyiy kompleks "Tunguska". – М.: Voenizdat, 1991. – p. 170–173.
6. Fedoseev S. Boevyie mashinyi pehoty. – М.: "Izdatelstvo Astrel", 2001.

УДК 623.4.01

Аніпко О.Б., Рікунов О.М.

**МОДЕЛЬ УРАЖЕНИЯ ЦІЛІ З ЗАДАНОЮ ЙМОВІРНІСТЮ  
АВТОМАТИЧНОЮ ПУШКОЮ 2А42"**

Розглянуто питання щодо визначення максимальних відхилень по дальності і по напрямку. Показані основні технічні вимоги для забезпечення ефективного влучення в ціль автоматичною пушкою 2А42 з "місця в місце".





Капустенко П.А., Демирский А.В., Хавин Г.Л.

### ПРИМЕНЕНИЕ ПЛАСТИНЧАТЫХ И СПИРАЛЬНЫХ ТЕПЛООБМЕННИКОВ НА СТАДИИ РАЗВАРИВАНИЯ И ОСАХАРИВАНИЯ В СПИРТОВОМ ПРОИЗВОДСТВЕ

Большинство спиртовых заводов Украины требуют технической модернизации в первую очередь из-за низкой энергетической эффективности установленного оборудования. В настоящих условиях, с ростом цены на первичное топливо, на спиртовых предприятиях как никогда остро стоят вопросы энергосбережения. Как для выпуска пищевого спирта, так и для организации производства технического этанола (или переводе спиртового завода, который вырабатывал пищевой спирт на выпуск этанола) необходимо пересмотреть всю технологическую цепочку. Безусловно, в первую очередь, реконструкции подлежит отделение брагоректификации, как потребляющее наибольшую часть энергии. Однако остальные энергопотребляющие звенья производства также требуют модернизации оборудования.

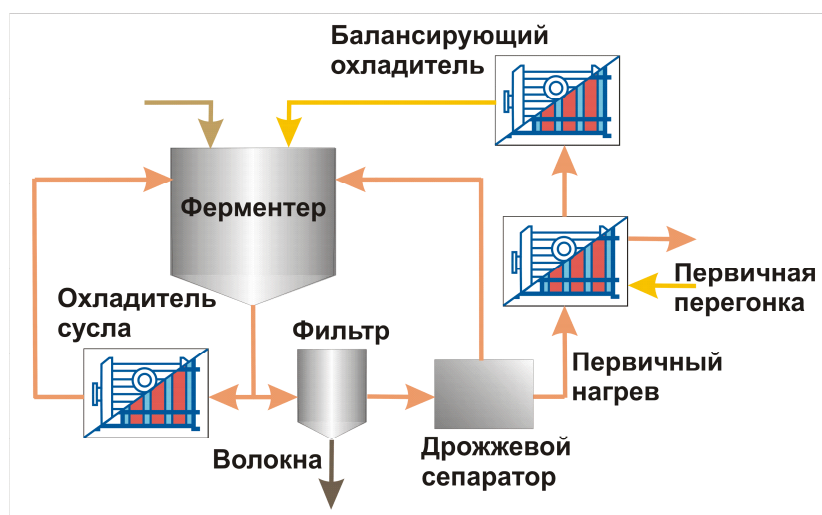


Рисунок 1 – Схема установки теплообменников в процессе непрерывно-поточного метода ферментации

Перспективы наращивания выпуска производства технического этилового спирта также требуют снижения энергоемкости, так как на старом оборудовании затраты на его производство будут настолько велики, что по цене этиловый спирт не сможет конкурировать с другими видами топлив. Таким образом, под производство технического этанола на заводах Украины необходимо модернизировать оборудование с точки зрения тепло и энергосбережения.

Согласно технологии непрерывного разваривания [1], перед тем как разваренное крахмалистое сырье направить на брожение, его необходимо охладить до температуры осахаривания, смешать с ферментами и, далее охладить до температуры «складки» – до температуры, при которой осахаренное сусло подается в бродильные чаны, рис. 1.

На большинстве украинских спиртовых заводах разваренная масса с температуры 90–95 °С (иногда 102–105 °С и выше) охлаждается до температуры 58–60 °С, при которой происходит осахаривание, которое обычно производят непрерывным способом с вакуум-охлаждением разваренной массы. Используют выносной вакуум-охладитель, в котором проводят осахаривание после охлаждения разваренной массы в отдельной вакуум-выпарной камере. Разряжение в ней поддерживается на уровне 80–82 кПа, температура массы в камере очень быстро уменьшается с температуры 104–107 °С до 60–62 °С. Кроме осахаривания с выносным вакуум-охлаждением применяются схемы осахаривания с механоактивацией ферментов сусла и осахаривание осветленного сусла, с использованием процесса ультрафильтрации [1].

Охлаждение до температуры «складки» (18–25 °С) производится в теплообменнике типа «труба в трубе» или крайне редко в оросительном теплообменнике водой через поверхность теплообмена. На рис. 1 это «позиция охладитель сусла». Сусло для дрожжей подается из осахаривателя без охлаждения.

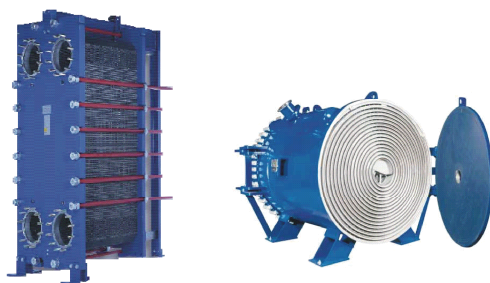


Рисунок 2 – Ширококанальный и спиральный теплообменники фирмы «Альфа Лаваль»

Теплообменник типа «труба в трубе» представляет собой ряд двойных труб. По внутренней трубе протекает сусло, а по кольцевому пространству между внутренней и наружной трубой проходит противотоком охлаждающая вода. Диаметр внутренней трубы выбирается не менее 75 мм, скорость сусла в трубе в пределах 0,3–1,0 м/с, воды – 1,0–1,5 м/с, коэффициент теплопередачи находится в пределах 465–569 Вт/(м<sup>2</sup>·К), в зависимости от степени загрязнения теплопередающих поверхностей [2]. Фактически это огромное сооружение из металлических труб с низким коэффициентом теплопередачи.

Внедрение энергосберегающих мероприятий опирается, на замену устаревшего теплообменного оборудования новым энергетически эффективным оборудованием. Прежде всего, это относится к замене теплообменников типа «труба в трубе» на позиции охлаждения сусла на ширококанальные пластинчатые или спиральные теплообменники [3], рис.2. Ширококанальные аппараты выпускаются с двумя типами пластин, с односторонним широким каналом и широкими каналами по обеим сторонам, рис. 3.

Установка таких аппаратов объясняется, прежде всего, тем, что сусло обладает высокой вязкостью, которая определяется составом используемого сырья. Для работы украинских спиртовых заводов возможно использование в замесе ржи, которая придает замесу повышенную вязкость. Кроме того, некачественный помол способствует наличию крупных частиц в значительной степени увеличивающих вязкость сусла и вероятность закупоривания каналов теплообменных аппаратов.

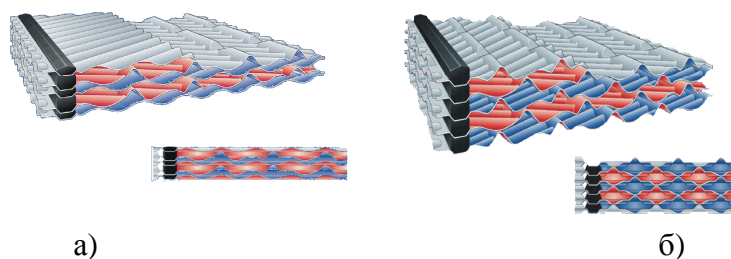


Рисунок 3 – Пакет пластин ширококанального теплообменника фирмы «Альфа Лаваль»:  
а) одностороннего; б) двустороннего

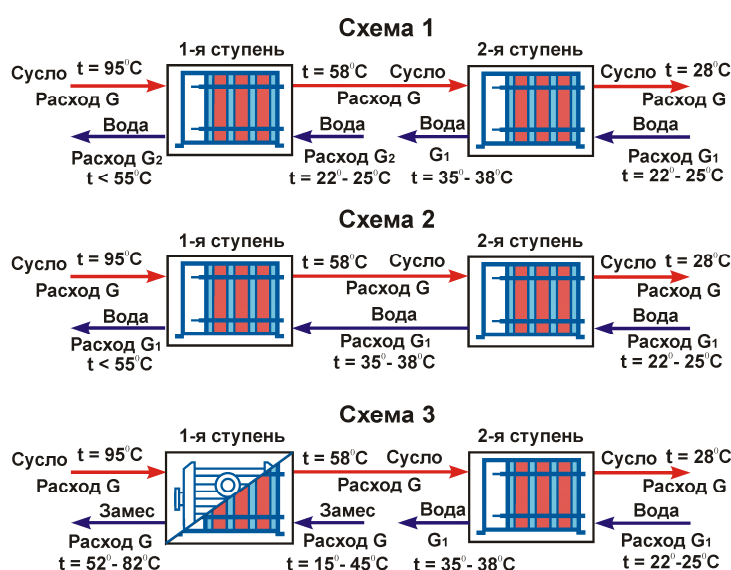


Рисунок 4 – Схемы установки пластинчатых теплообменных аппаратов на позиции охлаждения сусла

Опыт реконструкции отделения разваривания спиртовых заводов, а именно на позиции двухступенчатого охлаждения сусла с 102–95 °С до 25–28 °С показывает, что получили распространение в основном три схемы установки теплообменных аппаратов, рис. 4.

Для первой схемы характерно охлаждение первой и второй ступени водой раздельно. При этом в качестве расчетной температуры охлаждающей воды принимается летняя температура оборотной воды 22 °С (для южных районов до 25 °С). Главным преимуществом такой схемы являются низкие капитальные затраты на реконструкцию, так как на первой ступени площадь теплообмена ширококанального пластинчатого аппарата мала и, следовательно, невысока и его стоимость. Более того, на первой ступени, где при высокой температуре вязкость меньше возможно применение пластинчатых теплообменников с обычной шириной канала, стоимость которых примерно вдвое меньше чем ширококанальных. На второй ступени устанавливается пластинчатый ширококанальный аппарат. В качестве недостатков можно отметить повышенный расход оборотной воды и отсутствие рекуперации тепла, т.е. фактически отсутствие прямого энергосбережения, если не считать возможного дальнейшего использования низкотемпературной оборотной воды.

Применение второй схемы, близкой по технологии к первой, позволяет одним и тем же количеством оборотной воды производить охлаждение сусла сначала на второй, а затем на первой ступени. Использование такой схемы позволяет экономить оборот-

ную воду не перегревая ее свыше 60 °С на первой ступени (во избежание интенсивного отложения накипи на пластинах) получать горячую воду с температурой 55 °С. Пластинчатый ширококанальный аппарат на первой ступени будет иметь несущественно большую площадь теплообмена по сравнению с аппаратом для первой схемы. Для этой схемы также возможна установка традиционного пластинчатого теплообменника со стандартной шириной канала.

Следует заметить, что для схем охлаждения водой наиболее эффективной является схема с использованием артезианской воды, которая имеет низкую постоянную температуру. Применение артезианской воды позволяет существенно уменьшить площадь теплообменных аппаратов (следовательно, их стоимость), экономить общее потребление воды и дает возможность оборудованию работать в режиме, не зависящем от входной температуры по стороне охлаждения.

Третья схема реализует прямое энергосбережение так, как сусло на первой ступени охлаждается замесом, рис. 4. При этом возможна установка на этой позиции пластинчатого ширококанального аппарата с широким каналом по охлаждаемой и нагреваемой стороне или спирального теплообменника. Расход замеса на охлаждение обычно принимается таким же, как и расход сусла. Температура замеса на выходе из теплообменника зависит от температуры на входе (15–45 °С). Главным преимуществом такой схемы является рекуперация тепла на первой ступени, что значительно снижает эксплуатационные расходы. Однако возрастают прямые капитальные вложения, так как стоимость теплообменного аппарата на первой ступени увеличивается. На второй ступени охлаждение, как и в предыдущих схемах, производится оборотной водой. Такая схема охлаждения сусла реализована на Немировском спиртовом заводе, рис. 5.

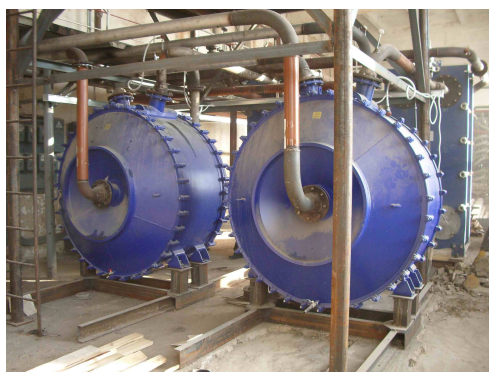


Рисунок 5 – Спиральные и ширококанальные теплообменные аппараты «Альфа Лаваль», установленные на новом спиртовом заводе в г. Немирове

Практика попыток рекуперации тепла по схеме охлаждения сусла замесом, столкнулась с рядом существенных трудностей, суть которых сводится к следующему. При нагревании замеса, начиная с температуры примерно 60 °С происходит резкое увеличение вязкости, связанное с «желатинизацией» продукта. В течение некоторого промежутка времени вязкость увеличивается в сотни раз, и это явление происходит вплоть до температуры примерно 80 °С. После этого вязкость стабилизируется и даже начинает уменьшаться. В теплообменниках резко падает скорость движения теплоносителя и, как следствие, теплоотдача, и возрастают гидравлические потери. Даже описанная качественная картина, происходящая в спиральном или ширококанальном теплообменнике, требует внесения корректив в практику проектирования аппаратов для этой пози-

ции. Главной проблемой здесь является отсутствие достоверных данных по физическим свойствам замеса, в первую очередь вязкости, для данных температур.

В заключение можно сделать следующие выводы. Для всех трех схем на второй ступени устанавливаются ширококанальные пластинчатые аппараты с широким каналом по стороне охлаждаемого суслу и с широкими каналами по обеим сторонам при охлаждении суслу замесом. Для каждой схемы на любой ступени возможна установка спирального теплообменника, гарантирующего бесперебойную работу и энергосбережение.

Необходимо отметить преимущества использования спиральных или ширококанальных теплообменников в схеме предварительной обработки зерна. Во-первых, коэффициент теплопередачи находится в пределах 1800–2100 Вт/(м<sup>2</sup>·К), что в несколько раз выше, чем у теплообменника «труба в трубе». Во-вторых, имеет место существенная экономия производственных площадей, сделать размещение оборудования более компактным. Это позволяет существенно упростить техническое обслуживание и сократить его время. В-третьих, использование спиральных или ширококанальных теплообменников позволяет также минимизировать вероятность инфицирования суслу микроорганизмами, что существенным образом сказывается на качестве спирта и его выходе. В-четвертых, охлаждение суслу замесом представляет собой прямую рекуперацию тепла и, несмотря на значительные капитальные вложения, дает наибольший выигрыш в смысле энергосбережения. В-пятых, применение ширококанальных аппаратов, в том числе с широким каналом по обоим теплоносителям, по всей видимости, предпочтительней спиральных в силу простоты очистки и обслуживания.

Работа выполнена при финансовой поддержке Европейского сообщества в рамках проекта ЕСОРНОS, контракт № INCO-СТ-2005-013359.

#### Литература

1. Технологія спирту / Під ред. проф. В.О. Маринченка. – Вінниця: „Поділля-2000”, 2003.– 496 с. (укр.)
2. Реконструкция спиртовых заводов: (Технол. проектирование) / В.Н. Швец, В.А. Маринченко, В.В. Герасименко и др./ Под ред. П.С. Цыганкова – Киев: Техніка, 1978.– 208 с.
3. Пластинчатые теплообменники в промышленности /Л.Л. Товажнянский, П.А. Капустенко, Г.Л. Хавин, О.П. Арсеньева. – Харьков: НТУ „ХПИ”, 2004.– 232 с

#### Bibliography (transliterated)

1. Tehnologiya spirtu Pid red. prof. V.O. Marinchenka. – Vinnitsya: „Podillya-2000”, 2003.– 496 p. (ukr.)
2. Rekonstruktsiya spirtovyih zavodov: (Tehnol. proektirovanie) V.N. Shvets, V.A. Marinchenko, V.V. Gerasimenko i dr. Pod red. P.S. Tsyigankova – Kiev: Tehnika, 1978.– 208 p.
3. Plastinchatyie teploobmenniki v promyshlennosti L.L. Tovazhnyanskiy, P.A. Kapustenko, G.L. Havin, O.P. Arseneva. – Harkov: NTU „HPI”, 2004.– 232 p.

УДК 661.72

Капустенко П.О., Демірський О.В., Хавін Г.Л.

**ВИКОРИСТАННЯ ПЛАСТИНЧАСТИХ ТА СПІРАЛЬНИХ  
ТЕПЛООБМІННИКІВ НА СТАДІЇ РОЗВАРЮВАННЯ  
ТА ОЦУКРЕННЯ У СПИРТОВОМУ ВИРОБНИЦТВІ**

Розглянуто проблеми енергозберігаючої модернізації відділення оцукрювання розвареної маси і подальшого охолодження суслу із застосуванням пластинчастих ширококанальних та спіральних теплообмінних апаратів виробництва фірми «Альфа Лаваль». Наведено схеми реалізації двохступінчастого встановлення апаратів такого класу. Сформульовані проблеми, що виникають при встановленні рекуперативних апаратів на цій позиції. Зроблено висновки з практики проектування і експлуатації ширококанальних та спіральних теплообмінників що до нагріву замісу суслom.

УДК 621.532

Анипко О.Б., Иленко Е.Ю.

## ПРОГНОЗИРОВАНИЕ $\gamma$ -ПРОЦЕНТНОГО РЕСУРСА ВЕРТОЛЕТНОГО ДВИГАТЕЛЯ НА ОСНОВАНИИ ДАННЫХ ЭКСПЛУАТАЦИИ

*Харьковский университет Воздушных Сил имени Ивана Кожедуба*

В настоящее время авиационная техника Воздушных Сил Украины эксплуатируется таким образом, что значительная часть срока службы связана с пребыванием летательных аппаратов (ЛА) на хранении или их простоем в отсутствие полетов. Эти обстоятельства приводят к изменениям в общей структуре жизненного цикла ЛА, поэтому актуальной становится задача оценки влияния особенностей эксплуатации на характеристики ЛА. Одним из элементов, наиболее чувствительным к особенностям эксплуатации, является силовая установка. Показатели надежности авиационных двигателей (АД), при эксплуатации их в условиях отличия эксплуатационного цикла от типичного, могут не соответствовать установленным.

Силовая установка является одной из главных составных частей пилотируемого летательного аппарата, определяющих его боевую эффективность и безопасность полета. Надежность авиационного двигателя (в широком понимании включающая безотказность, долговечность, ремонтпригодность, сохраняемость), как свойство, обеспечивающее его работоспособность, относится к основным параметрам двигателя [1]. Значение гамма ресурса авиационного двигателя устанавливается близким к 100 %.

Гамма-процентный ресурс – суммарная наработка, в течение которой объект не достигнет предельного состояния с вероятностью  $\gamma$ , выраженной в процентах [2]. Достоинством этого показателя является возможность его определения до завершения испытаний всех образцов. В технике в большинстве случаев для различных элементов применяют ресурс от 90 % до 99,5 %. Если отказ влияет на безопасность, то гамма ресурс приближается к 100 % [3].

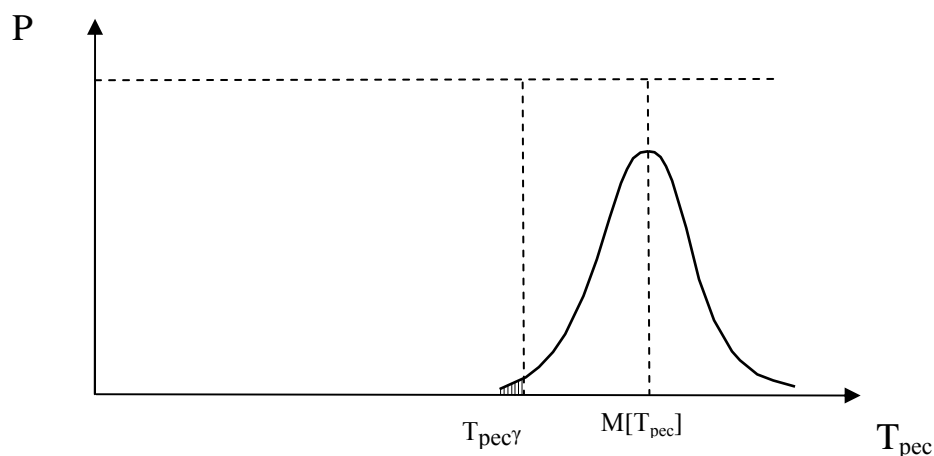


Рисунок 1 – Определение гамма ресурса технической системы

Вероятность обеспечения ресурса  $T_{pec\gamma}$ , соответствующая значению  $\gamma/100$ , определяется по формуле:



$$P(T_{\text{д\`ан}\gamma}) = \int_{T_{\text{д\`ан}\gamma}}^{\infty} P(T_{\text{д\`ан}})dT_{\text{д\`ан}} = \gamma/100, \quad (1)$$

где  $T_{\text{рес}\gamma}$  – наработка до предельного состояния (ресурса).

На рисунке 1  $M[T_{\text{рес}}]$  – математическое ожидание ресурса объектов, испытания которых проводились в одинаковых условиях.

Факт досрочного снятия авиационного двигателя в ремонт свидетельствует об отказе и, возможно, достижении двигателем предельного состояния. Поэтому отказы, которые приводят к досрочному снятию двигателя в ремонт, классифицируются как ресурсные.

Одним из показателей эксплуатационной надежности двигателей является величина наработки, приходящейся на одну неисправность, приведшую к досрочному съему двигателя в ремонт.

Возникновение отказов АД, приводящих к досрочному снятию двигателей в ремонт, в реальном времени наработки представляет собой случайный поток событий, удовлетворяющий свойствам ординарности, стационарности и отсутствия последствия, что дает основания считать его простейшим.

Интервал времени  $T$  между двумя соседними событиями в простейшем потоке имеет показательное распределение с параметром, равным интенсивности потока отказов  $\lambda$ . Физический смысл величины  $\lambda$  – среднее число отказов в единицу времени. Плотность распределения случайной величины времени безотказной работы АД определяется зависимостью:

$$f(t) = \lambda e^{-\lambda t}. \quad (2)$$

Откуда функция распределения имеет вид:

$$F(t) = P\{T < t\} = \int_0^t \lambda e^{-\lambda t} dt = 1 - e^{-\lambda t}. \quad (3)$$

Интерпретация представленного выражения (3) заключается в следующем: для того, чтобы выполнялось неравенство  $T < t$ , нужно чтобы хотя бы одно событие потока попало на участок длины  $t$  [4].

Вероятность безотказной работы  $P(t)$  является функцией наработки объекта и в интервале времени от 0 до  $t$  определяется как

$$P(t) = P\{T > t\}. \quad (4)$$

Если состояние объекта характеризуется набором параметров с допустимой по условиям работоспособности областью значений этих параметров, то вероятность безотказной работы определяется как вероятность того, что за рассматриваемое время каждый из параметров не выйдет за свои предельные значения [5].

Вероятность безотказной работы  $P(t)$  связана с функцией распределения  $F(t)$  и плотностью распределения  $f(t)$  наработки до отказа:

$$F(t) = 1 - P(t); \quad (5)$$

$$f(t) = \frac{dF(t)}{dt} = -\frac{dP(t)}{dt}. \quad (6)$$

За период эксплуатации с 1995 по 2005 год в Харьковском университете Воздушных Сил обобщен материал по отказам и неисправностям вертолетных двигателей

ГТД-350. Зафиксировано 35 случаев отказа АД ГТД-350, которые привели к досрочному снятию двигателей в ремонт [6].

За этот период в эксплуатации находились 177 двигателей ГТД-350, имеющих разные значения межремонтного (доремонтного) ресурса и проработавших различное количество часов в условиях летной учебной части.

Значения ресурса относятся к показателям надежности и являются технико-эксплуатационными характеристиками. Однако при их назначении принимают во внимание прогнозируемые значения показателей надежности. Если установлено требование безопасности, то назначаемый ресурс должен соответствовать значению вероятности безотказной работы по отношению к критическим отказам, близким к единице [5].

Данные о двигателях ГТД-350, имеющих различное значение межремонтного ресурса, приведены в таблице 1. В качестве критерия отказа рассматриваемых АД принимается факт досрочного снятия двигателя в ремонт. Соответственно под вероятностью безотказной работы за время  $t$  рассматривается вероятность того, что двигатель за это время не будет снят с эксплуатации досрочно.

Суммарная наработка двигателей  $\tau_{\Sigma}$  за рассматриваемый период составила 35633 часа.

Выработка ресурса каждым двигателем происходила неодинаково. Для последней оценки значения израсходованного ресурса для каждой группы двигателей введем коэффициент выработки ресурса  $K_{вр}$ , равного отношению суммарной наработки двигателей группы к их общему располагаемому ресурсу. Значение коэффициента выработки ресурса, выраженное в процентах, определяется по формуле:

$$K_{\text{вд}} = \frac{\sum_{i=1}^n T_i}{\sum_{i=1}^n T_{\text{двд}i}} \cdot 100. \quad (7)$$

Статистическая оценка средней наработки на одно досрочное снятие АД в ремонт для двигателей каждой группы находится из:

$$T_{\text{двд}} = \frac{\sum_{i=1}^n T_i}{r(t)}, \quad (8)$$

где  $T_i$  – наработка каждого двигателя группы;  $r(t)$  – количество отказов за время  $t$  наработки, которые приводили к досрочному снятию двигателей в ремонт.

За рассматриваемый период времени математическое ожидание значения наработки среди наблюдаемых двигателей ГТД-350 каждой группы определяется следующим образом:

$$M[T] = \frac{\sum_{i=1}^n T_i}{n}, \quad (9)$$

где  $N$  – количество двигателей в рассматриваемой группе.

Значения  $K_{вр}$ ,  $T_{дсд}$ ,  $M[T]$  для каждой группы двигателей, вычисленные по формулам (7), (8), (9), представлены в таблице 1.

Таблица 1 – Данные о двигателях ГТД-350, находившихся в эксплуатации с 1995 по 2006 год

№ п/п	Значение межремонтного (доремонтного) ресурса, $T_{рем}$ , час	Количество двигателей ГТД-350, N, шт.	Доля АД с указанным ресурсом от их общего количества, %	Общая наработка $\sum T_i$ , час	Средняя наработка двигателя, $M[T]$ , час	Кол-во досрочных снятий АД, $n(t)$	Наработка на досрочное снятие АД, час	Коэффициент использования ресурса, %
1.	1500	68	38,4 %	13527	198,9	16	845,4	13,3
2.	1000	24	13,6 %	8531	355,5	1	8531	35,5
3.	750	33	18,6 %	5636	170,8	8	704,5	22,8
4.	500	43	24,3 %	6425	149,4	10	642,5	29,9
5.	375	1	0,6 %	310	310	-	-	82,7
6.	250	8	4,5 %	1204	150,5	-	-	60,2
	<b>Всего:</b>	<b>177</b>		<b>35633</b>		<b>35</b>		

По данным эксплуатации для каждой группы двигателей находим точечную статистическую оценку вероятности того, что двигатели не будут досрочно сняты с эксплуатации в ремонт в интервале времени от  $t_0 = 0$  до  $t = M[t]$

$$P(t) = 1 - \frac{n(t)}{N}, \quad (10)$$

где  $n(t)$  – число АД в группе, досрочно снятых за время от  $t_0$  до  $t$ .

Далее представляется возможным построить кривую вероятности безотказной работы для каждой группы двигателей по конкретному значению параметра экспоненциальной модели, спрогнозировать значение  $\gamma$ -процентного ресурса при наработке  $T_{рем}$  в условиях учебной летной части и сравнить его с расчетным. Интенсивность потока отказов  $\lambda$ , как параметр функции распределения времени безотказной работы АД, определяется из (3), (5) как:

$$\lambda = -\frac{\ln P(t)}{t}. \quad (11)$$

В выражении (11) значение  $P(t)$  – точечная статистическая оценка вероятности безотказной работы двигателя в интервале времени от  $t_0 = 0$  до  $t = M[t]$ .

Прогнозируемое значение  $\gamma$ -ресурса для каждой группы двигателей находится как вероятность их безотказной работы в течение времени, равного соответствующему межремонтному ресурсу, выраженному в процентах:

$$\gamma = P(t = T_{\delta\alpha i}) \cdot 100 = 100 \cdot e^{-\lambda T_{\delta\alpha i}}. \quad (12)$$

Полученные расчетные данные, необходимые для построения кривых вероятности безотказной работы для каждой группы двигателей представлены в таблице 2. Ввиду малой выборки двигателей с межремонтными ресурсами 250 часов и 375 часов, для этих групп прогнозирование значения  $\gamma$ -процентного ресурса не проводится.

Таблица 2 – Расчетные данные оценки прогнозируемого значения  $\gamma$ -ресурса

№ п\п	Значение межремонтного (доремонтного) ресурса, $T_{рем}$ , час	Статистическая оценка вероятности безотказной работы, $P(t)$	Параметр экспоненциальной модели, $\lambda$	Прогнозируемое значение $\gamma$ -ресурса, %
1.	1500	0,765	0,00135	13,23
2.	1000	0,958	0,00012	88,72
3.	750	0,758	0,00163	29,55
4.	500	0,767	0,00177	41,24

На рисунках 2–5 представлены экспоненциальные модели надежности рассматриваемых групп двигателей. Пороговым значением вероятности безотказной работы принимаем величину  $P_{пор} = 0,9$ .

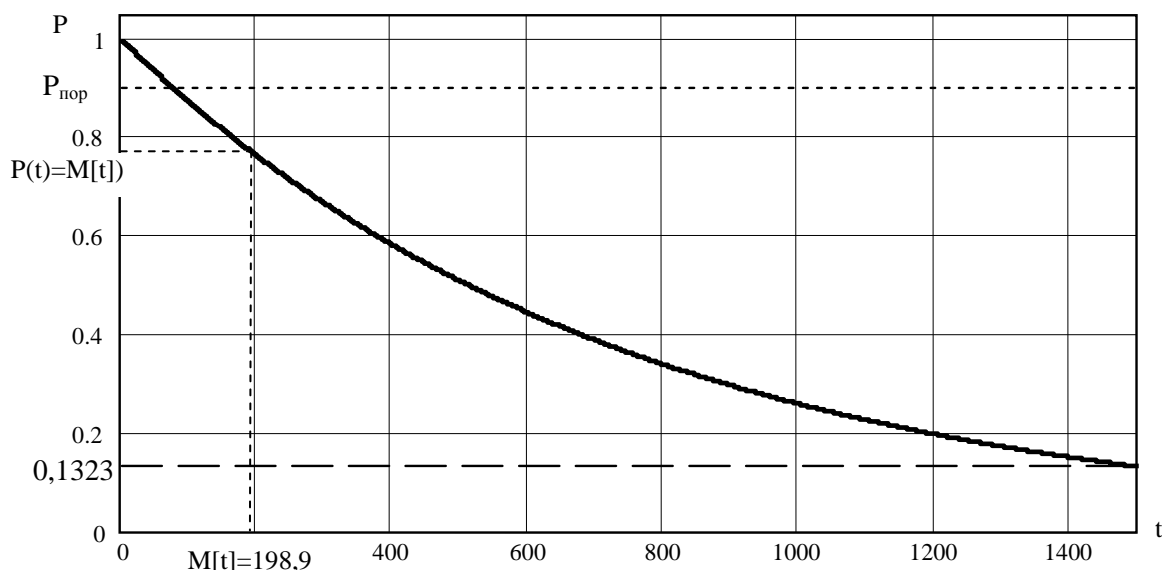


Рисунок 2 – Экспоненциальная модель вероятности неснятия АД досрочно в ремонт для группы двигателей с  $T_{рем}=1500$  часов

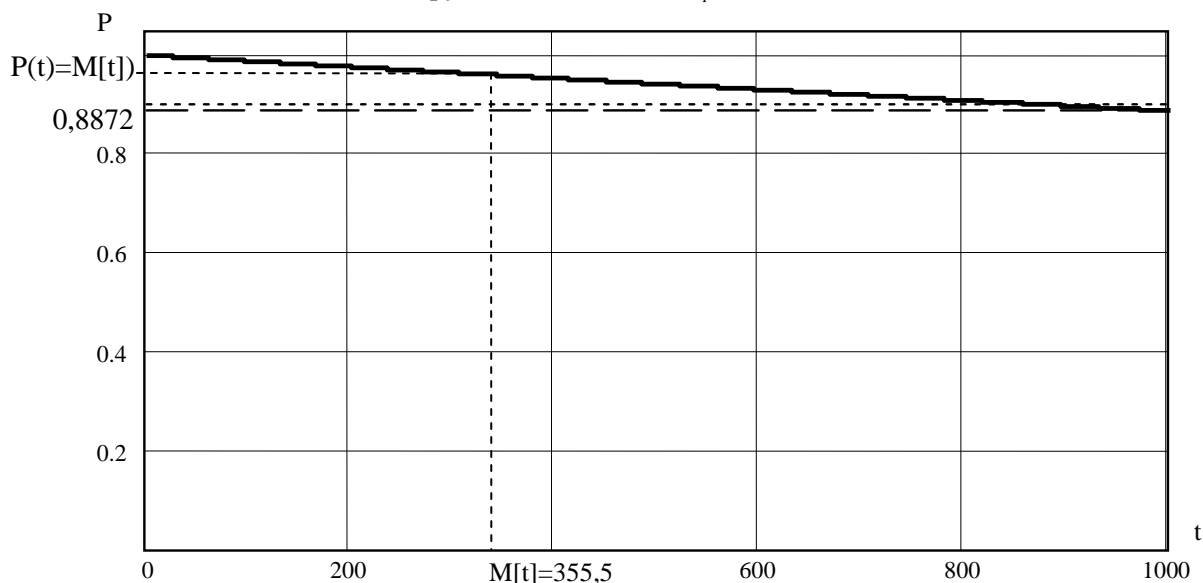


Рисунок 3 – Экспоненциальная модель вероятности неснятия АД досрочно в ремонт для группы двигателей с  $T_{рем}=1000$  часов

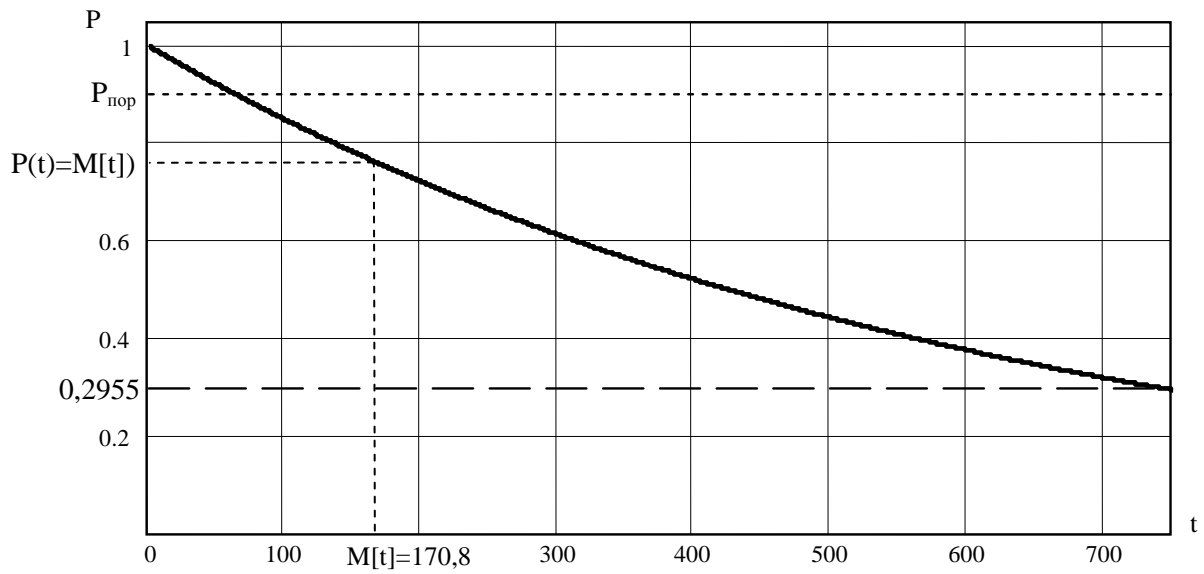


Рисунок 4 – Экспоненциальная модель вероятности неснятия АД досрочно в ремонт для группы двигателей с  $T_{рем}=750$  часов

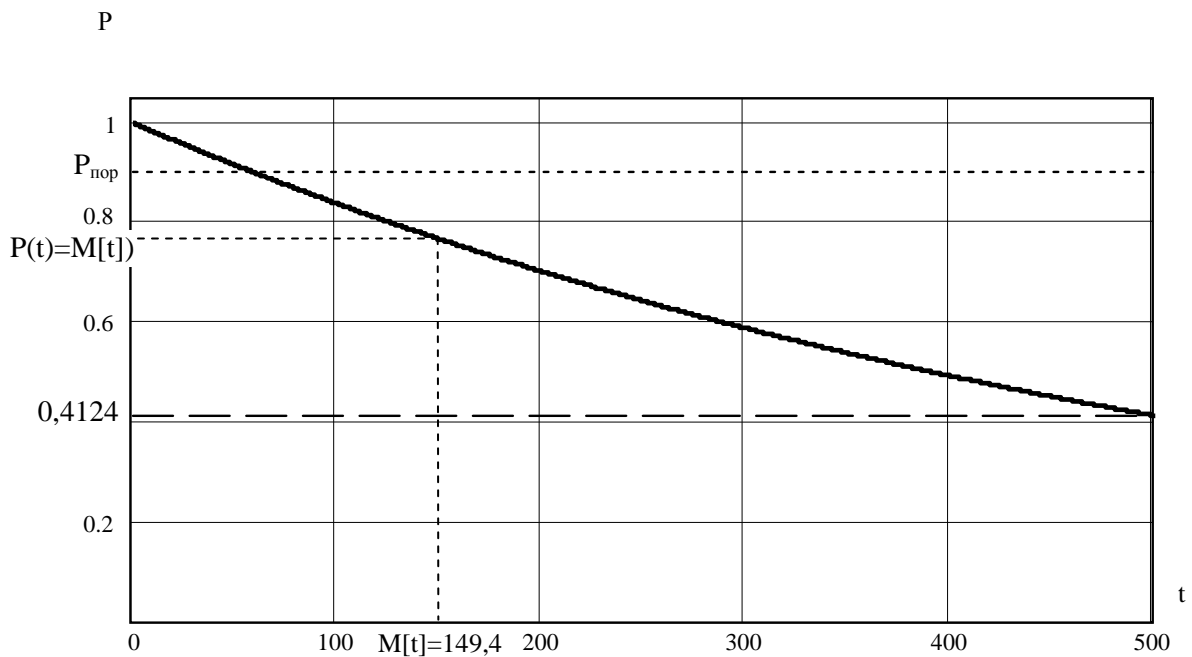


Рисунок 5 – Экспоненциальная модель вероятности неснятия АД досрочно в ремонт для группы двигателей с  $T_{рем}=500$  часов

На рисунке 6 представлены линии прогнозируемого значения вероятности досрочного неснятия в ремонт всех групп двигателей.

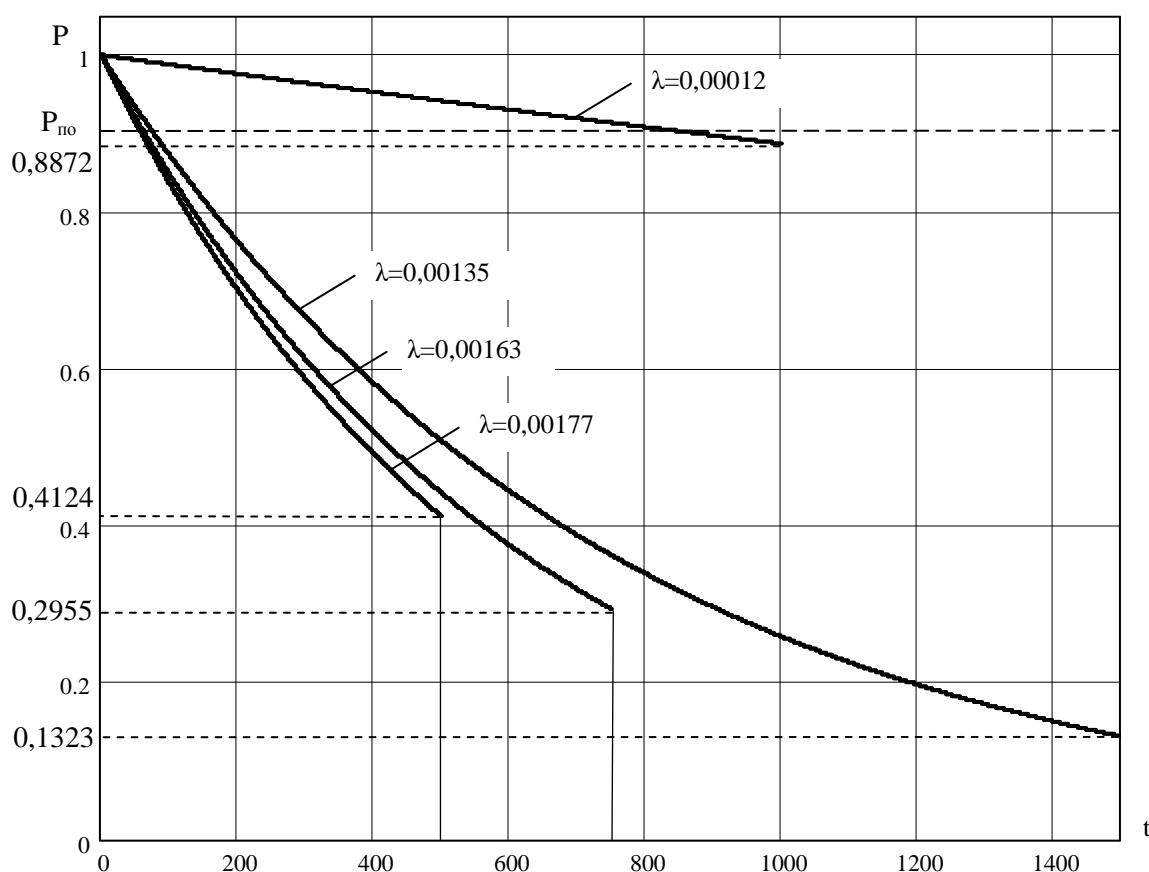


Рисунок 6 – Прогнозирование вероятности неснятия двигателей ГТД-350 досрочно в ремонт в зависимости от наработки и межремонтного ресурса

Значение параметра экспоненциальной модели  $\lambda$  является функцией условий эксплуатации. Работа рассматриваемых двигателей происходила в однородных условиях, главной особенностью которых являются характеристика эксплуатационного цикла [7] и интенсивность эксплуатации. Указанные факторы с точки зрения воздействия на надежность двигателя можно свести к:

- средней продолжительности эксплуатационного цикла  $\tau_{п}$ ;
- средней относительной величине использования максимальных режимов за ресурс  $\rho_p$ ;
- значению коэффициента технического использования  $K_{ти}$ .

Для выявления зависимости  $\lambda=f(\tau_{п}, \rho_p, K_{ти})$  представляется целесообразным в дальнейшем разделить рассматриваемые АД на группы в зависимости от значений (диапазонов значений) каждого из названных параметров в отдельности с целью последующего анализа их влияния на показатель экспоненциальной модели  $\lambda$  на основании данных эксплуатации.

Полученные результаты свидетельствуют, что показатели надежности рассмотренных АД значительно ниже установленных. Вероятность того, что двигатели при достижении своего межремонтного ресурса не будут сняты с эксплуатации досрочно в ремонт, для большинства АД не превышает 0,5. Вышесказанное может быть использо-

вано для принятия обоснованных решений о внесении изменений в мероприятия технического обслуживания вертолетных двигателей с учетом конкретных условий их эксплуатации.

Литература

1. Алексеев К.П. Надёжность и технико-экономические характеристики авиационных двигателей. – М.: Транспорт, 1980. – 102 с.
2. ГОСТ 27002-89. Надёжность в технике. Основные понятия. Термины и определения.
3. Труханов В.М. Надёжность технических систем типа подвижных установок на этапе проектирования и испытания опытных образцов. – М.: Машиностроение, 2003. 320 с.
4. Вентцель Е.С., Овчаров Л.А. Теория вероятности и ее инженерные приложения. – М.: Высшая школа, 2000. – 480 с.
5. Ланецкий Б.Н. Основы теории надёжности, эксплуатации и ремонта радиоэлектронной аппаратуры зенитных ракетных систем. – Харьков: ХВУ, 1998. – 400 с.
6. Відомості по двигунам, що достроково зняті з експлуатації в частинах XI ВПС (ХІІ ВПС, НАК ВПС) ЗСУ за півріччя з 1995 по 2005 рік.
7. Анипко О.Б., Иленко Е.Ю. Эксплуатационный цикл авиационного двигателя как критерий оценки его ресурса. Збірник наукових праць ХУ ПС. – Харків: ХУ ПС. – 2006. – Вип.№2(8). – с. 4–6.

Bibliography (transliterated)

1. Alekseev K.P. NadYozhnost i tehniko-ekonomicheskie harakteristiki aviatsionnyih dvigateley. – M.: Transport, 1980. – 102 p.
2. GOST 27002-89. Nadezhnost v tehnike. Osnovnyie ponyatiya. Terminyi i opredeleniya.
3. Truhanov V.M. Nadezhnost tehniceskikh sistem tipa podvizhnyih ustanovok na etape proektirovaniya i ispytaniya opyitnyih obraztsov. – M.: Mashinostroenie, 2003. 320 p.
4. Venttsel E.S., Ovcharov L.A. Teoriya veroyatnosti i ee inzhenernyie prilozheniya. – M.: Vysshaya shkola, 2000. – 480 p.
5. Lanetskiy B.N. Osnovyi teorii nadezhnosti, ekspluatatsii i remonta radioelektronnoy apparaturyi zenitnyih raketnyih sistem. – Harkov: HVU, 1998. – 400 p.
6. VIdomostI po dvigunam, scho dostrokovoznyatI z ekspluatatsIYi v chastinah XI VPS (HIL VPS, NAK VPS) ZSU za pIvrIchchya z 1995 po 2005 rIk.
7. Anipko O.B., Ilenko E.Yu. Ekspluatatsionnyiy tsikl aviatsionnogo dvigatelya kak kriteriy otsenki ego resursa. Zbirnik naukovih prats HU PS. – Harkiv: HU PS. – 2006. – Vip.#2(8). – p. 4–6.

УДК 621.532



Аніпко О.Б., Іленко Є.Ю.

**ПРОГНОЗУВАННЯ  $\gamma$ -ВІДСОТКОВОГО РЕСУРСУ ВЕРТОЛІТНОГО ДВИГУНА  
НА ПІДСТАВІ ДАНИХ ЕКСПЛУАТАЦІЇ**

Запропоновано метод оцінки  $\gamma$ -відсоткового ресурсу вертолітного двигуна з урахуванням особливостей експлуатації

УДК 623.522

Анипко О.Б., Баулин Д.С., Бирюков И.Ю.

## ВЛИЯНИЕ ДЛИТЕЛЬНОСТИ ХРАНЕНИЯ БОЕПРИПАСОВ НА БАЛЛИСТИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ СТРЕЛКОВОГО ОРУЖИЯ

Внутренняя баллистика имеет дело с порохами, применяя их в качестве источника энергии. В настоящее время известно большое количество порохов, но не все из них нашли техническое применение, так как многие не удовлетворяют основным требованиям, предъявляемым к ним практикой.

Все требования к порохам можно разделить на баллистические, тактико-технические, эксплуатационные и производственно-экономические.

Баллистическими требованиями к порохам предусматривается обеспечение получения при выстреле заданной начальной скорости пули при допустимом уровне и разбросе величины максимального давления и определенных параметрах отклонений начальных скоростей пуль от среднего значения.

Тактико-технические требования направлены, в основном, на повышение живучести стволов.

К эксплуатационным требованиям следует отнести следующее:

- пороховые заряды должны обладать высокой физико-химической стабильностью при хранении в различных условиях;
- конструкция патрона должна обеспечивать сохранение баллистических характеристик боеприпасов без изменения после длительного хранения [1].

Продолжительность хранения снаряженных патронов имеет исключительно большое значение для определения необходимых объемов хранения боеприпасов на базах и складах, так как с этим связаны вопросы необходимых производственных мощностей пороховых заводов и вопросы системы контроля за состоянием порохов. Одним из основных требований, определяющих пригодность порохов к практическому применению, является достаточная стойкость, то есть способность в течение продолжительного времени сохранять неизменными свои физико-химические, а, следовательно, и баллистические свойства.

Обзор работ по эксплуатации порохов показал отсутствие данных о баллистических свойствах патронов к стрелковому оружию при сроках хранения боеприпасов свыше 10 лет.

В начальный период применения нитроцеллюлозные пороха обладали небольшой стойкостью и относительно быстро разлагались при хранении. Разложение иной раз протекало настолько бурно, что заканчивалось самовоспламенением пороха [2, 3]. Известны случаи, когда самовоспламенение пороха сопровождалось человеческими жертвами. Так в 1907 г. в результате самовоспламенения пороха произошел взрыв боеприпасов на французском броненосце «Иена». Другой случай произошел также во Франции в 1911 г. На броненосце «Либерте» произошел сильный взрыв, имевший тяжелые последствия [2].

Таким образом, малостойкие пороха не только невыгодны в экономическом отношении, так как необходимо частое освежение боевого запаса, но и представляют значительную опасность.

Срок безопасного хранения пороха со стабилизатором свыше 20 лет, без стабилизатора – около 10 лет; однако срок служебной пригодности пороха может быть в

полтора-два раза меньше из-за потери им баллистических качеств вследствие неблагоприятных условий хранения [4].

При хранении пороха может уменьшаться содержание различных примесей, вследствие чего при продолжительном хранении порох может значительно отличаться по своим баллистическим свойствам, например по скорости горения.

Пироксилиновые пороха претерпевают при хранении ряд изменений – они теряют содержащийся в них летучий растворитель. При этом изменяется структура пороха. Кроме того, в порохе происходят химические превращения. Начавшееся разложение может привести к самовоспламенению пороха. Следовательно, пироксилиновый порох физически и химически нестоек. При длительном хранении порохов возможно изменение их состава во всей массе или перераспределение некоторых компонентов по слоям пороховых элементов. Перераспределение некоторых компонентов пороха, прежде всего, вызывает изменение баллистических свойств пороха.

Содержание влажности в порохе может изменяться в зависимости от условий хранения. Порох обладает свойством втягивать влагу в количестве, пропорциональном содержанию ее в окружающем воздухе. Изменение влажности пороха может заметно отражаться на изменении начальной скорости пули [2–4].

При длительном хранении порохов происходят процессы их старения, в результате чего возможно ослабление связи между нитратами целлюлозы и растворителями. Вследствие этого в пироксилиновых порохах при хранении происходит увеличение удаляемых и уменьшение неудаляемых, а возможно, при нарушении герметичности укупорки, и общее уменьшение летучих веществ, что приводит к увеличению начальных скоростей пуль и максимальных давлений пороховых газов [4].

Опираясь на теоретические и экспериментальные исследования в области эксплуатации боеприпасов различных сроков хранения [5–9] можно сделать вывод, что существующие пороха обладают лишь более-менее удовлетворительной стойкостью, в результате чего свойства порохов с течением времени изменяются.

Таким образом, изучение изменения свойств порохов и боеприпасов в зависимости от сроков их хранения представляет значительный практический интерес.

Для экспериментальных исследований по определению баллистических характеристик боеприпасов различных сроков хранения использовались:

- 7,62 мм винтовочные патроны (срок хранения – 16, 33, 46 лет);
- 7,62 мм револьверные патроны с уменьшенным зарядом (срок хранения – 26, 38 лет);
- 9 мм пистолетные патроны ПМ (срок хранения – 2, 38 лет).

Целью эксперимента являлось определение начальной скорости пули и получение на основе этих данных зависимости, связывающей начальную скорость пули с длительностью хранения боеприпасов.

Стрельба осуществлялась по одному выстрелу через блокирующие устройства с измерением времени прохождения пуль отрезка пути между ними (рис. 1).

Начальная скорость пули определялась как

$$V_0 = \frac{S}{\Delta\tau},$$

где  $S$  (м) – расстояние между датчиками блокирующего устройства.

Для определения промежутка времени  $\Delta\tau$  был использован электронный хронометр “Нептун”.

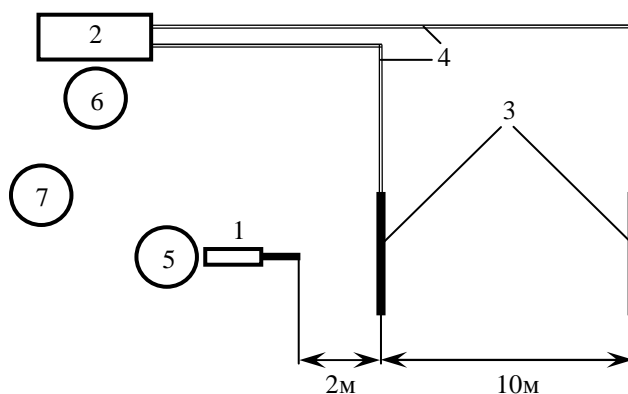


Рисунок 1 – Схема эксперимента

1 – оружие; 2 – хронометр; 3 – блокирующие устройства; 4 – соединительные провода;  
5 – стрелок; 6 – оператор на хронометре; 7 – руководитель эксперимента

В ходе эксперимента были получены значения начальных скоростей пуль при разных сроках хранения пороховых зарядов различных боеприпасов.

Обработав экспериментальные данные, были построены аппроксимирующая кривая изменения относительной величины начальной скорости пули в зависимости от сроков хранения боеприпасов и границы доверительных интервалов (рис. 2).

При уменьшении начальной скорости пули на более чем 5 %, оружие считается непригодным для боевого применения. Учитывая это, спрогнозирован гарантированный временной участок по применению боеприпасов без ухудшения баллистических характеристик оружия.

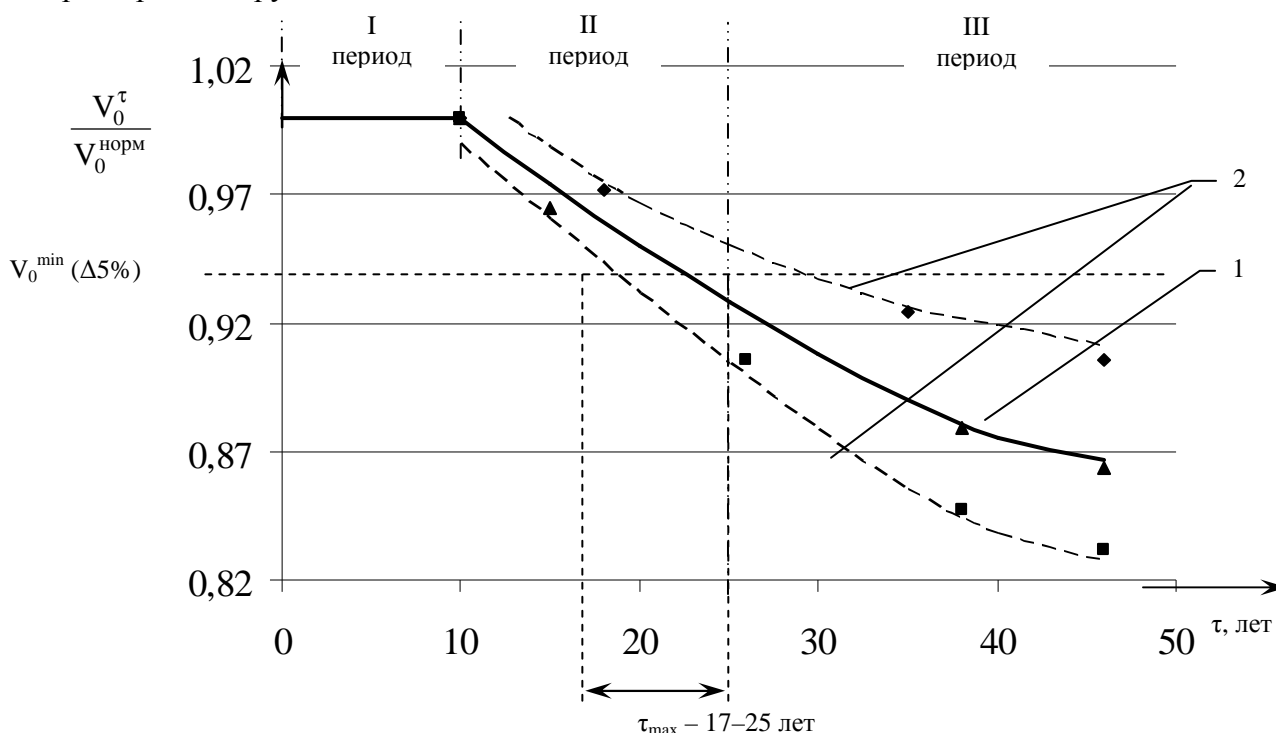


Рисунок 2 – Изменение начальной скорости пули в зависимости от длительности хранения боеприпасов

◆ – 7,62 мм винтовочные патроны; ▲ – 9 мм пистолетные патроны ПМ; ■ – 7,62 мм револьверные патроны с уменьшенным зарядом;  
1 – аппроксимирующая кривая; 2 – доверительные интервалы

Используя метод наименьших квадратов, найдено аппроксимирующее уравнение для сроков хранения боеприпасов –  $10 \leq \tau \leq 46$  лет.

$$V_0(\tau) = 0,6 \cdot 10^{-4} \tau^2 - 0,69 \cdot 10^{-3} \tau + 1,06$$

На рис. 2. представлена модель эксплуатации боеприпасов:

I период – до 10 лет – гарантийный срок эксплуатации, в пределах которого баллистические характеристики являются стабильными;

II период – 10–25 лет – период изменения свойств в допустимых пределах;

III период – свыше 26 лет – период деградации пороховых зарядов, в течение которого заряд подлежит регенерации, либо боеприпас в целом должен быть утилизирован.

Использование данной модели, прогнозирующей изменение начальной скорости пули от длительности хранения боеприпасов, создает предпосылки для перехода эксплуатации стрелкового оружия по состоянию, без разработки и применения диагностической аппаратуры, при использовании в качестве диагностического параметра начальную скорость пули.

Полученные результаты могут быть использованы для прогнозирования баллистических свойств порохов и боеприпасов в зависимости от длительности их хранения, а также для выработки рекомендаций относительно возможности применения боеприпасов различных сроков хранения для выполнения служебно-боевых задач, боевой подготовки или для других целей.

#### Литература

1. Горст А.Г. Пороха и взрывчатые вещества. – М.: Машиностроение, 1972. – 208с.
2. Шагов Ю.В. Взрывчатые вещества и пороха. – М.: Военное издательство Министерства Обороны СССР, 1976. – 120 с.
3. Благоднаров А.А. Основания проектирования автоматического оружия.– М.: Оборонгиз, 1940. – 487 с.
4. Будников М.А., Левкович Н.А., Быстров И.В., Сиротинский В.Ф., Шехтер Б.И. Взрывчатые вещества и пороха. – М.: Государственное издательство оборонной промышленности, 1955. – 364 с.
5. Баулін Д.С. Експериментальне дослідження впливу конструктивних характеристик боеприпасів на початкову швидкість куль // Збірник наукових праць «НАДПС України ім. Б.Хмельницького». – 2004. – №31. Частина II. С. 5–7.
6. Анипко О.Б., Бирюков И.Ю. Методы термодинамики, тепло - и массопереноса для решения обратной задачи внутренней баллистики // Интегровані технології та енергозбереження. – Х. 2005. – №2. С. 63–68.
7. Анипко О.Б., Бирюков И.Ю., Баулин Д.С. Модель массопереноса при хранении пороховых зарядов с учетом изменения температуры окружающей среды // Збірник наукових праць ХУПС. – 2006. – 2 (8). – С. 50–54.
8. Анипко О.Б., Бирюков И.Ю. Зависимость начальной скорости снаряда от максимального давления в канале ствола при выстреле зарядами длительного срока хранения // Интегровані технології та енергозбереження. – 2006. – №1. – С. 83–86.
9. Бирюков И.Ю. Пороховые заряды длительных сроков хранения: проблемы, задачи и пути их решения // Интегровані технології та енергозбереження. – 2006. – №2. – С. 50–55.

#### Bibliography (transliterated)

1. Gorst A.G. Poroha i vzryivchatyie veschestva. – M.: Mashinostroenie, 1972. – 208 p.
2. Shagov Yu.V. Vzryivchatyie veschestva i poroha. – M.: Voennoe izdatelstvo Ministerstva Oboronyi SSSR, 1976. – 120 p.

3. Blagonravov A.A. Osnovaniya proektirovaniya avtomaticheskogo oruzhiya.– M.: Oborongiz, 1940. – 487 p.
4. Budnikov M.A., Levkovich N.A., Byistrov I.V., Sirovinskiy V.F., Shehter B.I. Vzryivchatyie veschestva i poroha. – M.: Gosudarstvennoe izdatelstvo oboronnoy promyshlennosti, 1955. – 364 p.
5. Baulin D.S. Eksperimentalne doslidzhennya vplivu konstruktivnih karakteristik boeprispasiv na pochatkovu shvidkist kul Zbirnik naukovih prats «NADPS Ukrayini im. B.Hmel'nitskogo». – 2004. – #31. Chastina II. p. 5–7.
6. Anipko O.B., Biryukov I.Yu. Metodyi termodinamiki, teplo i massoperenosa dlya resheniya obratnoy zadachi vnutrenney ballistiki Integrovani tehnologiyi ta energozberezheniya. – X. 2005. – #2. p. 63–68.
7. Anipko O.B., Biryukov I.Yu., Baulin D.S. Model massoperenosa pri hranenii porohovyih zaryadov s uchetom izmeneniya temperatury okruzhayushey sredy Zbirnik naukovih prats HUPS. – 2006. – 2 (8). – p. 50–54.
8. Anipko O.B., Biryukov I.Yu. Zavisimost nachalnoy skorosti snaryada ot maksimalnogo davleniya v kanale stvola pri vyistrele zaryadami dlitel'nogo sroka hraneniya Integrovani tehnologiyi ta energozberezheniya. – 2006. – #1. – p. 83–86.
9. Biryukov I.Yu. Porohovyie zaryady dlitel'nyih srokov hraneniya: problemy, zadachi i puti ih resheniya Integrovani tehnologiyi ta energozberezheniya. – 2006. – #2. – p. 50–55.

УДК 623.522

Аніпко О.Б., Баулін Д.С., Бірюков І.Ю.

#### **ВПЛИВ ТРИВАЛОСТІ ЗБЕРІГАННЯ БОЄПРИПАСІВ НА БАЛІСТИЧНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ СТРІЛЕЦЬКОЇ ЗБРОЇ**

У статті проаналізовано вплив тривалості зберігання боєприпасів на зміну балістичних характеристик стрілецької зброї. Запропоновано модель експлуатації порохових зарядів в залежності від тривалості зберігання боєприпасів.

УДК.623.438.32.

Климов В.Ф., Бусьяк Ю.М., Магерамов Л.К.-А., Анипко О.Б., Колбасов А.Н.,  
Кудреватых Д.Н.

## К ВОПРОСУ ИССЛЕДОВАНИЙ РАБОТЫ СИСТЕМЫ ОЧИСТКИ ВОЗДУХА В ЗИМНИЙ ПЕРИОД ЭКСПЛУАТАЦИИ

### Актуальность проблемы

Принято считать, что основная задача системы очистки воздуха объектов бронированной техники – надежная работа при движении в пустыне в условиях повышенной запыленности воздуха.

Безусловно, это весьма важная составляющая в перечне основных требований к системе очистки воздуха. Система очистки воздуха бронированных объектов специального назначения обеспечивает работу двигателя в различных условиях эксплуатации, в т.ч. при движении в условиях радиоактивного заражения местности, преодолении глубокого брода глубиной до 1,8 м без предварительной подготовки, движении под водой глубиной до 5 м и др.

Однако создатели наземной военной техники мало внимания уделяют условиям эксплуатации в зимний период. Испытания танков в Сибири (г.Юрга, Кемеровской области) показали, что даже при движении по заснеженным трассам возможен абразивный износ цилиндро-поршневой группы и перегрев двигателя при температурах минус 20...40 °С.

Условия зимней эксплуатации изучены довольно слабо и, главное, решение этой задачи требует специальных, нестандартных подходов. Прежде всего это связано с тем, что практически невозможно в стендовых условиях воспроизводить работу циклона, являющегося главным элементом в системе очистки воздуха с имитацией снежных режимов, отрицательных температур. Кроме того, кассеты (абсолютные фильтры, являющиеся окончательной ступенью очистки воздуха) в режиме зимней эксплуатации совершенно иначе работают по сравнению с летней эксплуатацией.

Испытания показали, что при определенных условиях резко возрастает аэродинамическое сопротивление системы всасывания, возрастает температура охлаждающей жидкости.

Рост сопротивления системы всасывания, как показали наблюдения, связан с обледенением инерционной решетки, циклонов и кассет. Причем, за 20...30 минут движения танков по заснеженным трассам аэродинамическое сопротивление превышает 2000 кгс/м<sup>2</sup>, что приводит к невозможности дальнейшего движения.

Рост температуры охлаждающей жидкости до уровня 120...130 °С (при отрицательной температуре окружающего воздуха) также связан с обледенением входных устройств эжектора системы охлаждения, что приводит к резкому увеличению сопротивления системы охлаждения, снижению расхода воздуха через радиаторы и полному или частичному отсутствию теплообмена с окружающей средой.

Такие явления происходят только при определенных условиях и проявляются даже при эксплуатации танков на полигоне, расположенном в окрестностях г. Чугуева.

Вопросы борьбы с обледенением до настоящего времени изучались только применительно к летательным аппаратам и рассматривались, в основном, характеристики

облаков. Обледенение отдельных элементов связано с наличием в атмосфере воды в капельно-жидком состоянии при отрицательных температурах окружающей среды.

Основными метеорологическими параметрами, от которых зависит обледенение, являются:

- количество воды в виде капель, содержащееся в единице объема (водность);
- температура, при которой происходит обледенение;
- размер водяных капель.

Явление обледенения элементов системы охлаждения и всасывания носит случайный характер и происходит при одновременном сочетании определенных условий, вызывающих обледенение, т.е. переход газообразной фазы в твердую, минуя жидкую. Наблюдения показали, что наиболее вероятны случаи обледенения при температурах окружающего воздуха от минус 5 до минус 10 °С в районе г. Чугуева и минус 10 минус 25 °С при испытаниях танков в районе г. Юрга, Кемеровской области. Причем, в обоих районах вероятность обледенения увеличивается при наличии свежеснежавшего снега. Глубина снежного покрова в Сибири достигает 0,5...1,0 м, а в районе г. Чугуева 0,1...0,2 м. Однако именно случайные условия определяют вероятность обледенения, т.к. не всегда при отрицательной температуре воздуха капли устойчиво сохраняются в жидком виде и не замерзают.

Множество исследований, проведенных специалистами США, Англии и СССР в период 1955–1960 г.г. (1) показали, что наиболее вероятны случаи обледенения элементов летательных аппаратов наблюдаются при температурах 0... минус 5 °С – 7,8 % от общего количества случаев и минус 6... минус 10 °С – 48 %, при температуре минус 11... минус 15 °С – 24 %.

Для Европейской части этот диапазон температур наиболее характерен. В условиях Сибири, где температуры достигают минус 40...45 °С вероятность обледенения со снижением температур уменьшается.

Однако для транспортных средств характерны другие условия, и в первую очередь, снежный покров и осадки в виде «сухого» мелкокристаллического» снега.

Наличие снега (особенно свежеснежавшего) приводит к тому, что увлекаемый грунтозацепами гусеничной ленты снег, создает шлейф, аналогичный движению танка в пустыне. Именно частицы снежного облака попадают на нагретые элементы крыши моторного отделения, на защитные элементы системы охлаждения и всасывания.

Для системы охлаждения центрами кристаллизации являются защитные сетки, а для системы всасывания – защитные сетки, инерционная решетка, циклоны, кассеты и эжектор отсоса пыли из пылесборника воздухоочистителя.

Кроме того, обледенение циклонов связано и с наличием эффекта Ранке в самом циклоне при разделении потока воздуха, содержащего определенное количество снега. Именно совокупность множества факторов, проявляющихся одновременно и приводят к образованию льда в различных зонах системы очистки воздуха.

Обледенение проточной части эжектора отсоса пыли, в большей степени связано с пограничными контактами участков с различной температурой. Сжатый воздух, поступающий на сопловой аппарат, имеет температуру до 200 °С, а эжектируемый воздух имеет отрицательную температуру окружающей среды.

В этом случае происходит отложение льда в эжекторе, что приводит даже к полному перекрытию проточной части эжектора отсоса пыли (рис. 1).

В общем случае при нормальной работе воздухоочистителя коэффициенты сопротивления ( $\xi_{\delta}$ ) и отсоса ( $\xi_{\delta \bar{n}}$ ) могут быть выражены следующими зависимостями:



$$\xi_{\dot{o}} = \frac{D_1 - D_2}{\frac{\rho_1 w_1^2}{2}} + \left(1 - \lambda \frac{l_1}{D_1}\right) - \left(1 + \lambda \frac{l_2}{D_2}\right) \cdot \frac{P_2}{P_1} (1 - q^{-2}) \cdot \left(\frac{F_1}{F_2}\right)^2;$$

$$\xi_{i \dot{o} \bar{n}} = \frac{D_1 - D_2}{\frac{\rho_1 w_1^2}{2}} + \left(1 - \lambda \frac{l_1}{D_1}\right) - \left(1 + \lambda \frac{l_3}{D_3}\right) \cdot \frac{P_3}{P_1} (1 - q^{-2}) \left(\frac{F_1}{F_3}\right)^2;$$

где  $P_1, P_2, P_3$  и  $w_1, w_2$  – давления и скорости в характерных точках циклонов;  $F_1, F_2, F_3$  – площади сечений на участках входа воздуха в циклон выхода из циклона и в патрубке отсоса;  $l_1, l_2, l_3$  и  $D_1, D_2, D_3$  – длины и диаметры циклонов в соответствующих сечениях;  $q$  – коэффициент эжекции равный отношению  $\frac{G_2}{G_1}$ ;  $\rho_1$  – плотность воздуха на входе в циклон.

Рассматривая приведенные формулы в режиме полного либо частичного обледенения можно заключить, что процесс обледенения циклонов и эжектора отсоса связан с постепенным уменьшением проходных сечений  $F_1, F_2$  и  $F_3$ , увеличением а затем уменьшением до нулевых значений скоростей  $W_1$  и  $W_2$  и давлений  $P_1$  и  $P_2$ . В этом случае коэффициент эжекции ( $q$ ) также стремится к «0», т.к.  $G_2 = 0$  (т.е. расход воздуха отсутствует).

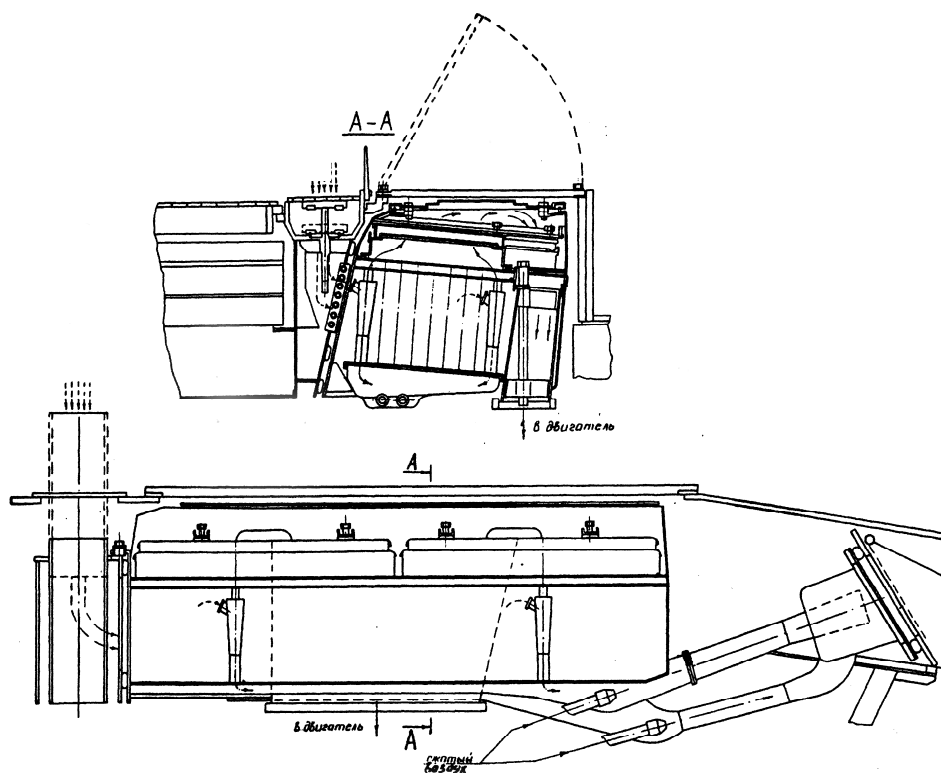


Рисунок 1 – Система очистки воздуха

В конечном случае при полном обледенении элементов системы всасывания двигатель может заглохнуть из-за бесконечно большого сопротивления входных элементов.

### **Методы борьбы с обледенением**

В настоящее время известны различные способы борьбы с явлениями сублимации, главные из которых следующие:

- механические;
- физико-химические;
- тепловые.

Кроме того, могут рассматриваться явления образования льда в начальный период, когда возможно устранение обледенения путем воздействия внешних сил – вибраций, разрушений, аэродинамических или центробежных сил, прикладываемых к поверхности, где отмечены начальные условия образования льда.

Физико-химические способы основаны на использовании жидкостей или составов, растворяющих лед и понижающих точку замерзания воды.

### **Тепловые способы**

Тепловые способы предусматривают постоянный нагрев защищаемой поверхности до температуры, при которой образование льда становится невозможным.

В наземных транспортных средствах наиболее вероятным является тепловой способ борьбы с обледенением.

Испытания в Сибири при различных температурах окружающего воздуха показали, что использование нагрева малоэффективное мероприятие из-за больших энергетических затрат.

Забор воздуха из подрадиаторного пространства также не принес положительного эффекта по причине недопустимо высокого аэродинамического сопротивления входа.

В условиях Европейской зоны, где явления обледенения имеют преимущественное распространение при температурах окружающего воздуха до минус 10 °С наиболее эффективным является частичный подогрев воздуха в зоне инерционной решетки и эжекторе отсоса пыли из пылесборника воздухоочистителя за счет установки термоэлектрических нагревателей. Причем расчет мощности нагревателей выполнялся исходя из условия исключения обледенения при температурах наиболее вероятных случаев, т.е. не более минус 10 °С.

При расчете необходимой тепловой мощности требуется выполнить условия теплового баланса, которое имеет вид:

$$q_n = q_{a1} + q_{\beta 1} - q_1 = q_a + q_{\beta},$$

где  $q_{a1}$  – конвективный тепловой поток;  $q_{\beta 1}$  – поток тепла, необходимый для испарения вод или льда с поверхности;  $q_1$  – тепловой поток от скоростного нагрева поверхности за счет трения воздуха в пограничном слое.

Для достижения равновесной температуры, при которой в заданном диапазоне температур окружающего воздуха исключаются условия обледенения ограничивается количество выделяемого тепла и затраты эквивалентной энергетической мощности.

Исходя из этого, на танке были дополнительно установлены электрические нагревательные элементы в эжекторе отсоса пыли, в зоне инерционной решетки. При температурах окружающего воздуха до минус 10 °С эти мероприятия оказались эффективными. В то же время для исключения обледенения защитных сеток эжектора системы охлаждения требуется разработка дополнительных мероприятий, главными из которых могут быть защита от попадания снега т.к. для такого количества воздуха (до 7,5 кг/с) подогрев воздуха практически невозможен.

#### Выводы

1. В условиях зимней эксплуатации наземных транспортных средств возможны случаи обледенения элементов системы охлаждения и очистки воздуха, что может приводить к перегреву двигателя, повышению аэродинамического сопротивления входа и абразивному износу цилиндропоршневой группы.

2. Явления обледенения зависят от множества факторов, проявляющихся одновременно, главные из которых влажность воздуха и его температура.

3. Наиболее эффективными способами борьбы с обледенением являются тепловые, при которых создаются условия, исключающие образование льда в наиболее характерных зонах.

Для системы охлаждения наиболее эффективными могут быть конструктивные мероприятия, исключающие попадание снега в зону забора воздуха для охлаждения теплообменников.

#### Литература

1. Тенищев Р.Х., Строганов Б.А. и др. Противообледенительные системы летательных аппаратов. Машиностроение. М., 1967 г., 320 с.

2. Исаков П.П., Теория танков, т.4. инв. № 6051, Ленинград, 1986 г.

#### Bibliography (transliterated)

1. Tenischev R.H., Stroganov B.A. i dr. Protivoobledenitelnyie sistemyi letatelnyih apparatov. Mashinostroenie. M., 1967 g., 320 p.

2. Isakov P.P., Teoriya tankov, t.4. inv. # 6051, Leningrad, 1986 g.

УДК 623.438.32

Клімов В.Ф., Бусяк Ю.М., Магерамов Л.К.-А., Аніпко О.Б., Колбасов О.М.,  
Кудреватих Д.М.

#### **ДО ПИТАННЯ ВИПРОБУВАНЬ РОБОТИ СИСТЕМИ ОЧИСТКИ ПОВІТРЯ В ЗИМОВИЙ ПЕРІОД ЕКСПЛУАТАЦІЇ**

У статті розглядаються питання особливості зимової експлуатації наземних транспортних засобів. явища сублімації в окремих елементах системи очищення повітря та охолодження двигуна.



УДК 623.438.14

Кудров В.М., Чучмарь И.Д., Возгрин Ю.В., Лазурко А.В., Бобер А.В.

**ИССЛЕДОВАНИЯ ПРОЦЕССА ТЕПЛООБМЕНА  
ТЕПЛОРАССЕИВАЮЩИХ УСТРОЙСТВ (РАДИАТОРОВ)****Постановка задачи**

Для поддержания нормального теплового режима работающего двигателя (температура ОЖ 105...110 °С и кратковременно 125...130 °С) современных объектов военной гусеничной техники необходимо создать эффективную систему охлаждения, главной составляющей которой является теплообменное устройство (радиатор).

С увеличением мощности двигателя растет количество теплоты, которое необходимо отвести от двигателя. Решать эту проблему простым увеличением размеров радиаторов или за счет повышения мощности на прокачку охлаждающей жидкости не представляется возможным в связи с ограниченным объемом МТО и ограничением по массе. Переход с вентиляторного типа прокачивания охлаждающего воздуха через радиаторы на эжекторный тип (за счет энергии отработавших газов) также не обеспечивает значительного снижения массово-габаритных характеристик теплообменных устройств.

**Актуальность темы**

При проектировании теплорассеивающих устройств (радиаторов) необходимо учитывать, что основной их задачей является создание оптимальных тепловых режимов термически напряженных деталей цилиндропоршневой группы двигателя (поршня, втулки, крышки). Применение экономичных, высокофорсированных и надежных двигателей внутреннего сгорания во многом определяется рациональным охлаждением деталей цилиндропоршневой группы, что приводит к ужесточению требований к радиаторам. Поверхность теплообмена современных радиаторов, применяемых для тяжелой техники, трубчато-пластинчатая, состоящая из плоских труб, к которым припаяны тонкие поперечные пластины (ребра). Наличие ребер повышает эффективность и жесткость конструкции, т. е. обеспечивает высокую механическую прочность, однако приводит к возрастанию аэродинамического сопротивления радиатора. Например, при уменьшении шага между ребрами с 3,2 мм до 2,4 мм сопротивление возрастает на 45...50 % [5]. Оребрение трубок со стороны среды, имеющей небольшое значение коэффициента теплоотдачи, приводит к интенсификации процесса передачи теплоты. Этот эффект достигается благодаря непосредственному увеличению теплоотдающих поверхностей и увеличению коэффициента теплоотдачи оребренной поверхности по сравнению с гладкотрубными, однако данный процесс нестабилен вследствие непостоянства температур теплопередающих поверхностей.

**Изложение основного материала**

При обтекании радиатора потоком воздуха вблизи теплорассеивающей поверхности образуется тонкий пограничный слой, поведение которого определяет гидродинамическое сопротивление [1,2]. При отрыве пограничного слоя от поверхности обтекаемого тела происходит резкое увеличение гидродинамического сопротивления. Для уменьшения сопротивления необходимо затянуть отрыв, т.е. сместить линию отрыва пограничного слоя как можно дальше назад к задней критической точке. Этим сужается область застойного течения за телом (след за телом) что, как следствие, позволяет уменьшить

гидродинамическое сопротивление. Простейший пограничный слой, который образуется при обтекании твердой плоской стенки продольным потоком воздуха, является течением только с вязкой неустойчивостью. Эта неустойчивость особенно явно проявляется при течении газа с малой плотностью. Вязкая неустойчивость играет важную роль во взаимодействии воздуха с поверхностью, в частности адсорбции и рассеивания.

Водо-воздушные секции радиаторов имеют три самых распространенных расположения трубок (коридорный – рисунок 1; со смещением трубок – рисунок 2 и 3).

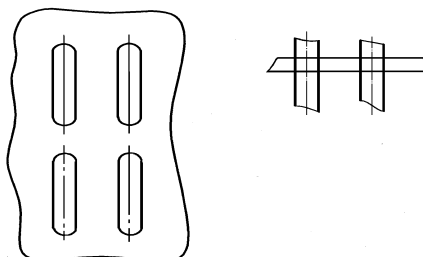


Рисунок 1 – Коридорный пучок

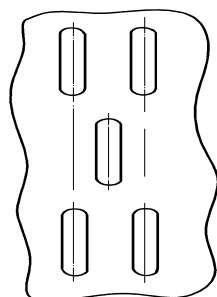


Рисунок 2 – Шахматный пучок

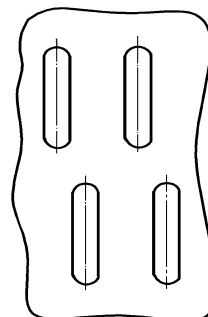


Рисунок 3 – Пучок со смещением

Расположение трубок шахматным пучком и пучком со смещением значительно превосходят коридорный благодаря более высокому коэффициенту теплопередачи. Коэффициент теплопередачи многослойной стенки, на поверхности которой при работе теплообменника образуются различные отложения (солей, смол и т. д.), рассчитывают по уравнению [5]:

$$\kappa = \frac{1}{\frac{1}{\hat{\epsilon}_0} + \psi \cdot R_{вт} + R_{лт}}, \quad (1)$$

где  $\kappa_0$  – коэффициент теплопередачи чистого радиатора;  $\psi$  – коэффициент оребрения поверхности охлаждения;  $R_{вт}$ ,  $R_{лт}$  – термические сопротивления, учитывающие внутренние и внешние слои загрязнения.

Слой загрязнения снижает коэффициент теплоотдачи на поверхности охлаждения из-за высокого термического сопротивления, уменьшения скорости теплоносителя и изменения характера течения потока по каналам охлаждения.

Уравнение теплопередачи для непрерывных процессов имеет вид:

$$Q = k \cdot \Delta T F, \quad (2)$$

где  $k$  – средний постоянный для поверхности  $F$  коэффициент теплопередачи;  $\Delta T$  – средний по поверхности  $F$  температурный напор между теплоносителями.

Общеизвестно, что молекулы газа, попадая на твердую поверхность, не рассеиваются, а проскальзывают на поверхности (т.е. имеют отличную от нуля среднюю скорость) [3]. Кроме того эффект скольжения можно включить в кинетическую вязкость течений. Доля поверхности  $f$  адсорбирует все падающие молекулы и затем десорбирует их в тепловом равновесии с твердым телом, в то время как доля  $(1-f)$  рассеивает все падающие молекулы зеркально[3].

Следовательно, молекулы газа в среднем должны испытывать несколько столкновений с поверхностью, чтобы достичь теплового равновесия с ней. Эффективность становится наиболее ощутима в условиях, когда природа процессов переноса определяется большим столкновением молекул с твердым телом, чем межмолекулярными столкновениями. Таким образом, при течении газа около твердой поверхности можно наблюдать эффекты, которые объединяются под общим названием явлений «скольжения» или «скачка». Причина возникновения этих эффектов связана с увеличением разреженности, так как свойство газа на поверхности начинают отличаться от свойств соответствующей поверхности. На твердой поверхности средняя тангенсальная скорость и температура газа могут совершать «скачок» почти разрывным образом. Рисунок 4 иллюстрирует данную ситуацию.

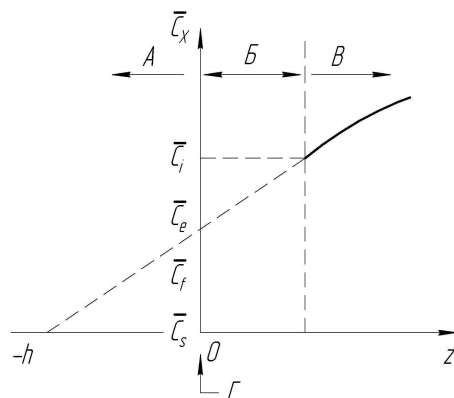


Рисунок 4 – Окрестность твердой поверхности, обтекаемой газом [1]

- $\bar{C}_i$  – фактическое значение скорости  $\bar{C}_x$ , с которой атом газа падает на поверхность;
- $\bar{C}_f$  – фактическое значение скорости, с которой атом газа рассеивается поверхностью; скорость поверхности  $\bar{C}_s = 0$ ; скорость  $\bar{C}_e$  при отсутствии скольжения равна нулю;
- $h$  – длина скачка;  $A$  – твердое тело;  $B$  – слой скольжения;  $\Gamma$  – поверхность при  $z = 0$

Основная задача при аэродинамическом теплообмене сводится к определению коэффициента теплопередачи  $k$ , который зависит от скорости газа, формы, положения угла атаки обтекаемого тела, структуры пограничного слоя (ламинарного или турбулентного), физических параметров среды, теплоёмкости.

Однако, выражение (2) является приближенным, поскольку не учитывает истинное количество атомов и молекул, которые адсорбируются на поверхности и не участвуют или участвуют в процессе теплообмена. Поэтому для определения точного значения теплопередачи правую часть уравнения (2) необходимо ввести дополнительный коэффициент  $A$ , который характеризует величину «скольжения» на поверхности тела.

Тогда уравнение (2) будет иметь такой вид:

$$Q = k \cdot \Delta T \cdot F \cdot A. \quad (3)$$

Коэффициент  $A$  определяется как отношение количества молекул, участвующих в теплообмене, к общему количеству атомов газа, падающих на твёрдую поверхность.

$$A = \frac{D}{F}, \quad (4)$$

где  $D$  – количество атомов воздуха, которые, сталкиваясь с поверхностью, участвуют в процессе теплообмена;  $F$  – общее количество атомов воздуха падающих на поверхность.

Величина  $A$  при расчетах конструкций радиаторов всегда будет меньше единицы, так как атомы газа при столкновении с трубками радиаторов не все переходят в связанное состояние с атомами трубок. Поток падающих на поверхность атомов газа вне области действия «воздух-поверхность» будет описываться волновой функцией свободного движения с падением давления газа, которую можно описать функцией вида:

$$\psi_{\phi}(r) = \left(\frac{\phi\phi}{i}\right)^{-\frac{1}{2}} e^{i\phi r}, \quad (5)$$

где  $\phi = \frac{\delta}{\phi}$  – волновой вектор;  $p$  – импульс атома воздуха относительно системы координат;  $m$  – масса атома;  $\phi = 1,034 \cdot 10^{-27}$  — постоянная Планка.

Учитывая нормированность функции  $\psi_{\phi}(r)$  и плотность потока воздуха, численно равную скорости относительного движения, можно определить общее количество атомов воздуха, падающих на поверхность трубок.

Волновые функции находятся с помощью уравнения Шредингера, описывающих движения атомом газа в области действия «газ-поверхность», с помощью которых рассчитывается матричный элемент перехода атомов газа из свободного состояния в связанное.

Количество атомов воздуха, которые, сталкиваясь с поверхностью, участвуют в процессе теплообмена, за единицу времени можно определить с помощью эмпирической зависимости по методике изложенной в работе [4].

$$D = \frac{2\pi}{\phi} \sum \left| \langle n, v' | W | m, v \rangle \right|^2 \delta(E^{\hat{H}'} - E^{\hat{H}}), \quad (6)$$

где  $W$  – оператор перехода;  $|m, v\rangle$  – начальная волновая функция;  $|n, v'\rangle$  – конечная волновая функция;  $E^{\hat{H}'}$  и  $E^{\hat{H}}$  – энергия начального и конечного состояния системы.

В НПО «Украинский радиаторный завод «Кронид» были проведены испытания двух радиаторов, имеющих различные охлаждающие поверхности:

1) с шахматным расположением трубок – количество трубок 408, расположение трубок в 6 рядов, сечением 17x3,5 мм, расстояние между трубками 10 мм;

2) со смещением трубок – количество трубок 360, расположение трубок в 6 рядов, сечением 17x3,5 мм, расстояние между трубками 11 мм.

Результаты испытаний, приведенные на рисунке 5, показывают, что радиаторы, имеющие сердцевину с шахматным расположением трубок (график 2), на 30–40 % превосходят радиаторы, имеющие сердцевину со смещением трубок (график 1) и подтверждают, что коэффициент связанного состояния имеет различные значения.



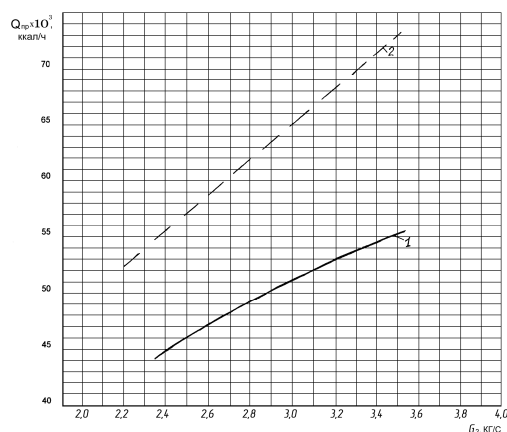


Рисунок 5 – характеристики теплоотдачи радиаторов при расходе воды  $G_1 = 11$  Т/ч [ $Q = f(G_2)$  при  $G_1 = \text{const}$ ]  
 1 – Радиатор со смещением трубок; 2 – Радиатор с шахматным расположением трубок

### Выводы

Из анализа материалов, изложенных в данной статье, следует, что при проектировании теплообменных устройств для отвода тепла от двигателей внутреннего сгорания, работающих в особых условиях, необходимо учитывать ряд факторов, влияющих на интенсивность теплообмена.

Главными среди них являются:

- взаимное расположение охлаждающих трубок;
- шаг между охлаждающими пластинами;
- комплексные показатели, определяющие гидравлическое и аэродинамическое сопротивления теплообменных устройств.

С учетом изложенного, были разработаны, изготовлены и испытаны теплообменные устройства для наземных объектов специального назначения.

Испытания подтвердили целесообразность и высокую эффективность теплообменного устройства, имеющего сердцевину с шахматным расположением трубок.

### Литература

1. Гудман Ф., Вахман Г. Динамика рассеяния газа поверхностью. М.: Мир, 1980.
2. Пшеничников В.М., Сон Э.Е. К расчету углового распределения неупругорассеянных атомов газа на поверхности твердого тела. Поверхность. Физика, химия, механика. 1984, №3.
3. Лукин В.А., Пшеничников В.М. Обтекание каталитической поверхности разреженным газом с учетом влияния ее кристаллической структуры. Ташкент, 1986.
4. Давыдов А.С. Квантовая механика. М.: Физматгиз, 1963.
5. Автотракторные радиаторы. Л., Машиностроение, 1978.

### Bibliography (transliterated)

1. Gudman F., Vahman G. Dinamika rasseyaniya gaza poverhnostyu. M.: Mir, 1980.
2. Pshenichnikov V.M., Son E.E. K raschetu uglovogo raspredeleniya neuprugorasseyannyih atomov gaza na poverhnosti tverdogo tela. Poverhnost. Fizika, himiya, mehanika. 1984, #3.
3. Lukin V.A., Pshenichnikov V.M. Obtekanie kataliticheskoy poverhnosti razrezhennyim gazom s uchetom vliyaniya ee kristallicheskoy strukturyi. Tashkent, 1986.

4. Davyidov A.S. Kvantovaya mehanika. M.: Fizmatgiz, 1963.
5. Avtotraktornyie radiatoryi. L., Mashinostroenie, 1978.

УДК 623. 438. 14

Кудров В.М., Чучмарь І.Д., Возгрін Ю.В., Лазурко О.В., Бобер А.В.

**ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСУ ТЕПЛООБМІНУ  
ТЕПЛОРОЗСПІВАЛЬНИХ ПРИЛАДІВ (РАДІАТОРІВ)**

В статті проведено дослідження процесу теплообміну системи „повітря-тверде тіло”, а також математичне та експериментальне обґрунтування використання радіаторів з шаховим розташуванням трубок.

УДК 664:661.12. 021.3

Білонога Ю.Л., Білонога Д.М.

**АНАЛІЗ ЗНАЧЕНЬ ПАРАМЕТРІВ ОПТИМІЗАЦІЇ  
НА ПРИКЛАДІ ЕКСТРАГУВАННЯ ОРГАНОПРЕПАРАТІВ  
І ПРЕПАРАТІВ РОСЛИННОГО ПОХОДЖЕННЯ**

*Львівська національна академія ветеринарної медицини імені С.З. Гжицького  
Національний університет «Львівська політехніка»*

Ціла низка лікарських препаратів виготовляється шляхом екстрагування з твердої сировини рослинного або тваринного походження. З рослинних – це екстракти валеріани, ехінацеї, пустирника та інш. З тваринних це – екстракти інсуліну, хонсуриду, аденозинтрифосфорної кислоти, адренкортикотропного гормону, панкреатину та інш. В технологічних процесах промислового виготовлення цих лікарських препаратів найбільше технологічного часу припадає на процес екстрагування.

Нами розроблена методика оптимізації процесів екстрагування органопрепаратів в полі гравітаційних або відцентрових сил, а також гравітаційний та відцентровий екстрактори. Основні теоретичні аспекти такого підходу полягають в наступному.

Нами запропонований параметр оптимізації В [1,2], який дозволяє визначати основні параметри оптимізації, зокрема середні розміри подрібнення твердої сировини перед дифузійним процесом екстрагування в залежності від фізичних властивостей екстрагента та твердого тіла, гідрофільності поверхні змочування та інш.:

$$а) \hat{A} = 3,076 \sqrt{\frac{(\sigma \cdot \cos\theta)^3 \cdot \rho_E^2}{\mu^4 g(\rho_x - \rho_E)}}; \quad б) \hat{A}_\omega = 3,076 \sqrt{\frac{(\sigma \cdot \cos\theta)^3 \cdot \rho_E^2}{\mu^4 \omega^2 r(\rho_x - \rho_E)}}, \quad (1)$$

де В, В<sub>ц</sub> – параметри оптимізації гравітаційного та відцентрового екстрагування, відповідно; ρ<sub>ч</sub>, ρ<sub>Е</sub> – густина частинки і екстрагента, відповідно, кг/м<sup>3</sup>; σ – коефіцієнт поверхневого натягу екстрагента, Н/м; cosθ – гідрофільність поверхні частинки; g, ω<sup>2</sup>r – прискорення вільного падіння та доцентрове, відповідно, м/с<sup>2</sup>; μ – динамічна в'язкість екстрагента.

Послідовність оптимізації параметрів екстрагування полягає в наступному:

– в лабораторних умовах визначаються основні фізичні властивості екстрагентів і сировини, а саме щільність екстрагента та сировини, динамічний коефіцієнт в'язкості, коефіцієнт поверхневого натягу та гідрофільність поверхні змочування екстрагентами;

– обчислюють параметри оптимізації В або В<sub>ц</sub> в залежності від того, в яких умовах проводять екстрагування з подрібнених частинок (для гравітаційного чи відцентрового осадження);

– визначають пріоритетне значення числа Рейнольдса для гравітаційного чи відцентрового осадження, яке по визначенню є добутком параметра В або В<sub>ц</sub> на критичне значення числа Рейнольдса при осадженні, тобто Re<sub>ГР</sub> = 2В, або Re<sub>ГР</sub> = 2В<sub>ц</sub>;

– знаючи пріоритетне значення числа Рейнольдса, із загальновідомих емпіричних залежностей, визначають пріоритетне значення числа Архімеда для гравітаційного чи відцентрового осадження;

– знаючи фізичні характеристики екстрагента та сировини, обчислюють пріоритетне значення товщини ламінарного (Л) приграничного шару для гравітаційного чи відцентрового осадження з рівності 2 [1,2];

$$\text{а) } \delta_{\text{ІД}} = \sqrt[3]{\frac{\mu^2}{g(\rho_{\times} - \rho_{\text{Е}})\rho_{\text{Е}}}}; \quad \text{б) } \delta_{\text{ІД}}^{\text{О}} = \sqrt[3]{\frac{\mu^2}{\omega^2 r(\rho_{\times} - \rho_{\text{Е}})\rho_{\text{Е}}}}; \quad (2)$$

– з визначеного нами критеріального співвідношення [1,2] розраховують пріоритетний середній діаметр подрібненої сировини 3:

$$\text{а) } \frac{d_{\text{ІД}}}{\delta_{\text{ІД}}} \approx \sqrt[3]{\text{Ar}_{\text{ІД}}}; \quad \text{б) } \frac{d_{\text{ІД}}}{\delta_{\text{ІД}}} \approx \sqrt[3]{\text{Ar}_{\text{ОПТ}}^{\text{М}}}, \quad (3)$$

де  $d_{\text{ІД}}$ ,  $\delta_{\text{ІД}}$  – пріоритетні значення середніх діаметрів подрібненої сировини і відповідні пріоритетні середні значення товщини Л приграничних шарів;  $m$ ;  $\text{Ar}_{\text{ІД}}$ ,  $\text{Ar}_{\text{ОПТ}}^{\text{М}}$  – пріоритетні значення чисел Архімеда і модифікованого числа Архімеда для гравітаційного (а) та відцентрового (б) осадження, відповідно.

Для прикладу подаємо розрахунок пріоритетних середніх розмірів подрібнення підшлункової залози для умов екстрагування субстанції інсуліну в полі гравітаційних сил, тобто у гравітаційному екстракторі [3].

Інсулін являє собою ферментний препарат, який застосовують при лікуванні цукрового діабету. Технологічна схема виробництва інсуліну висвітлена, зокрема в довіднику [4, с. 41]. Згідно поданого вище алгоритму, визначаємо основні фізичні характеристики подрібненої сировини та екстрагента:

1. Фізичні властивості екстрагента та сировини є такими:

Густина розчинника –  $\text{C}_2\text{H}_5\text{OH}$  (85 мас.%) +  $\text{H}_3\text{PO}_4$  (2 мас.%) –  $\rho_{\text{Е}} = 940 \text{ кг/м}^3$ ; динамічна в'язкість розчинника –  $\mu = 0,00134 \text{ Па}\cdot\text{с}$ ; коефіцієнт поверхневого натягу розчинника –  $\sigma = 0,0318 \text{ Н/м}$ ; густина сировини (підшлункова залоза) –  $\rho_{\text{Ч}} = 1060 \text{ кг/м}^3$ ; гідрофільність поверхні залози –  $\cos \theta = 0,86$ ; коефіцієнт форми частинки –  $\psi = 0,77$ .

2. Враховуючи те, що нами пропонується проводити таке екстрагування в полі гравітаційних сил у гравітаційному екстракторі [3], параметр оптимізації В для цих умов обчислюємо з рівності (1а):

$$B = 3,076 \sqrt[6]{\frac{(\sigma \cdot \cos \theta)^3 \cdot \rho_{\text{Е}}^2}{\mu^4 g(\rho_{\times} - \rho_{\text{Е}})}} = 3,076 \sqrt[6]{\frac{(0,0318 \cdot 0,86)^3 \cdot 940^2}{0,00134^4 \cdot 9,8(1060 - 940)}} = 126.$$

3. Розраховуємо пріоритетне значення числа Рейнольдса:

$$\text{Re}_{\text{ІД}} = 2 \cdot B = 126 \cdot 2 = 252.$$

4. Оскільки маємо перехідний (П) режим осадження подрібнених частинок підшлункової залози у екстрагенті, то пріоритетне значення числа Архімеда визначаємо із загальновідомого критеріального рівняння для цього режиму:

Пріоритетне значення числа Архімеда для П режиму осадження ( $\text{Re}_{\text{ІД}} < 500$ ):  $\psi \text{Ar}_{\text{ІД}} = (\text{Re}_{\text{ІД}}/0,152)^{1,4}$ ;  $\text{Ar}_{\text{ІД}} = 41772$ .

5. Визначаємо пріоритетне значення товщини ламінарного приграничного шару для гравітаційного осадження при використанні в якості розчинника –  $C_2H_5OH$  (85 мас.%) +  $H_3PO_4$  (2 мас.%) з рівності 2а [1,2]:

$$\delta_{i \text{ Д}} = \sqrt[3]{\frac{\mu^2}{g(\rho_{\times} - \rho_E)\rho_E}} = \sqrt[3]{\frac{0,00134^2}{9,8(1060 - 940)940}} = 0,11755 \cdot 10^{-3} \text{ м.}$$

6. З критеріального співвідношення 3а обчислюємо пріоритетний середній діаметр подрібнення підшлункової залози:

$$\frac{d_{i \text{ Д}}}{\delta_{i \text{ Д}}} \approx \sqrt[3]{Ar_{i \text{ Д}}} = \sqrt[3]{41772} = 34,69; d_{\text{ПР}} = \delta_{\text{ПР}} \cdot 34,69 = 0,11755 \cdot 34,69 = 4,07 \cdot 10^{-3} \text{ м.}$$

Перевіркою даного розрахунку може бути визначення пріоритетного числа Рейнольдса чи Архімеда для відомого уже середнього діаметра подрібнення твердої сировини. Так, число Архімеда за пріоритетного середнього діаметра подрібнення підшлункової залози:

$$Ar = \frac{gd^3(\rho_{\times} - \rho_E)\rho_E}{\mu^2} = \frac{9,8(4,07 \cdot 10^{-3})^3(1060 - 940)940}{0,00134^2} = 41506,$$

а число Рейнольдса:  $Re = 0,152(\psi Ar)^{0,715} = 0,152(0,77 \cdot 41506)^{0,715} \approx 253$

Як бачимо, числа Рейнольдса та Архімеда задовільно співпадають з тими, які ми визначали згідно нашої методики (пункти 3 і 4)[1,2].

Виходячи із запропонованого алгоритму, можна оптимізувати параметри подрібнення рослинної або тваринної сировини, а також і інші параметри при виробництві низки лікарських форм, основним процесом вилучення яких є екстрагування в системі тверде тіло-рідина.

За визначенням параметри оптимізації В або  $V_{\text{Ц}}$  є пріоритетними коефіцієнтами турбулізації приграничного Л шару і, якщо їхні числові значення є великими, то відповідно малими є значення товщини Л приграничних шарів, бо ці значення можна визначити з формул 4.

$$\text{а) } \delta = \sqrt{\frac{9,42 \cdot \sigma \cdot \cos\theta}{g(\rho_{\times} - \rho_{\text{Н}})}} / \hat{E}_{\text{О}}; \quad \text{б) } \delta = \sqrt{\frac{9,42 \cdot \sigma \cdot \cos\theta}{\omega^2 r(\rho_{\times} - \rho_{\text{Н}})}} / \hat{E}_{\text{О}}, \quad (4)$$

де  $K_T$  – пріоритетний коефіцієнт турбулізації приграничного Л шару ( $K_T = Re_p / Re_{\text{кр1}}$ ),  $Re_p$  – робоче значення числа Рейнольдса;  $Re_{\text{кр1}}$  – критичне значення числа Рейнольдса ( $Re_{\text{кр1}}=2$ ).

Очевидним є те, що коли параметри оптимізації В або  $V_{\text{Ц}}$  набувають критичних значень, тобто  $K_T = 250$ , то маємо межу переходу П режиму осадження в турбулентний (Т) ( $Re_{\text{кр1}}=2$ ;  $Re_{\text{кр2}}=500$ ), і ефективність виходу екстракту в екстрагент різко зростатиме за рахунок відносно великих значень чисел Рейнольдса та можливості подрібнення сировини до відносно малих середніх розмірів.

Параметри оптимізації В або  $V_{\text{Ц}}$  не залежать від середнього діаметра подрібненої сировини (формули 1а,1б), а лиш від фізичних характеристик сировини та екстрагента. Тому, при оптимізації середніх розмірів подрібнення за нашою методикою Т режиму осадження можна добитися лиш тоді, коли екстрагент є дуже потужним летким

середовищем і має достатньо малі значення густини, динамічної в'язкості, коефіцієнта поверхневого натягу.

Яскравим прикладом такого підходу може бути оптимізація параметрів екстрагування при виробництві субстанції спленіну [4, с. 149],[5]:

Фізичні властивості екстрагенту та сировини є такими:

1. Густина розчинника – дихлоретану –  $\rho_E = 860 \text{ кг/м}^3$ ; динамічна в'язкість розчинника –  $\mu = 0,00016 \text{ Па}\cdot\text{с}$ ; коефіцієнт поверхневого натягу розчинника –  $\sigma = 0,031 \text{ Н/м}$ ; густина сировини (селезінка) –  $\rho_{\text{ч}} = 1100 \text{ кг/м}^3$ ; гідрофільність поверхні –  $\cos \theta = 0,89$ .

2. Параметр оптимізації гравітаційного процесу екстракції зі співвідношення 1а:

$$B = 3,07 \sqrt[6]{\frac{(\sigma \cdot \cos \theta)^3 \cdot \rho_E^2}{\mu^4 g(\rho_{\text{ч}} - \rho_E)}} = 3,07 \cdot \sqrt[6]{\frac{(0,031 \cdot 0,89)^3 \cdot 860^2}{0,00016^4 \cdot 9,8(1100 - 860)}} = 451.$$

3. Пріоритетне значення числа Рейнольдса:  $Re_{\text{ПР}} = 2 \cdot B = 902$ .

4. Пріоритетне значення числа Архімеда для Т режиму осадження ( $Re > 500$ ;  $\psi Ar_{\text{ПР}} > 83000$ ):  $\psi Ar_{\text{ПР}} = (Re_{\text{ПР}}/1,74)^2$ ;  $Ar_{\text{ПР}} = 348999$ .

5. Пріоритетна товщина Л шару при використанні в якості розчинника дихлоретану.

$$\delta_{i \text{ Д}} = \sqrt[3]{\frac{\mu^2}{g(\rho_{\text{ч}} - \rho_E)\rho_E}} = \sqrt[3]{\frac{0,00016^2}{9,8(1100 - 860)860}} = 0,023 \cdot 10^{-3} \text{ м.}$$

6. З критеріального співвідношення 3а обчислюємо пріоритетний середній діаметр подрібнення селезінки:

$$\frac{d_{i \text{ Д}}}{\delta_{i \text{ Д}}} = \sqrt[3]{Ar_{i \text{ Д}}} = \sqrt[3]{348999} = 70,4; \quad d_{\text{ПР}} = \delta_{i \text{ Д}} \cdot 70,4 = 0,023 \cdot 70,4 = 1,62 \approx 1,5 \cdot 10^{-3} \text{ м.}$$

Перевіркою даного розрахунку, як і в попередньому, може бути визначення пріоритетного числа Рейнольдса чи Архімеда для відомого уже середнього діаметра подрібнення твердої сировини:

Так, число Архімеда за пріоритетного середнього діаметра подрібнення підшлункової залози:

$$Ar = \frac{gd^3(\rho_{\text{ч}} - \rho_E)\rho_E}{\mu^2} = \frac{9,8(1,62 \cdot 10^{-3})^3(1100 - 860)860}{0,00016^2} = 342779,$$

а число Рейнольдса:  $Re = 1,74(\psi Ar)^{0,5} = 1,74(0,77 \cdot 342779)^{0,5} = 894$ .

Як бачимо, значення чисел Рейнольдса та Архімеда практично співпадають. Леткий і малов'язкий дихлоретан дає можливість суттєво зменшити середні пріоритетні розміри подрібнення сировини в порівнянні з етиловим спиртом і тим самим, прискорити дифузійний процес при гравітаційному екстрагуванні. Порівняння можна зробити за співвідношенням 5[2]:

$$\frac{M_n}{M_k} = \frac{Re_n^{0,5} d_k^2}{Re_k^{0,5} d_n^2} \cdot \left( \frac{Re_n}{Re_k} \right)^{0,66}, \quad (5)$$

де  $M_n, M_k$  – маси екстракту, що виділяється з подрібнених частинок при їх осадженні з  $n$ -им чи  $k$ -им діаметром, відповідно, кг/с;  $Re_n, Re_k$  – пріоритетні числа Рейнольдса при осадженні частинок з  $n$ -им чи  $k$ -им діаметром, відповідно;  $d_n, d_k$  – відповідні середні діаметри частинок, м.

$$\frac{M_n}{M_k} = \frac{Re_n^{0,5} d_k^2}{Re_k^{0,5} d_n^2} \cdot \left( \frac{Re_n}{Re_k} 0,66 \right)^{0,66} = \frac{902^{0,5} 4^2}{252^{0,5} 1,6^2} \cdot \left( \frac{902}{252} 0,66 \right)^{0,66} = 11,8 \cdot 1,76 \approx 20 \text{ разів.}$$

Отже, можливість виходу субстанції спленіну із селезінки є приблизно у 20 разів вищою, ніж при екстрагуванні субстанції інсуліну з підшлункової залози. Оскільки час екстрагування спленіну дихлоретаном є дуже великим [4, с. 149] (декілька діб), то такий підхід є виправданим.

Аналогічне порівняння можна зробити при екстрагуванні препаратів із рослинної сировини у воді при різних температурах. Нами показано, що параметри оптимізації  $B$ , пріоритетні числа Рейнольдса, Архімеда, та пріоритетні середні розміри подрібнення сировини з густиною  $\rho_{\text{ч}} = 1100 \text{ кг/м}^3$  у воді в залежності від температури змінюються наступним чином [6, с. 72]:

Таблиця – Оптимізація параметрів псевдозрідженого шару в системі тверда частинка-вода в залежності від температури [6, с. 72]

Температура, °C	Параметр оптимізації, $B$ (з формули 1а).	Пріоритетне число Рейнольдса, $Re_{\text{пр.}} = 2 \cdot B$	Пріоритетне число Архімеда, $A_{\text{пр.}}$	Пріоритетна товщина шару, $\delta_{\text{пр.}}$ мм (з формули 2а).	Пріоритетний діаметр подрібнення сировини, $d_{\text{пр.}}$ мм (з формули 3а).
10	172	344	64421	0,12	4,8
20	203	406	81281	0,1	4,3
30	231	462	97590	0,086	3,95
40	259	518	115335	0,074	3,6
50	287	574	140959	0,065	3,39
60	311	622	165982	0,058	3,2
70	335	670	193011	0,052	3,0
80	358	716	219906	0,047	2,83
90	377	755	244641	0,043	2,68
100	395	790	267280	0,039	2,5

Так, зі співвідношення 5, відношення мас екстракту при температурі води  $70^\circ\text{C}$  і  $20^\circ\text{C}$  при оптимізації всіх параметрів складає:

$$\frac{M_n}{M_k} = \frac{Re_n^{0,5} d_k^2}{Re_k^{0,5} d_n^2} \cdot \left( \frac{Re_n}{Re_k} 0,66 \right)^{0,66} = \frac{670^{0,5} 4,3^2}{406^{0,5} 3^2} \cdot \left( \frac{670}{406} 0,66 \right)^{0,66} = 2,64 \cdot 0,99 \approx 2,6 \text{ рази.}$$

Як бачимо з таблиці, після 40 °С числа Рейнольдса, Архімеда та параметри оптимізації В переходять через критичні значення, тобто, не зважаючи на те, що пріоритетні середні розміри подрібнення частинок суттєво зменшуються, маємо Т режим осадження частинок і вихід маси екстракту за умов оптимізації всіх параметрів суттєво зростає.

#### Література

1. Білонога Ю.Л., Білонога Д.М. Критерій оптимізації гравітаційного процесу екстракції в системі тверде тіло-рідина або рідина-рідина // Вісник НУ “Львівська політехніка” Оптимізація виробничих процесів і технічний контроль у машинобудуванні та приладобудуванні. – 2003. – № 480. – С. 3–6.

2. Білонога Ю.Л. Оптимізація параметрів подрібнення твердої сировини під час розчинення та екстракції в полі гравітаційних або відцентрових сил // Вісник НУ “Львівська політехніка” Оптимізація виробничих процесів і технічний контроль у машинобудуванні та приладобудуванні. – 2004. – № 481. – С. 104–116.

3. ПАТ. 56795 А Україна, МПК 7А61К38/17, С07К1/00. Пристрій для інтенсифікації перебігу дифузійних процесів в системі тверде тіло-рідина, наприклад, інтенсифікації екстракції інсуліну з підшлункової залози забійних тварин / Р.Й. Кравців, Ю.Л. Білонога, Л.В. Занічковська – № 2002097493; заявлено 17.09.02; опубл. 15.05.03, Бюл. № 5.

4. Гуров В.А., Иноземцева М.А., Замиховский А.Б. Справочник по производству органолептических. – М: Пищевая промышленность. –1970. – 317 с.

5. ПАТ. 75736 А Україна, МПК 7А61К35/28. Спосіб екстракції спленіну / Р.Й. Кравців, Ю.Л. Білонога, Л.В. Занічковська – № 20040503493; заявлено 11.05.04; опубл. 15.05.06, Бюл. № 5.

6. Білонога Ю.Л. Оптимізація параметрів псевдозрідженого шару в системі тверде тіло – рідина / Ю.Л. Білонога, М.І. Пашечко, Б.Р. Ціж // Холодильна техніка і технологія. – 2005. – №1 – С.69–76.

#### Bibliography (transliterated)

1. Bilonoga Yu.L., Bilonoga D.M. Kriteriy optimizatsiyi gravitatsiynogo protsesu ekstraktsiyi v sistemі tverde tilo-ridina abo ridina-ridina Visnik NU “Lvivska poli-tehnika” Optimizatsiya virobnychih protsesiv i tehnicnyi kontrol u mashinobuduvanni ta priladobuduvanni. – 2003. – # 480. – p. 3–6.

2. Bilonoga Yu.L. Optimizatsiya parametriv podribnennya tverdoyi sirovini pid chas rozchinennya ta ekstraktsiyi v poli gravitatsiynih abo vidtsentrovih sil Visnik NU “Lvivska politehnika” Optimizatsiya virobnychih protsesiv i tehnicnyi kontrol u mashinobuduvanni ta priladobuduvanni. – 2004. – # 481. – p. 104–116.

3. PAT. 56795 A Ukrayina, MPK 7A61K38/17, S07K1/00. Pristriy dlya intensifikatsiyi perebigu difuziynih protsesiv v sistemі tverde tilo-ridina, napriklad, intensifikatsiyi ekstraktsiyi insulynu z pidshlunkovoyi zalozi zabiynih tvarin R.Y. Kravtsiv,

Yu.L. Bilonoga, L.V. Zanichkovska – # 2002097493; zayavleno 17.09.02; opubl. 15.05.03, Byul. # 5.

4. Gurov V.A., Inozemtseva M.A., Zamihovskiy A.B. Spravochnik po proizvodstvu organopreparatov. – M: Pischevaya promyshlennost. –1970. – 317 p.

5. PAT. 75736 A Ukrayina, MPK 7A61K35/28. Sposib ekstraktsiyi spleninu R.Y. Kravtsiv, Yu.L. Bilonoga, L.V. Zanichkovska – # 20040503493; zayavleno



11.05.04; opubl. 15.05.06, Byul. # 5.

6. Bilonoga Yu.L. Optimizatsiya parametriv psevdozridzhenogo sharu v sistemi tverde tilo – ridina i Yu.L. Bilonoga, M.I. Pashechko, B.R. Tsizh Holodilna tehnika i tehnologiya.– 2005.– #1 – p.69–76.

УДК 664:661.12]. 021.3

Билонога Ю.Л., Билонога Д.М.

**АНАЛИЗ ЗНАЧЕНИЙ ПАРАМЕТРОВ ОПТИМИЗАЦИИ  
НА ПРИМЕРЕ ЭКСТРАГИРОВАНИЯ ОРГАНОПРЕПАРАТОВ  
И ПРЕПАРАТОВ РАСТИТЕЛЬНОГО ПРОИСХОЖДЕНИЯ**

Представлен алгоритм оптимизации параметров псевдооживленного слоя в системе твердое тело-жидкость на примере экстрагирования органолепепаратов с эндокринного сырья. С точки зрения критических значений чисел Рейнольдса и параметров оптимизации В на примере экстрагирования субстанции инсулина с измельченной поджелудочной железы и субстанции спленина с измельченной селезенки животных в разных экстрагентах, проанализирована эффективность прохождения диффузионного процесса. Аналогичная эффективность оптимизации за предложенным алгоритмом показана, также, на примере экстрагирования с растительного сырья при разных температурах воды.

УДК 621.867.72

Щедролосев А.В.

## ОПТИМИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ И ВРЕМЕНИ ВЫГРУЗКИ ГРУЗОВЫХ НАСОСОВ НА ТАНКЕРАХ-ПРОДУКТОВОЗАХ

Одной из немаловажных задач в решении проблемы совершенствования энергоиспользования в комплексе специальных систем СЭУ “подогрев-выгрузка” наливных судов является вопрос определения производительности винтовых грузовых насосов в зависимости от дедвейта судна, времени выгрузки и организации грузовых работ с минимальными затратами энергии и топлива.

Существующие отдельные рекомендации отраслевых нормативных документов по определению параметров грузовых насосов – РД 5.5452-80 [4] и подогреву вязких грузов до рабочей температуры, обеспечивающей их выгрузку насосами по РД 5.5524-82 [5], не позволяют определить оптимальные параметры грузовых насосов и выявить значительные резервы экономии энергии и топлива в комплексе систем “подогрев-выгрузка”.

Известные решения авторов [1–3] по совместной работе подогрева и выгрузки жидких грузов не учитывают значительных влияний на параметры насосов изменений физико-химических свойств вязких нефтепродуктов и влияния температуры окружающей среды. Кроме того, эти решения были выполнены для трубчатой системы подогрева груза и поэтому не учитывают отбора части выкачиваемого груза на циркуляционный подогрев его во время выгрузки.

В связи с отмеченным, рекомендации и расчетные зависимости параметров подогрева и выгрузки по работам [1–5] не могут служить основанием для определения оптимальных параметров грузовых насосов на танкерах-продуктовозах.

Для восполнения существующего пробела в проектных и эксплуатационных решениях проблемы снижения энергозатрат в специальных системах “подогрев-выгрузка” наливных судов выполнено экспериментальное исследование по определению оптимальных производительности винтовых грузовых насосов, времени выгрузки, загрузки СЭС, затрат топлива и организации выгрузки на основе использования имитационного математического моделирования функционирования технических средств и технологических процессов подогрева-выгрузки [6].

В качестве модели использована созданная в работе [6] математическая модель комплекса технических средств и технологических процессов, взаимосвязанных с СЭУ, судном и влияниями внешней среды.

Целевая функция модели по минимуму топливных затрат на функционирование устройств и технологических процессов позволяет определить оптимальную производительность грузовых насосов и других указанных выше параметров.

В качестве расчетных величин в исследованиях приняты грузовые и тепловые характеристики базового танкера-продуктовоза  $D_w = 29$  тыс. т проекта 15966 постройки Херсонского судостроительного завода.

Танкер-продуктовоз предназначен для перевозки 7 сортов вязких нефтехимических продуктов. Каждый из 14 грузовых танков оборудован индивидуальной системой циркуляционного подогрева и принятыми в исследованиях погружными винтовыми негерметичными насосами, вместо проектных центробежных.

Параметры окружающей среды приняты для районов умеренных климатических условий, рекомендуемых для танкеров-продуктовозов:  $t_{заб. вод} = 5^{\circ}\text{C}$ ;  $t_{возд} = 5^{\circ}\text{C}$ .

В качестве груза рассматривалась транспортировка и выгрузка мазутов марок М20–М200.

Начальная температура подогрева груза  $t_{нач}$  определялась по допустимой температуре его остывания  $t_{дон}$  [5]. Рабочая температура жидкого груза принималась по предельной вязкости, обеспечивающей выгрузку груза винтовыми насосами  $t_p$  [5].

Подогрев груза во время выгрузки производился путем отбора части выкачиваемого груза на циркуляционный подогрев, на уровне компенсации теплопотерь.

Время выгрузки груза из танкеров регламентируется РД [4] в зависимости от дедвейта либо условиями заказчика. Для расчетного танкера-продуктовоза пр. 15966  $Dw = 30$  тыс. т время выгрузки должно составлять  $\tau_в = 12$ ч. Для танкеров, перевозящих темные продукты, время выгрузки увеличивают на 10 % [4].

Для ограничения мощности СЭС применяют выгрузку груза в несколько очередей группами насосов.

При разгрузке груза группами по 7 танков время выгрузки должно составлять не более 6,6 ч., при разгрузке группами по 5 танков время выгрузки – 4,4 ч. В расчете условно рассмотрена одновременная разгрузка всех 14 танков за 13,2 ч.

Результаты исследования по определению оптимальной производительности грузовых насосов  $V_z$  по времени выгрузки  $\tau_в$ , нагрузке СЭС  $P_{СЭС}$ , суммарным затратам топлива  $\sum B_m$  за 20-суточный рейс на подогрев и выгрузку перевозимого мазута марки М100 при температуре груза в режиме поддержания  $t_{сп} = 35^{\circ}\text{C}$  на танкере-продуктовозе проекта 15966 приведены на рис. 1 и 2.

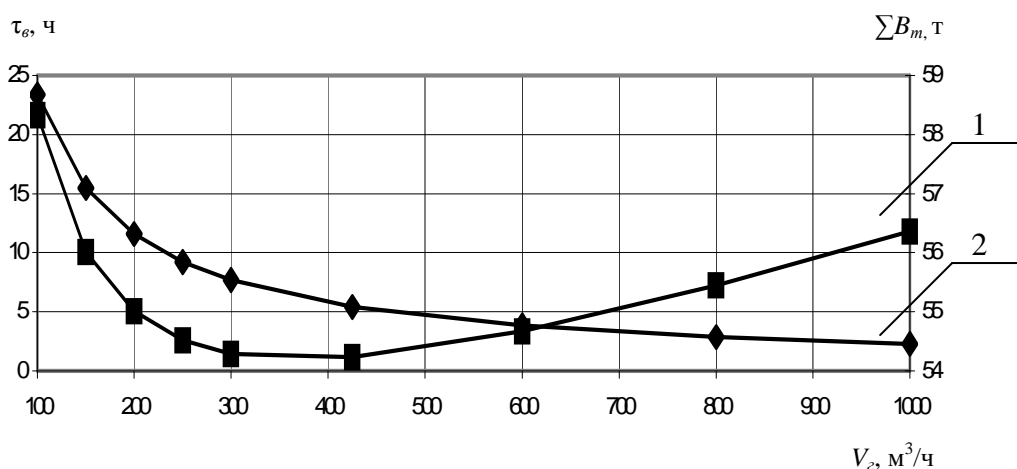


Рисунок 1 – Зависимость времени выгрузки груза и суммарных затрат топлива от производительности грузового насоса:

1 – суммарные затраты топлива, т; 2 – время выгрузки, ч.

Анализ рис. 1 показал, что с увеличением производительности грузовых насосов  $V_z$ ,  $\text{м}^3/\text{ч}$ , по каждому из танков время выгрузки  $\tau_в$ , ч, снижается, а по условиям минимума  $\sum B_m$  определяется оптимум –  $V_{z,o} = 425$   $\text{м}^3/\text{ч}$ .

Рис. 2 свидетельствует о линейном возрастании загрузки СЭС  $P_{СЭС}$ , кВт, при увеличении производительности грузовых насосов. Оптимум производительности грузового насоса равен –  $V_{z,o} = 425$   $\text{м}^3/\text{ч}$ .

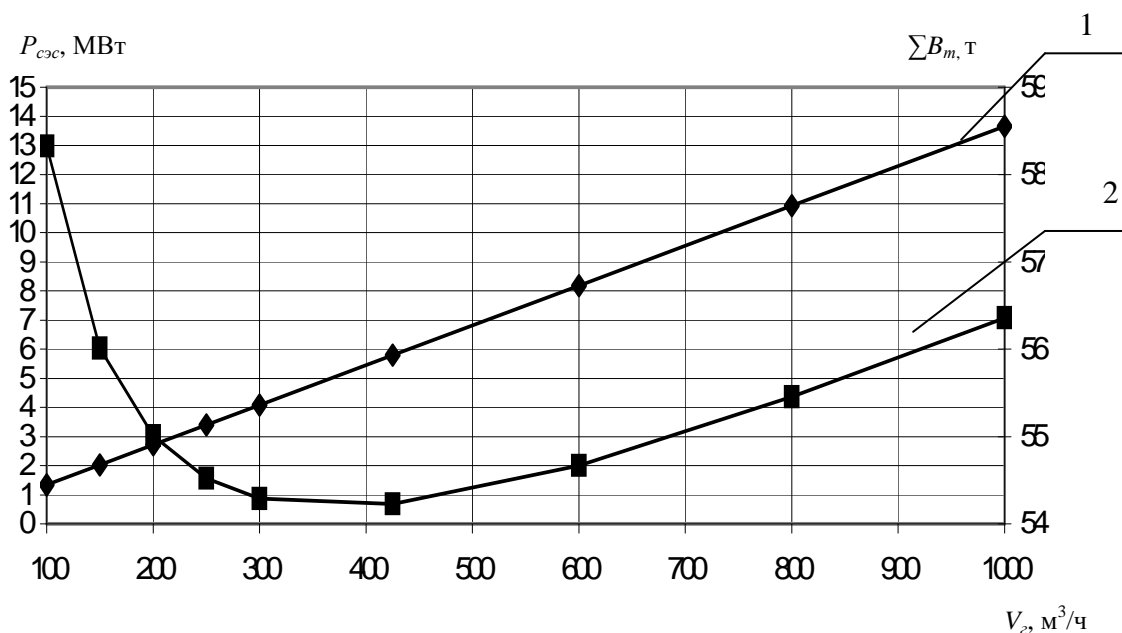


Рисунок 2 – Зависимость загрузки СЭС и суммарных затрат топлива от производительности грузового насоса:

- 1 – загрузка СЭС, МВт;
- 2 – суммарные затраты топлива, т.

Для согласования времени выгрузки груза  $\tau_g$  и загрузки СЭС  $P_{сэс}$  в зависимости от производительности насосов  $V_g$ , режима выгрузки и затрат топлива в таблице рассмотрены возможные их варианты.

Таблица 1 – Согласование времени выгрузки груза и загрузки СЭС в зависимости от производительности насосов, режима выгрузки и затрат топлива

Производительность грузового насоса $V_g, \text{ м}^3/\text{ч}$	Режим выгрузки, количество очередей, шт.	Время выгрузки суммарное $\Sigma \tau_g, \text{ ч}$	Нагрузка СЭС по режимам $P_{сэс}, \text{ кВт}$	Суммарные затраты топлива на подогрев и выгрузку груза $\Sigma B_m, \text{ т}$
300	1	7,68	4079	54,286
300	2	15,36	2040	54,286
425	1	5,41	5792	54,229
425	2	10,82	2896	54,229
425	3	16,23	1931	54,229
600	1	3,82	8191	54,670
600	2	7,64	4092	54,670
600	3	11,46	2730	54,670

Учитывая, что танкер-продуктовоз разгружается практически за несколько очередей, целесообразно применить грузовые насосы производительностью  $V_g = 425 \text{ м}^3/\text{ч}$ , в две очереди за 10,82 ч.

Анализ результатов исследований показал, что при перевозках менее вязких мазутов оптимум производительности грузовых насосов по минимуму суммарных затрат практически не изменяется. Время выгрузки  $\tau_g$  незначительно возросло (на 5,2 %) из-за снижения объемного КПД насосов. Нагрузка СЭС практически не изменяется. Затраты

топлива на выгрузку снижаются. Суммарные затраты топлива на подогрев и выгрузку уменьшаются в среднем в 7,5 раз.

Сопоставление полученных результатов подтверждает целесообразность применения на танкере индивидуальных винтовых грузовых насосов производительностью  $V_2 = 425 \text{ м}^3/\text{ч}$  на каждом грузовом танке.

### Выводы

1. Впервые, в результате комплексной оптимизации систем циркуляционного подогрева и выгрузки груза винтовыми насосами, путем имитационного математического моделирования определена оптимальная производительность грузовых насосов по времени выгрузки, загрузке СЭС, затратам топлива и организации выгрузки.

2. Согласование времени выгрузки и загрузки СЭС предусматривает определенную организацию выгрузки груза.

3. Оптимум производительности грузовых насосов по минимуму суммарных затрат и нагрузке СЭС при выгрузке мазутов различной вязкости практически не изменяется.

4. Суммарные затраты топлива на подогрев и выгрузку более вязких мазутов значительно возрастают.

5. Выполненное исследование раскрывает широкие возможности для решения последующих задач повышения энергоэффективности комплекса специальных систем “подогрев-выгрузка” и в целом СЭУ универсальных наливных судов.

### Литература

1. Кутыркин В.А., Постников В.И. Специальные системы нефтеналивных судов. Справочник. – М.: Транспорт, 1983. –192 с.

2. Кутыркин В.А. Теоретические основы выгрузки высоковязких нефтепродуктов из речных судов. Автореф. дис. .... канд. техн. наук. – Горький, 1979. – 54 с.

3. Рабей И.Л., Сизов Г.Н. Специальные системы нефтеналивных судов. –Л.: Судостроение, 1966. – 316 с.

4. РД 5.5452-80. Системы грузовая и зачистная нефтеналивных судов. Правила и нормы проектирования. – М.: Министерство судостроения СССР, 1980. –53 с.

5. РД 5.5524-82. Системы подогрева жидких грузов морских нефтеналивных судов. Правила и нормы проектирования. – М.: Министерство судостроения СССР, 1982. – 105 с.

6. Щедролосев А.В. Повышение энергоэффективности систем подогрева и выгрузки вязких продуктов на наливных судах методом комплексной оптимизации параметров устройств и режимов технологических процессов // Зб. наук. праць УДМТУ. – Миколаїв: УДМТУ, 2003. – № 2. – С. 41–51.

### Bibliography (transliterated)

1. Kutyirkin V.A., Postnikov V.I. Spetsialnyie sistemyi neftenalivnyih sudov. Spravochnik. – M.: Transport, 1983. –192 p.

2. Kutyirkin V.A. Teoreticheskie osnovyi vyigruzki vyisokovyazkih nefteproduktov iz rechnyih sudov. Avtoref. dis. .... kand. tehn. nauk. – Gorkiy, 1979. – 54 p.

3. Rabey I.L., Sizov G.N. Spetsialnyie sistemyi neftenalivnyih sudov. –L.: Sudostroenie, 1966. – 316 p.

4. RD 5.5452-80. Sistemyi gruzovaya i zachistnaya neftenalivnyih sudov. Pravila i normyi proektirovaniya. – M.: Ministerstvo sudostroeniya SSSR, 1980. –53 p.

5. RD 5.5524-82. Sistemyi podogreva zhidkih gruzov morskikh neftenalivnyih sudov. Pravila i normyi proektirovaniya. – M.: Ministerstvo sudostroeniya SSSR, 1982. – 105 p.

6. Schedrolosev A.V. Povyishenie energoeffektivnosti sistem podogreva i vyigruzki vyazkih produktov na nalivnyih sudah metodom kompleksnoy optimizatsii para-metrov ustroystv i rezhimov tehnologicheskikh protsessov Zb. nauk. prats UDMTU. – Mikolayiv: UDMTU, 2003. – # 2. – p. 41–51.

УДК 621.867.72

Щедролосєв О.В.

**ОПТИМІЗАЦІЯ ПРОДУКТИВНОСТІ Й ЧАСУ ВИВАНТАЖЕННЯ  
ВАНТАЖНИХ НАСОСІВ НА ТАНКЕРАХ-ПРОДУКТОВОЗАХ**

Уперше методом математичного моделювання визначена оптимальна продуктивність гвинтових вантажних насосів за часом вивантаження, завантаження суднової електростанції, організації роботи вантажної системи, витратам палива на підігрів і вивантаження в'язких вантажів на танкерах-продуктовозах.

УДК 661.644.2

Мазницкая О.В., Оксанич А.П., Орел В.И.

### ОСОБЕННОСТИ РЕКТИФИКАЦИОННОЙ ОЧИСТКИ $AsCl_3$

Мышьяк особой чистоты широко применяют в полупроводниковой и квантовой электронике, где он является составной частью полупроводниковых соединений типа  $A^{III}B^V$ , таких как GaAs, InAs, AlAs и VAs. Повышенный интерес к таким соединениям вызван большой перспективностью их использования. Применение соединений типа  $A^{III}B^V$ , в том числе арсенидов, обеспечивает более широкий выбор полупроводниковых параметров по сравнению с элементарными полупроводниками.

Мышьяк также применяют для приготовления тройных и более сложных гетеровалентных фаз, таких как  $Cu_3AsS_4$ ,  $Cu_3AsSe_4$ , GaAs-ZnSe, InAs-CdTe, InAs-HgTe и других. Особо чистый мышьяк используют в полупроводниковом производстве в качестве легирующей добавки.

Качество полупроводниковых материалов в значительной степени зависит от чистоты трихлорида мышьяка [1]. Микропримеси, содержащиеся в нем, значительно влияют на электрофизические свойства арсенида галлия [2,3]. В связи с этим большое практическое значение имеет глубокая очистка  $AsCl_3$  с использованием физико-химических методов и, в частности, его ректификация с целью получения продукта особой чистоты.

Особенности технологии получения  $AsCl_3$ , утвердившиеся в промышленности, обуславливают его загрязнение продуктами гидролиза ( $As(OH)Cl_2$ ,  $As(OH)_2Cl$ ), которые существенно влияют на его последующую очистку [4].

Целью данной работы является изучение поведения трихлорида мышьяка в солянокислых растворах для последующего введения технологических приемов, позволяющих освободиться от основных хлоридов мышьяка на ранних этапах его очистки.

Исследование поведения  $AsCl_3$  в соляной кислоте проводилось на приборе Отмера [5]. Приборы такого типа позволяют изучать системы с ограниченной растворимостью.

В таблице 1 представлены результаты исследований.

Таблица 1 – Зависимость коэффициента относительной летучести  $\alpha$  от концентрации  $AsCl_3$  для исходной молярной концентрации эквивалента  $C_{ЭК}$  соляной кислоты 5,95 н

Концентрация $AsCl_3$ в кубе, %% вес.	Концентрация $AsCl_3$ в дистилляте, %% вес.	$\alpha = \frac{y(1-x)}{x(1-y)}$	примечание
3,8	10,4	2,73	
7,6	19,1	2,51	
11,2	26,2	2,34	
15,4	34,1	2,2	
17,6	34,5	—	расслаивание
18,7	34,8	—	расслаивание

В таблице четко прослеживается уменьшение величины коэффициента относительной летучести в зависимости от концентрации  $AsCl_3$  в азеотропной соляной кислоте. Поэтому для поддержания величины  $\alpha$  необходим механизм, который бы постоянно поддерживал избыток газообразного хлористого водорода в системе. К такому выводу подталкивает также анализ зависимости коэффициента относительной летучести  $AsCl_3$  от концентрации хлористого водорода (рис. 1).

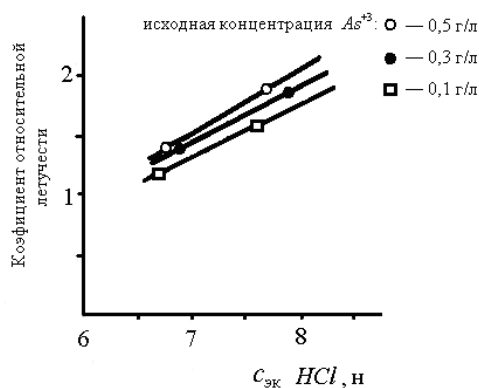


Рисунок 1 – Зависимость коэффициента относительной летучести трихлорида мышьяка из солянокислых растворов от концентрации кислоты

Для реализации такого механизма на этапе предварительной ректификации была предложена конструкция ректификационной колонны для непрерывного процесса ректификации (рис. 2). В соответствии с такой конструкцией, в кубовое пространство с помощью устройства 5 непрерывно подается газообразный хлористый водород, который после прохождения по всей высоте колонны, выходит через выход колонны 1. Вопрос последующей утилизации  $HCl$  в данной работе не рассматривается.

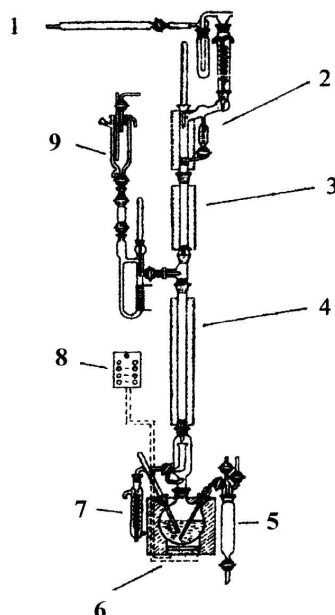


Рисунок 2 – Схема ректификационной колонны, работающей в непрерывном режиме с подачей газообразного  $HCl$  в куб колонны:

- 1 – выход колонны; 2 – отбор легких фракций; 3 – закрепляющая часть колонны;
- 4 – исчерпывающая часть колонны; 5 – подача газообразного  $HCl$ ; 6 – нагреватель куба;
- 7 – отбор кубовых фракций; 8 – пульт управления; 9 – подача исходной смеси



Введение дополнительного газа в паровой поток колонны требует пересчета ее динамических характеристик. На рисунке 3 показана схема потоков колонны.

*Материальный баланс ректификационной колонны:*  
общий материальный баланс

$$F = W + D; \quad (1)$$

материальный баланс колонны за  $AsCl_3$

$$Fx_f = W \cdot x_w + D, \quad (2)$$

где  $x_f$  – концентрация  $AsCl_3$  в начальной смеси;  $x_w$  – концентрация  $AsCl_3$  в нижней части колонны.

Решая совместно уравнение (1) и (2) получим общее уравнение баланса:

$$F = D \frac{1 - x_w}{x_w - x_f}. \quad (3)$$

*Уравнение рабочей линии:*

для сечения над отбором кубового продукта (рис. 3) можно записать уравнение баланса

$$Q(x - x_w) = V(y - x_w). \quad (4)$$

Решая уравнение (4) относительно  $y$  получим:

$$y = \frac{Q}{V}x - \frac{Q - V}{V}x_w, \quad (5)$$

где  $Q = R + F$ ,  $V = R + D$ .

Тогда уравнение рабочей линии будет иметь вид:

$$y = \frac{R + F}{R + D}x - \frac{F - D}{R + D}x_w. \quad (6)$$

Поскольку подаваемый в колонну хлористый водород не принимает участия в материальном балансе колонны, уравнение рабочей кривой не изменяется, но при расчете проходного сечения колонны необходимо учитывать дополнительное количество газа, подаваемого в куб.

### **Выводы**

1. Исследована зависимость коэффициента относительной летучести  $\alpha$  от концентрации трихлорида мышьяка в солянокислом растворе. Найдено, что он изменяется от 2,73 до 2,2 при изменении концентрации  $AsCl_3$  в кубе от 3,8 до 15,4 %.

2. Сопоставлено поведение коэффициента относительной летучести  $\alpha$  с концентрациями  $HCl$  и  $AsCl_3$ .

3. Предложена схема дополнительной подачи хлористого водорода, что позволяет сместить равновесие системы  $AsCl_3$  – водный раствор  $HCl$  – продукты гидролиза в сторону образования трихлорида мышьяка.

4. Показано сохранение уравнения баланса и уравнения рабочей кривой колонны при таком ведении процесса ректификации.

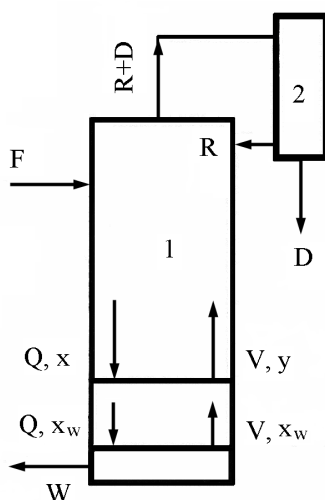


Рисунок 3 – Схема материальных потоков в колонном реакторе:  
 1 – колонна; 2 – дефлегматор; F – начальная смесь; D – дистиллят; W – отбор кубового продукта; R – количество флегмы; Q – количество жидкой фазы в сечении колонны; V – количество газовой фазы в сечении колонны; x, y – составы жидкой и газовой фаз, соответственно, в сечении колонны;  $x_w$  – состав в сечении отбора кубового продукта

#### Литература

1. Reid G.Y., Robinson L.B. Gallium arsenide. Proceedings of the second International symposium. Dallas, Texas, 1968, p. 59.
2. Нисельсон Л.А., Ярошевский А.Г., Гасанов А.А. и др. Глубокая очистка мышьяка // Высокочистые вещества. – 1993. – № 4. – с. 62–74.
3. Каретников Г.С., Ефремов В.А., Ефремов А.А. Труды по химии и химической технологии // Горький ГГУ им. Н.М. Лобачевского. – 1973. – №4 (35). – С. 97.
4. Мазницкая О.В., Новохатько О.В., Орел В.И., Оксанич А.П. Загрязнение примесями кислорода мышьяка при его получении из  $AsCl_3$  // Нові технології №2(12) – 2006. – Науковий вісник КУЕІТУ.– с. 33–35.
5. Э. Крель. Руководство по лабораторной перегонке. –М.: Химия, 1980. – 350 с.

#### Bibliography (transliterated)

1. Reid G.Y., Robinson L.B. Gallium arsenide. Proceedings of the second International symposium. Dallas, Texas, 1968, p. 59.
2. Niselson L.A., Yaroshevskiy A.G., Gasanov A.A. i dr. Glubokaya ochistka myshyaka Vyisokochistyie veschestva. – 1993. – # 4. – p. 62–74.
3. Karetnikov G.S., Efremov V.A., Efremov A.A. Trudyi po himii i himicheskoy tehnologii Gorkiy GGU im. N.M. Lobachevskogo. – 1973. –#4 (35). – p. 97.
4. Maznitskaya O.V., Novohatko O.V., Orel V.I., Oksanich A.P. Zagryaznenie primesyami kisloroda myshyaka pri ego poluchenii iz  $AsCl_3$  Novi tehnologiyi #2(12) – 2006. – Naukoviy visnik KUEITU.– p. 33–35.
5. E. Krel. Rukovodstvo po laboratornoy peregonke. –М.: Himiya, 1980. – 350 p.

УДК 661.644.2

Мазницька О.В., Оксанич А.П., Орел В.І.

### ОСОБЛИВОСТІ РЕКТИФІКАЦІЙНОГО ОЧИЩЕННЯ $AsCl_3$

У статті розглянуто особливості процесу ректифікаційного очищення арсен(III) трихлориду від домішок продуктів його гідролізу в атмосфері хлористого водню. Досліджена залежність коефіцієнта відносної леткості  $\alpha$  арсен(III) трихлориду від його концентрації у солянокислому розчині. Зіставлена поведінка коефіцієнта відносної леткості з концентраціями  $HCl$  і  $AsCl_3$ . Показане збереження рівняння балансу та рівняння робочої кривої колони при такому веденні процесу ректифікації.

УДК 621.924.95

Воронин С.Е., Долгополов В.Г., Костенко И.В., Курцев С.Н., Скрипкин Н.Р., Федянин А.В.

## ОБ УВЕЛИЧЕНИИ ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ ДРОБЕСТРУЙНОЙ КАМЕРЫ ВСАСЫВАЮЩЕГО ТИПА

### Введение

В настоящее время в машиностроении широко применяется струйно-абразивная обработка материалов для очистки отливок от формовочных и стержневых смесей, разнообразного вида поковок от окалины, металлопроката от ржавчины и металлургической окалины, а также для подготовки поверхности под окраску, зачистки кромок под сварку, пайку, склейку, упрочнения поверхностного слоя металла, декоративной отделки материалов и т.д. Благодаря высоким производственным показателям (простота эксплуатации, малая стоимость оборудования и низкие эксплуатационные расходы), способ струйно-абразивной очистки материалов постепенно вытесняет другие виды очистки (огневая, химическая, механическая и т.д.).

### Анализ существующих установок

В зависимости от вида энергоносителя, сообщаемого движением зернам абразива, струйно-абразивные способы очистки поверхности могут быть различны (абразивно-пневматический, абразивно-центробежный, абразивно-гравитационный и др.) [6].

Рассмотрим несколько видов установок для абразивно-пневматической очистки. На рис. 1 показана дробеструйная камера всасывающего типа.

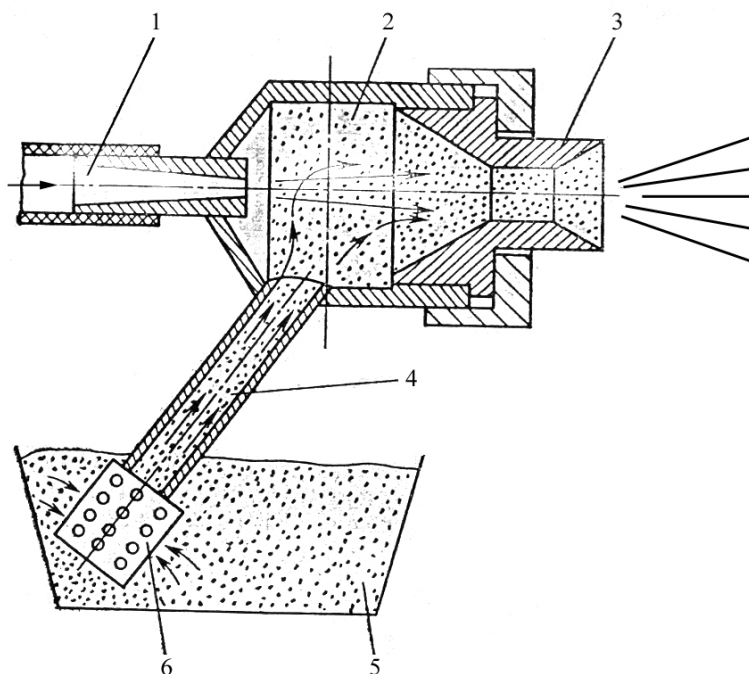


Рисунок 1 – Дробеструйная камера всасывающего типа:

1 – сопло; 2 – камера-смеситель; 3 – калибрующее сопло; 4 – патрубок; 5 – бункер; 6 – насадок

В аппаратах всасывающего типа струя воздуха, выходящая из сопла 1, создает в камере-смесителе 2 и патрубке 4 разрежение, в результате которого в патрубок 4 через отверстия в насадке 6 засасывается атмосферный воздух, перемещающий металлическую дробь из бункера 5 в смеситель. Металлическая дробь подхватывается потоком воздуха из сопла 1, направляется в калибрующее сопло 3 и из него в виде абразивной струи подается на обрабатываемую поверхность. Аппараты всасывающего типа используются для непрерывного процесса очистки, имеют простую систему питания, но при одинаковых диаметрах рабочего сопла и одинаковых значениях параметров (давление воздуха, тип и грануляция дроби) производительность по абразиву (кг/мин) у аппаратов всасывающего типа на 15–25 % ниже, чем у аппаратов нагнетательного типа (рис. 2, 3).

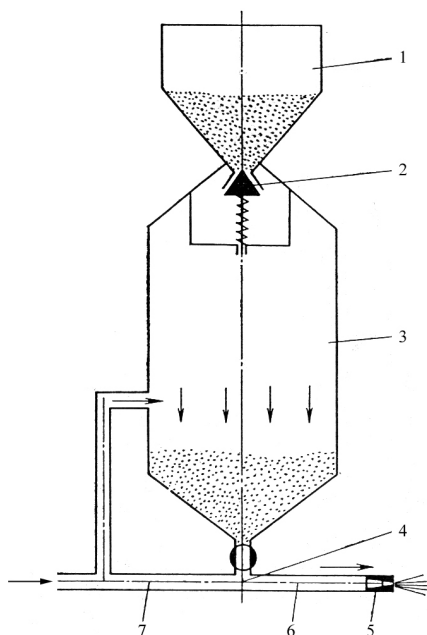


Рисунок 2 – Дробеструйный аппарат нагнетательного типа периодического действия:

- 1 – бункер; 2 – клапан; 3 – камера;
- 4 – смеситель; 5 – сопло; 6 – шланг;
- 7 – трубопровод

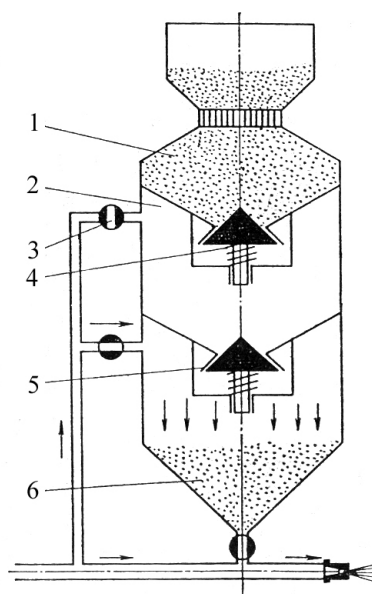


Рисунок 3 – Дробеструйный аппарат нагнетательного типа непрерывного действия:

- 1 – бункер; 2 – верхняя камера; 3 – вентиль;
- 4 – клапан; 5 – клапан; 6 – нижняя камера

В аппаратах нагнетательного типа периодического действия (рис. 2) абразив из питательного бункера 1 через клапан 2 периодически подается в камеру 3, находящуюся под давлением сжатого воздуха. Из камеры абразив поступает в смеситель 4, где подхватывается потоком воздуха, поступающего из магистрали по трубопроводу 7. Смесь воздуха с абразивом по шлангу 6 поступает к соплу 5 и затем в виде струи направляется на обрабатываемую поверхность.

Такие установки имеют рабочую камеру, в которую засыпается определенная порция абразива. После израсходования абразива аппарат перезаряжают, для чего снижают давление в рабочей камере, открывают клапан 2 и засыпают новую порцию абразива.

С целью ликвидации остановов технологического процесса очистки, связанных с наполнением камеры абразивом, применяются аппараты непрерывного действия или двухкамерные (рис. 3).

Работа двухкамерных аппаратов заключается в следующем: из бункера 1 в верхнюю камеру 2 через клапан 4 засыпается абразив. Когда абразив в нижней рабочей камере 6 кончается, в верхней камере открывается вентиль 3 и создается давление, равное давлению в рабочей камере. Клапан 4 под действием давления в верхней камере закрывается, что прекращает поступление абразива. Клапан 5 ввиду равенства давлений в камерах 2 и 6 открывается и абразив, под действием силы тяжести, из верхней камеры пересыпается в рабочую, после чего давление в верхней камере сбрасывают, клапан 5 под действием избыточного давления в рабочей камере запирает горловину, прекращая доступ абразива в рабочую камеру. Из бункера под действием силы тяжести очередная порция абразива через открывшийся клапан 4 поступает в верхнюю камеру – и процесс повторяется.

### Цель и постановка задачи

Целью данной работы является выбор путей модернизации существующей установки, повышающих ее производительность.

В механическом цехе была установлена дробеструйная камера всасывающего типа, в процессе эксплуатации которой выявилось нарушение нормального функционирования, проявляющееся в прекращении подачи дроби в рабочую камеру через сопло при стабильном рабочем давлении воздуха в магистрали – 0,6 МПа.

Анализ рабочего процесса дробеструйного аппарата показал, что нарушение нормального функционирования происходит ввиду недостаточной подачи рабочего материала к соплу 3 (рис. 1) из-за большой протяженности дробепроводного шланга и большого перепада высот от места забора дроби до рабочего сопла. Кроме этого угол осыпания сборного бункера не обеспечивает стабильного пополнения дроби в месте установки насадка 6.

### Пути модернизации и расчет параметров

Переоборудование такого аппарата в аппарат нагнетательного типа затруднительно, поэтому для устранения выявленных недостатков и увеличения производительности аппарата было предложено заменить штатное сопло (рис. 4) на эжекторный пистолет (рис. 5).

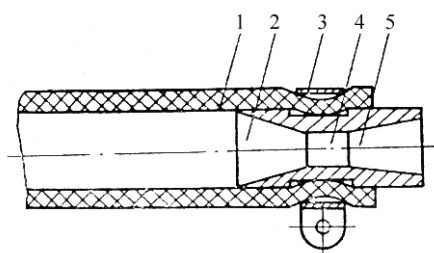


Рисунок 4 – Сопло дробеструйного аппарата:

- 1 – шланг; 2 – заходная часть;
- 3 – хомут; 4 – калибрующая часть;
- 5 – направляющая часть

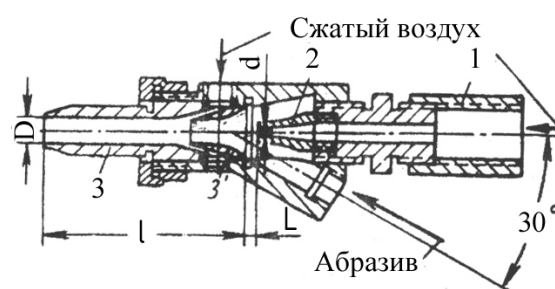


Рисунок 5 – Эжекторный пистолет:  
1 – муфта; 2 – сопло; 3 – смеситель; 3' – дополнительный смеситель

При равных давлении, диаметре сопла и рабочем материале, производительность эжекторного пистолета и скорость потока значительно выше за счёт создания до-

полнительного разрезания в результате подвода потока вторичного воздуха на вход смесителя 3 (см. рис. 5).

Кроме этого для обеспечения бесперебойной подачи рабочего материала к эжекторному пистолету был установлен винтовой транспортер с регулируемым приводом и изменен угол осыпания бункера.

Схема модернизированной установки представлена на рис. 6.

Для выбора оптимальных параметров модернизированной установки (геометрических параметров эжекторного пистолета, производительности винтового транспортера и угла осыпания бункера) был выполнен следующий расчет, при заданных параметрах воздушной магистрали и дробепроводного шланга.

Условно принимаем, что абразивный материал (дробь) есть шарик, диаметром  $d$  и плотностью  $\gamma_T$ .

Объем шарика:

$$V = \frac{\pi d^3}{6},$$

а его масса:

$$G = \frac{\pi d^3}{6} \cdot \gamma_T.$$

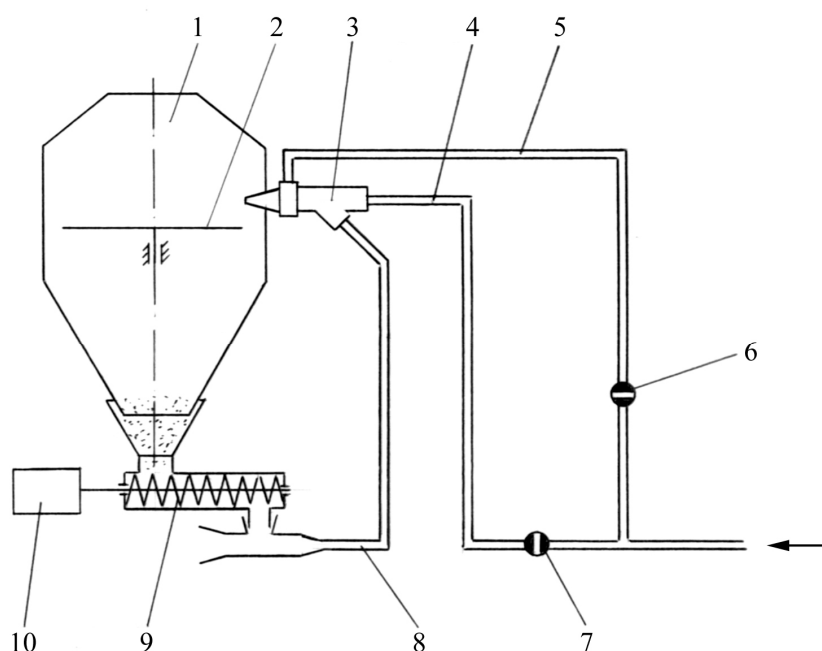


Рисунок 6 – Модернизированная дробеструйная установка:

1 – бункер; 2 – рабочий стол; 3 – эжекторный пистолет; 4, 5 – воздуховоды; 6, 7 – вентили; 8 – дробепроводный шланг; 9 – винтовой транспортер; 10 – привод транспортера

Аэродинамическая (подъемная) сила, действующая на шарик в вертикальном дробепроводном шланге, в соответствии с [3] будет равна:

$$T = kf \frac{(V - V_T)^2}{2g} \gamma ,$$

где  $k$  – коэффициент лобового сопротивления частицы;  $f$  – площадь проекции частицы на плоскость, перпендикулярную направлению воздушного потока;  $V$  – скорость обтекающего потока;  $V_T$  – скорость твёрдой частицы;  $\gamma$  – плотность воздуха;  $g$  – ускорение свободного падения.

Для твёрдой частицы шарообразной формы аэродинамическая сила будет равна:

$$\dot{O} = k \frac{\pi d^2}{4} \frac{(V - V_0)^2}{2g} \gamma.$$

Рассмотрим случай, когда  $V_T = 0$ , т.е.  $G = T$ .

$$\frac{\pi d^3}{6} \cdot \gamma_T = k \frac{\pi d^2}{4} \cdot \frac{V^2}{2g} \gamma,$$

откуда

$$V = 1.15 \sqrt{\frac{d \gamma_T \cdot g}{k \gamma}}.$$

Для тела шарообразной формы принимаем  $k = 0,23$  [2], расчетная плотность воздуха

$$\gamma = 1,244 \cdot \xi,$$

где  $\xi = 0,75$  для всасывающих установок – коэффициент типа установки [2].

Таким образом, определена критическая скорость воздушного потока, необходимая для подъема твёрдой частицы.

Для обеспечения устойчивости транспортирования дроби необходимо выполнить условие:

$$V_p = 0,5(V + V_k),$$

где  $V_p$  – средняя рабочая скорость воздушного потока;  $V_k$  – конечная скорость воздушного потока (зависит от дальности транспортирования и перепада высот).

Мы получили  $V_p$  для частицы, имея конкретный воздуховод установки и дробепроводный шланг. Можно определить необходимый расход воздуха для переноса одной частицы.

$$Q = V_p \cdot F_B ,$$

где  $F_B$  – площадь сечения воздуховода, равная

$$F_B = \frac{\pi d_\phi^2}{4} ,$$



где  $d_{ш}$  – диаметр дробепроводного шланга.

Следовательно

$$Q = V_P \frac{\pi d_{ш}^2}{4}.$$

Установка запитана от воздушной магистрали с определенными давлением и расходом. Определяем расход абразивного материала в единицу времени

$$\dot{I} = \frac{Q_{\dot{o}}}{Q} \cdot G,$$

где  $M$  – расход абразивного материала;  $Q_{ц}$  – расход воздушной системы;  $G$  – масса частицы.

Для определения геометрических параметров эжекторного пистолета воспользуемся теорией струйных аппаратов изложенной в [7]. В бездиффузорных струйных аппаратах соотношение площадей камеры смешения и рабочего сопла равно

$$\frac{F_D}{F_d} = \frac{P_P}{P_C} \cdot \frac{\left(1 + U \sqrt{\frac{T_H}{T_P}}\right)}{V_C},$$

где  $F_D = \frac{\pi D^2}{4}$  – площадь сечения камеры смешения;  $F_d = \frac{\pi d^2}{4}$  – площадь критического сечения рабочего сопла;  $P_P$  – рабочее давление;  $P_C$  – давление в камере смешения;

$U = \frac{Q_H}{Q_P}$  – коэффициент инжекции;  $Q_H$  – массовый расход инжектируемого потока;

$Q_P$  – массовый расход рабочего потока;  $T_H$  – температура инжектируемой среды;  $T_P$  – температура рабочей среды;  $V_C$  – скорость потока в камере смешения (определяется по таблицам).

Площадь сечения рабочего сопла определяем из выражения

$$F_d = \frac{G_P \cdot a_P}{K_P \cdot \ddot{I}_{D^*} \cdot P_P \cdot q_P},$$

где  $G_P$  – массовый расход рабочего потока;  $a_P = \sqrt{2 \frac{K_P}{K_P + 1} \cdot \sqrt{P_P \cdot V_P}}$  – критическая скорость рабочего потока;  $K_P$  – показатель адиабаты;  $V_P$  – удельный объем рабочей среды;

$\ddot{I}_{D^*} = \left(\frac{2}{K_P + 1}\right)^{\frac{K_P}{K_P - 1}}$  – относительное давление для критического сечения;  $q$  – газодинамическая функция (определяется по таблицам).

Из приведенных зависимостей и с учетом экспериментальных данных (рис. 7) [5] определяем  $D$  и  $d$ .

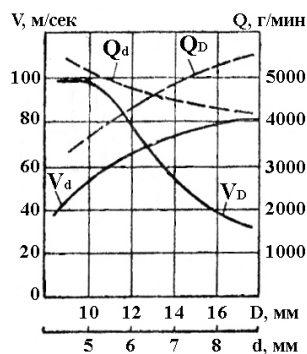


Рисунок 7 – Зависимость расхода и скорости дробы от D и d

Для бесперебойного пополнения винтового транспортера абразивным материалом определим необходимый угол осыпания бункера исходя из схемы, представленной на рис. 8.

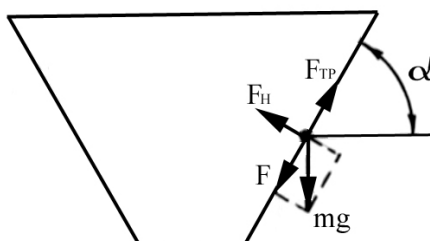


Рисунок 8 – Схема для определения угла осыпания бункера

Очевидно, что для гарантированного осыпания рабочего материала должно выполняться условие

$$F > F_{\text{тр}},$$

где  $F$  – сила осыпания материала равная

$$F = m \cdot g \cdot \sin \alpha,$$

а  $F_{\text{тр}}$  – сила трения абразивного материала о стенки бункера равная

$$F_{\text{тр}} = \mu F_{\text{н}} = \mu \cdot m \cdot g \cdot \cos \alpha,$$

где  $\mu$  – коэффициент трения рабочего материала о стенки бункера с учётом его увлажнения и слёживаемости;  $F_{\text{н}}$  – нормальная сила.

Исходя из необходимого количества рабочего материала, определяем параметры винтового транспортера.

Производительность винтового транспортера по [1] равна

$$Q_i = \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2) S n \varphi,$$

где  $D$  – наружный диаметр шнека;  $d$  – диаметр вала;  $S$  – шаг винтовой линии;  $n$  – число оборотов в минуту;  $\varphi$  – коэффициент производительности.

### Результаты модернизации

По результатам проведенных расчётов и макетирования были изготовлены: дополнительная секция с увеличенным углом осыпания рабочего материала, винтовой транспортер с возможностью регулирования оборотов для дозированной подачи рабочего материала и эжекторный пистолет с возможностью регулирования подачи вторичного воздуха путём изменения зазора  $L$  (рис. 5).

В результате этих мероприятий была полностью устранена возможность засорения дробепроводного шланга абразивным материалом. Функционирование дробеструйного аппарата стало бесперебойным и стабильным.

Произведенные замеры рабочих параметров показали высокую степень совпадения расчетных и рабочих параметров. Так при  $d_{\text{сопл}} = 5$  мм,  $P_{\text{РАБ}} = 0,6$  МПа расчетная производительность модернизированной установки составила 0,03 кг/с, а замеренная – 0,028 кг/с при максимальном разрежении. Расчетная производительность исходной установки составляла 0,02 кг/с, что  $\approx$  на 30 % ниже полученного результата.

Измерения производились при температуре окружающей среды равной 20 °С и атмосферном давлении 760 мм.рт.ст. Наличие возможности регулирования эжекторного сопла и подающего рабочий материал механизма, позволило компенсировать колебания давления в подающей магистрали без применения дополнительных средств стабилизации (воздушных редукторов и т.п.).

### Вывод

Данный метод повышения производительности дробеструйного аппарата всасывающего типа может быть рекомендован для крупносерийного и массового производства, а также в местах с большой протяженностью дробепроводных путей.

### Литература

1. Григорьев А.М. Винтовые конвейеры. – М., Машиностроение. 1972. –184 с.
2. Вайнсон А.А. Подъемно-транспортные машины. – М, Машиностроение. 1974. –431с.
3. Калинушкин М.П. Пылесосные установки. – М., Стройиздат. 1964. –116 с.
4. Идельчик И.Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям. – М. – Л., Госэнергоиздат. 1975. –568 с.
5. Пичко А.С. Дробеструйные эжекторные пистолеты. Литейное производство. №3, 1966. с. 16–18.
6. Пичко А.С. Струйно-абразивная обработка. М., НИИМАШ, 1968. –31с.
7. Соколов Е.Я., Зингер Н.М. Струйные аппараты. – М., Энергия. 1970. – 288 с.

### Bibliography (transliterated)

1. Grigorev A.M. Vintovyye konveyeryi. – М., Mashinostroenie. 1972. –184 p.
2. Vaynson A.A. Pod'emno-transportnyie mashinyi. – М, Mashinostroenie. 1974. –431 p.
3. Kalinushkin M.P. Pyilesosnyie ustanovki. – М., Stroyizdat. 1964. –116 p.
4. Idelchik I.E. Spravochnik po gidravlicheskim soprotivleniyam. – М. – L., Gosenergoizdat. 1975. –568 p.

5. Pichko A.S. Drobestrुyные ezhektornыe pistoletы. Liteynoe proizvodstvo. #3, 1966. p. 16–18.
6. Pichko A.S. Strуyno-abrazivnaya obrabotka. M., NIMASh, 1968. –31 p.
7. Sokolov E.Ya., Zinger N.M. Strуynыe apparatы. – M., Energiya. 1970. – 288 p.

УДК 621.924.95

Воронін С.Є., Долгополов В.Г., Костенко І.В., Курцев С.М., Скріпкін М.Р., Федянін О.В.

**ПРО ЗБІЛЬШЕННЯ ПРОДУКТИВНОСТІ ДРОБЕСТРУМІННОЇ КАМЕРИ  
ВСМОКТУЮЧОГО ТИПУ**

У статті здійснено розрахунок подачі абразивного матеріалу для дробеструмінної камери всмоктуючого типу та запропонована схема її модернізації.

УДК623.4.647

Вакуленко В.В., Кроленко А.И., Ширня И.В., Скрипкин Н.Р., Кривохижа С.В.,  
Жаров В.А.

## ВЛИЯНИЕ КОНСТРУКТИВНЫХ ФАКТОРОВ НА ЭНЕРГОЕМКОСТЬ УЗЛОВ МЕХАНИЗМОВ ЗАРЯЖАНИЯ

### Введение

К современным боевым машинам предъявляются требования высокой подвижности, маневренности, что возможно за счет повышения удельной мощности, которое может быть достигнуто снижением массы машин. Элементы вооружения современных боевых машин отличаются наличием устройств, обеспечивающих автоматизацию процесса заряжания для повышения скорострельности и облегчения работы экипажа. Масса и объем этих устройств в значительной мере определяют объем бронированного пространства и, следовательно, массу боевой машины.

Известно, что внесение дополнительной массы  $M_{\hat{a}\hat{i}\hat{i}}$  при конструировании боевой машины влечет за собой значительное повышение массы машины, так как для того, чтобы сохранить неизменными заданные параметры подвижности (удельную мощность, удельное давление на грунт, запас хода, скорость), защищенности необходимо увеличение мощности двигателя, энергоемкости ходовой части, увеличения запасов топлива и т.д.

Уравнение баланса масс изделия при появлении дополнительной массы  $M_{\hat{a}\hat{i}\hat{i}}$  можно записать:

$$M = M_{\hat{c}\hat{a}\hat{i}} + M_{\hat{a}\hat{i}\hat{i}\hat{\delta}} + M_{\hat{a}\hat{e}} + M_{\hat{i}\hat{\delta}\hat{i}} + M_{\hat{\delta}\hat{z}} + M_{\hat{a}\hat{m}\hat{i}} + M_{\hat{i}\hat{\delta}} + M_{\hat{a}\hat{i}\hat{i}},$$

где  $M_{\hat{c}\hat{a}\hat{i}}$  – масса защитных и несущих элементов конструкции;  $M_{\hat{a}\hat{i}\hat{i}\hat{\delta}}$  – масса вооружения;  $M_{\hat{a}\hat{e}}$  – масса боекомплекта;  $M_{\hat{i}\hat{\delta}\hat{i}}$  – масса систем и агрегатов МТО;  $M_{\hat{\delta}\hat{z}}$  – масса ходовой части и подвески;  $M_{\hat{a}\hat{m}\hat{i}}$  – масса ГСМ;  $M_{\hat{i}\hat{\delta}}$  – масса прочих элементов.

Снижение энергоемкости процесса заряжания позволяет снизить мощность исполнительных устройств (электродвигатели, электромагниты), регулирующих устройств (блоки управления), источников питания (генераторы, электромашинные усилители, аккумуляторы), а, следовательно, и их массу. Механизм досылания является одним из элементов механизмов заряжания, осуществляющей перемещение снаряда по направляющим при досылании снаряда в камеру пушки или при перекладке из конвейера в конвейер, а, значит, оптимизация скоростно-силовых параметров процесса заряжания является одним из путей снижения энергоемкости механизма досылания его мощности и массы машин в целом.

### Анализ последних достижений

В конструкциях кассет, по которым, в основном, перемещается снаряд при досылании, особое внимание разработчики уделяли таким требованиям, как: надежность фиксации снаряда, сохранность его при возке, удобство загрузки и выгрузки, технологичность, износостойкость покрытия. При этом сила трения снаряда по кассете рассчи-

тывалась, как правило, по упрощенной формуле и, соответственно, по этой силе определялась мощность привода механизма досылания.

Данная статья представляет новые результаты исследований, посвященные процессу досылания в механизмах зарядания танков Т-72, Т-80УД, 55АГМ.

### **Цель и постановка задачи**

Целью данной статьи является анализ сил сопротивления, возникающих при перемещении снаряда по кассете и исследование возможности их уменьшения за счет конструктивных факторов.

### **Определение силы сопротивления**

Рассмотрим силы взаимодействия снаряда с кассетой. Основной силой сопротивления при перемещении выстрела по лотку или кассете является сила трения скольжения. Как известно, Кулоном были сформулированы основные законы [1], которым подчиняется сила трения скольжения:

- сила трения пропорциональна нормальному давлению;
- сила трения зависит от материалов трущихся пар и состояния трущихся поверхностей (их шероховатости);
- сила трения мало зависит от величины относительной скорости скольжения;
- сила трения покоя больше силы трения движения.

В технических расчетах силу трения определяют, используя формулу Кулона:

$$T = Nf ,$$

где  $f$  – коэффициент трения скольжения для горизонтальной поверхности, определяемый экспериментально;  $N$  – сила нормальной реакции.

Определим усилие, необходимое для перемещения снаряда по кассете. Для упрощения рассмотрим случай перемещения осколочно-фугасного снаряда по горизонтально расположенному лотку или кассете. Осколочно-фугасный снаряд выбираем с учетом его наибольшей массы, в сравнении с другими боеприпасами. Расчетная схема представлена на рис. 1.

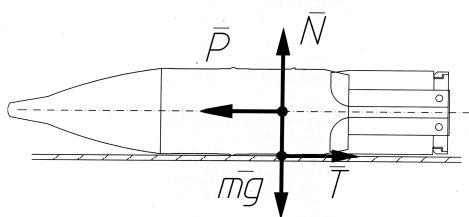


Рисунок 1 – Снаряд на лотке с действующими на него силами

Сила, необходимая для перемещения снаряда в кассете:

$$P = T = Nf = mgf ,$$

где  $m$  – масса снаряда;  $g$  – ускорение свободного падения.

При определении силы  $P$  мы исходим из предположения, что контакт обтюрирующего пояса осколочно-фугасного выстрела и поверхности кассеты происходит по линии.

В действительности этот контакт происходит по поверхности. Данный факт объясняется тем, что диаметр кассеты близок к диаметру снаряда, а также тем, что более твердые обтюрирующие пояски снаряда внедряются в более мягкое покрытие кассеты. На рис. 2 показано пятно контакта обтюрирующего пояска осколочно-фугасного снаряда (диаметр 125 мм) с внутренней поверхностью кассеты (диаметр 170 мм).



Рисунок 2 – Пятно контакта обтюрирующего пояска осколочно-фугасного снаряда

Под действием веса снаряда  $mg$  на нижней поверхности обтюрирующего пояска, в месте контакта с поверхностью кассеты, возникают удельные давления  $p$  (см. рис. 3), распределяющиеся симметрично относительно вертикальной оси. Очевидно, что в точках А и С удельное давление равно 0, а в точке В имеет максимальное значение, которое обозначим  $p_0$ . Таким образом удельное давление является функцией угла  $\gamma$ . Полагаем, что по длине обтюрирующего пояска закон распределения удельных давлений остается неизменным, поэтому достаточно рассмотреть только одно сечение.

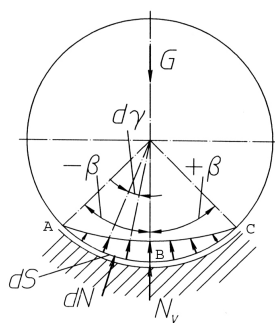


Рисунок 3 – Распределение удельных давлений в месте контакта снаряда с кассетой

Давление на элементе  $dS$

$$dN = pdS = prd\gamma,$$

где  $r$  – радиус кривизны, а соответствующая этому давлению сила трения

$$dT = pfrd\gamma.$$

Интегрируя это выражение в пределах от  $\gamma = -\beta$  до  $\gamma = +\beta$ , получим полную силу трения:

$$T = frp_0 \int_{-\beta}^{+\beta} pd\gamma.$$

Изменение давления по углу  $p d\gamma$  подчиняется закону косинуса, как показано в работе [1]

$$p = p_0 \cos \gamma,$$

тогда:

$$T = f p_0 \int_{-\beta}^{+\beta} \cos \gamma d\gamma = f r p_0 \sin \gamma \Big|_{-\beta}^{+\beta} = 2 f r p_0 \sin \beta. \quad (1)$$

Проекция каждой элементарной нормальной реакции на вертикальную ось равна:

$$dN \cos \gamma = p r \cos \gamma d\gamma.$$

Интегрируя это выражение в пределах от  $\gamma = -\beta$  до  $\gamma = +\beta$ , получим вертикальную проекцию реакции  $N_y$ :

$$\begin{aligned} N_y &= r \int_{-\beta}^{+\beta} p \cos \gamma d\gamma = r p_0 \int_{-\beta}^{+\beta} \cos^2 \gamma d\gamma = p_0 \int_{-\beta}^{+\beta} \left( \frac{1}{2} + \frac{1}{2} \cos \gamma \right) d\gamma = \\ &= r p_0 \left( \frac{\gamma}{2} + \frac{1}{4} \sin 2\gamma \right) \Big|_{-\beta}^{+\beta} = r p_0 \left( \beta + \frac{1}{2} \sin 2\beta \right). \end{aligned} \quad (2)$$

Сила трения, возникающая при перемещении снаряда по кассете:

$$T = N_y f_c, \quad (3)$$

где  $f_c$  – приведенный коэффициент трения.

Подставляя в выражение (3) выражения (1) и (2), получим:

$$f r p_0 \sin \beta = r p_0 \left( \beta + \frac{1}{2} \sin 2\beta \right) f_c,$$

откуда приведенный коэффициент трения  $f_c$ :

$$f_c = f \frac{\sin \beta}{\left( \frac{\beta}{2} + \frac{1}{4} \sin 2\beta \right)},$$

где  $\beta$  – угол контакта.

На рис. 4 представлен график зависимости приведенного коэффициента трения скольжения от угла контакта.

Из графика видно, что с увеличением угла  $\beta$  коэффициент трения растет. Достаточно большие удельные давления в зоне контакта приводят к продавливанию относительно мягкого лакокрасочного покрытия кассет, что также увеличивает величину коэффициента трения. Для ограничения влияния угла  $\beta$  и материала покрытия кассет на коэффициент трения, разработаны кассеты со специальными направляющими, выполненными в виде шлифованных полозьев из термообработанной стали (269...321НВ) с твердым гальванопокрытием (Х21. тв.), установленные в корпус кассеты (рис. 5).



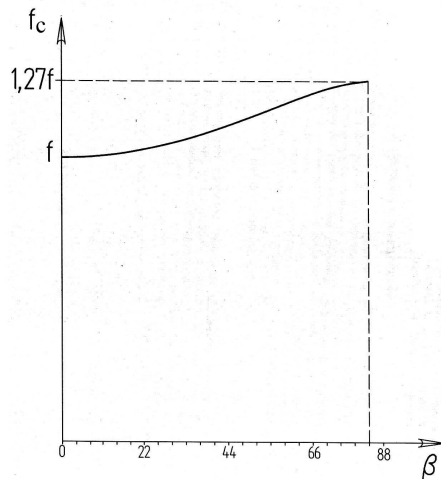


Рисунок 4 – График зависимости приведенного коэффициента трения от угла контакта



Рисунок 5 – Кассета со специальными направляющими

Выполним расчет приведенного коэффициента трения скольжения для данного варианта. Расчетная схема приведена на рис. 6.

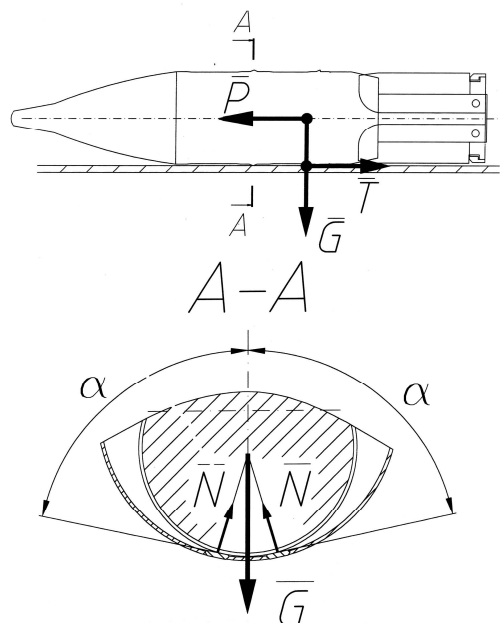


Рисунок 6 – Снаряд в кассете, с направляющими

На снаряд, перемещающийся под действием силы  $D$ , действуют две одинаковые реакции  $N$  со стороны направляющих. На рис.6 показан силовой треугольник, из которого находим:

$$G = 2N \cos(90^\circ - \alpha) = 2N \sin \alpha .$$

Откуда каждая реакция

$$N = \frac{1}{2} \frac{G}{\sin \alpha} ,$$

где вес снаряда

$$G = mg .$$

Тогда сила, необходимая для перемещения снаряда равна:

$$P = 2f N = f \frac{G}{\sin \alpha} = \frac{f}{\sin \alpha} mg .$$

Откуда приведенный коэффициент трения определяется соотношением:

$$f_c = \frac{f}{\sin \alpha} .$$

На рис. 7 представлен график зависимости приведенного коэффициента трения скольжения от угла наклона плоскости направляющей к вертикальной оси.

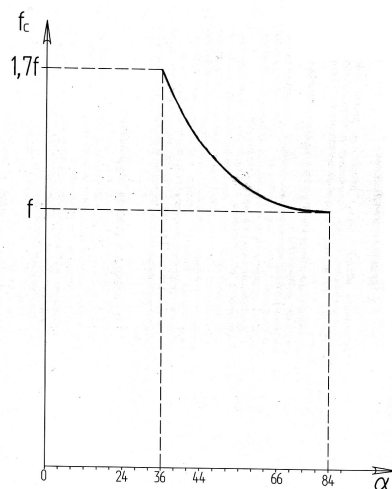


Рисунок 7 – График зависимости приведенного коэффициента трения скольжения от угла наклона плоскости направляющей к вертикальной оси

В Харьковском конструкторском бюро по машиностроению им. А.А. Морозова были проведены исследовательские работы по определению коэффициента трения скольжения при перемещении осколочно-фугасного снаряда по различным поверхностям:

- по ровной горизонтальной поверхности с покрытием ЭП-0228 ТУ6-10-1943-84;
- по вогнутой поверхности ( $r = 85$  мм) с покрытием ЭП-0228 ТУ6-10-1943-84;
- по вогнутой поверхности ( $r = 85$  мм) с покрытием ХВ-518 ТУ6-10-966-75;
- по специальным направляющим с покрытием Х.21тв;

Результаты исследований сведены в таблицу (см. табл. 1).

Таблица 1 – Коэффициенты трения скольжения, полученные экспериментально

	Коэффициент трения			
	Осколочно-фугасный снаряд	Подкалиберный снаряд	Кумулятивный снаряд	Основной заряд
Горизонтальная поверхность с покрытием ЭП-0228	0,219	0,235	0,219	0,238
Вогнутая поверхность с покрытием ЭП-0228 и радиусом вогнутости $r = 85$ мм	0,239	0,245	0,243	0,247
Вогнутая поверхность с покрытием ХВ-518 ТУ6-10-966-75 и радиусом вогнутости $r = 85$ мм	0,339	0,352	0,343	0,353
Специальные направляющие с покрытием Х.21тв	0,161	0,176	0,160	0,180

Приведенные данные показывают, что применение специальных направляющих с твердым покрытием значительно снижают коэффициент трения.

#### Выводы

- Анализ расчетных и экспериментальных данных показывает, что применение кассет со специальными направляющими снижает коэффициент трения скольжения более, чем в два раза, что приводит к уменьшению мощности механизма досылания и его массы;
- применение износостойких гальванических покрытий направляющих (например, Х21.тв.) является более предпочтительным по сравнению с лакокрасочным;
- радиусы кривизны кассет должны быть максимально возможными в данной компоновке.

#### Литература

1. Кожевников С.Н. Теория механизмов и машин М; Машиностроение, 1969.
2. Техническая записка №265 от 21.11.04г., 3. Крагельский И.В. Трение и износ; Машиностроение, 1968.

#### Bibliography (transliterated)

1. Kozhevnikov S.N. Teoriya mehanizmov i mashin M; Mashinostroenie, 1969.
2. Tehnicheskaya zapiska #265 ot 21.11.04g., 3. Kragelskiy I.V. Trenie i iznos; Mashinostroenie, 1968.

УДК623.4.647

Вакуленко В.В., Кроленко О.И., Ширня І.В., Скрипкін М.Р., Кривохижа С.В., Жаров В.О.

### **ВПЛИВ КОНСТРУКТИВНИХ ФАКТОРІВ НА ЕНЕРГОМІСТКІСТЬ ВУЗЛІВ МЕХАНІЗМІВ ЗАРЯДЖАННЯ**

Проведено аналіз сил опору при досиланні снарядів та шляхів їх зниження.

УДК 629.1.032.1

Кузьминский В.А., Жменько Р.В., Чучмарь И.Д., Зарянов В.А., Веретенников А.И.

## **СТЕНДОВЫЕ ИСПЫТАНИЯ СИЛОВЫХ УСТАНОВОК КОЛЁСНОЙ БРОНЕТЕХНИКИ**

Проводимые в КП ХКБМ им. А.А. Морозова работы по созданию опытных образцов бронемашин повышенной проходимости, а также мероприятия по модернизации силовых установок бронетранспортеров БТР-60, БТР-70 и БТР-80, потребовали проведения значительных по объему полевых и стендовых испытаний. Необходимость проведения стендовых испытаний обусловлена, прежде всего, их качественным превосходством над полевыми по оценке конструкций новых узлов силовых установок на соответствие стандартам и техническим требованиям по мощностным, теплотехническим, экономическим и экологическим показателям.

### **Актуальность проблемы**

Отсутствие до последнего времени возможности определения вышеперечисленных показателей, которые по существующим нормативам получают в ходе стендовых испытаний при долговременной работе силовой установки на номинальных режимах внешней характеристики двигателя с соблюдением следующих необходимых условий:

- поддержания стабильной нагрузки, равномерного вращения валов двигателя и трансмиссии для проведения точных измерений;
- идентичность внешних факторов при возможном многократном повторении опытов.

### **Основная часть**

Для определения в стационарных условиях основных параметров силовых установок бронетехники в КП ХКБМ существует стенд комплексных испытаний моторно-трансмиссионных отделений гусеничных машин [1]. С целью обеспечения испытаний колёсных бронемашин с несколькими ведущими мостами были изготовлены суммирующие редукторы, позволяющие осуществлять стендовыми нагружающими устройствами одновременное торможение выходных валов двух задних ведущих мостов БТР.

В новом виде схема сборки левого и правого нагружающих устройств представлена на рисунке 1, в состав каждого из них входят: карданные валы, суммирующий редуктор, соединительный вал, фрикцион, инерционный барабан и индукторный тормоз типа WS-1200 мощностью 1200 кВт (1600 л.с.).

Суммирующий редуктор представляет собой рядный редуктор с одним выходным и двумя входными валами, к которым через карданные валы и переходные детали передаются крутящие моменты со ступиц ведущих колёс. Исключение в данной схеме передачи мощности парой трения «резиновая крышка–дорожное покрытие» значительно упрощает нагружение силовой установки и не требует решать проблемы, связанные с имитацией дорожного полотна. Таким образом, увеличивается точность измерения мощности на выходных валах ведущих колёс, так как не нужно вводить в рассмотрение сложные математические модели по определению геометрии шин, коэффициентов проскальзывания и сцепления. В индукторном тормозе происходит двойное преобразование энергии: подводимый к ротору крутящий момент тормозится магнитным полем, энергия которого преобразуется в вихревые токи, нагревающие статор. Для

отвода тепла статор охлаждается водой. Инерционный барабан имитирует массу испытуемого изделия, требуемый момент инерции обеспечивается соответствующим набором из 12-ти дисков. Фрикцион служит для предохранения механизмов испытуемого изделия от поломок путём быстрого отключения вращающихся масс инерционного барабана и ротора тормоза.

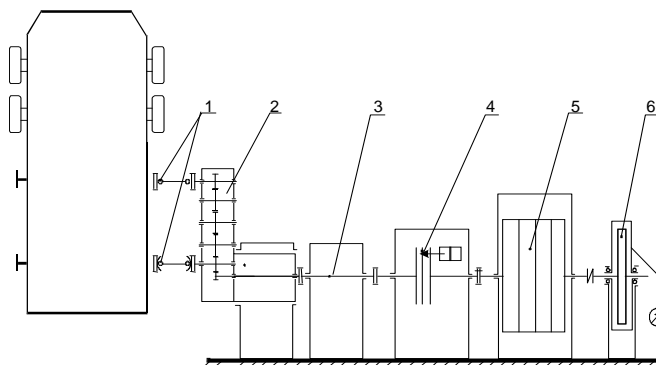


Рисунок 1 – Схема сборки нагружающего устройства для испытаний колёсных БТР (на один борт)

1 – карданные валы; 2 – суммирующий редуктор; 3 – соединительный вал; 4 – фрикцион; 5 – инерционный барабан; 6 – индукторный тормоз

С целью согласования реальных значений моментов и угловых скоростей на ведущих колёсах современных колёсных машин с рабочими параметрами индукторных тормозов WS-1200 передаточное отношения суммирующего редуктора  $i = 2$  подобрано таким образом, что полученные характеристики нагружающих устройств (рис. 2) по скоростным, тяговым и инерционным показателям позволяют проводить испытания с достаточно точной имитацией сопротивления движению при различных дорожных условиях. Так например, при радиусе колёс  $R = 0,3$  м оба нагружающих устройства могут обеспечить проведение испытаний в диапазоне скоростей движения от 6 км/ч до 136 км/ч и силе тяги от 11500 кгс в начале и до 3900 кгс в конце скоростного диапазона; при  $R = 0,5$  м диапазон скоростей составляет 9...226 км/ч, а значения силы тяги изменяются от 6880 кгс до 2320 кгс в соответствии с характеристикой нагружающего устройства.

Приведенный к ступицам ведущих колес момент инерции  $I_{\text{нц}}$  вращающихся деталей левого и правого нагружающих устройств без установленных дисков инерционных барабанов при радиусе колёс  $R = 0,3$  м эквивалентен массе машины  $m = 3,9$  т, а при радиусе  $R = 0,5$  м – массе машины 1,4 т в соответствии с формулой [2]:

$$m = \frac{i^2 \cdot I_{\text{т0}} \cdot g}{R^2}, \text{ т}$$

Со всеми установленными дисками инерционных барабанов  $I_{\text{нц}}$  соответствует массе  $m = 14,4$  т при  $R = 0,3$  м и  $m = 5,2$  т при  $R = 0,5$  м, что находится в приемлемом весовом диапазоне для испытаний колесных машин.

В процессе проведения испытаний контроль над режимами работы испытуемого изделия осуществляется с помощью информационно-измерительного комплекса ТН800, состоящего из двух персональных компьютеров, блока согласования крейтового типа на 96 измерительных каналов (с возможностью расширения до 256) и двух принтеров. Данный комплекс позволяет в режиме реального времени с частотой от 1 до

100 Гц производить прием и обработку с точностью до 0,5 % сигналов, поступающих от установленных на испытуемом изделии датчиков. С помощью специального программного обеспечения производится графическое отображение информации на мониторе, а также печать протокола испытаний на принтере и сохранение в файле на жёстком диске компьютера.

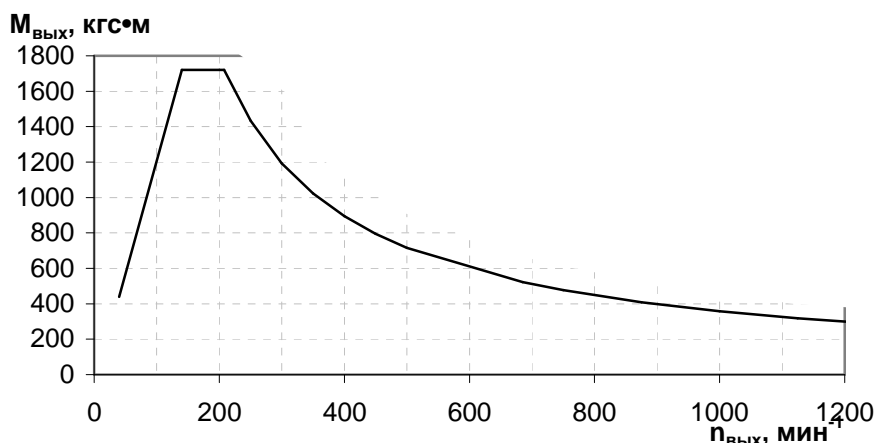


Рисунок 2 – Характеристика нагружающего устройства стенда (на один борт)

Оборудование, измерительная и управляющая аппаратура стенда позволяют проводить испытания в условиях, достаточно близких к реальным условиям работы двигателя, трансмиссии и их систем, а так же обеспечивают повторяемость этих условий при сравнительных испытаниях. В стендовом боксе предусмотрена возможность подачи на воздухозаборники силовой установки воздуха с регулируемой температурой от +20 до +55 °С, что позволяет проводить отработку систем охлаждения для стран с жарким климатом.

К основным видам испытаний, проводимых на стенде, относятся:

- определение мощности на выходных валах испытуемого изделия и параметров силовой установки на разных передачах при работе двигателя на внешней или частичных характеристиках;
- оценка эффективности систем охлаждения;
- измерение теплонапряженности узлов и механизмов внутри силовых установок и тепловыделений наружных поверхностей;
- определение дымности и токсичности выпускных газов при различных степенях нагружения двигателя;
- ресурсные испытания силовой установки, имитирующие движение изделия по среднепересеченной местности при повышенных (до +55 °С) температурах окружающего воздуха [3].

Определение мощности на выходных валах при работе силовых установок под нагрузкой производится на режимах, характеризующихся устойчивым равномерным вращением валов нагружающих устройств, по следующей формуле:

$$N_{\text{âîð}} = \frac{n_{\text{é}} \cdot (M_{\text{é}} + \Delta M_{\text{é}}) + n_{\text{îð}} \cdot (M_{\text{îð}} + \Delta M_{\text{îð}})}{716,2}, \text{ л.с.}$$

где  $n_{л}$  и  $n_{пр}$  – частоты вращения левого и правого тормозов ( $\text{мин}^{-1}$ );  $M_{л}$  и  $M_{пр}$  – тормозные моменты левого и правого тормозов ( $\text{кгс}\cdot\text{м}$ );  $\Delta M_{л}$  и  $\Delta M_{пр}$  – потери на трение в левом и правом нагружающих устройствах ( $\text{кгс}\cdot\text{м}$ ), определённые практическим путём на стендах КП ХКБМ.

На стенде по представленной выше схеме были проведены нагрузочные испытания силовых установок разработанных в КП ХКБМ четырёхосного бронетранспортёра массой 16 т и двухосного бронеавтомобиля массой 6,5 т.

Нагружение силовой установки бронетранспортёра, состоящей из дизеля мощностью 220 кВт (300 л.с.) и ступенчатой трансмиссии, производилось через два задних моста (рис. 3), при этом два передних моста были отключены.

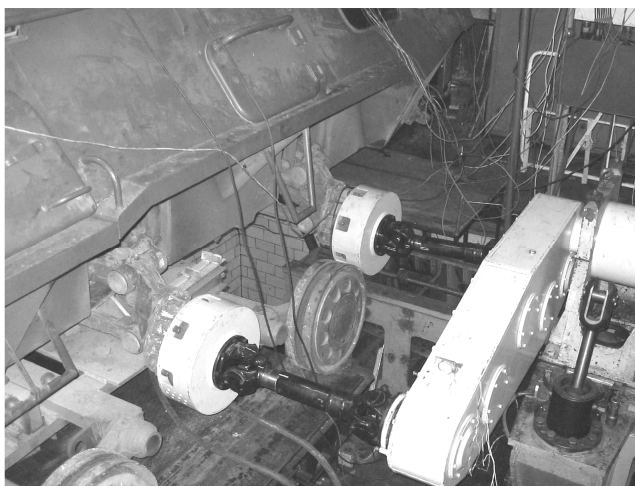


Рисунок 3 – Подключение суммирующего редуктора к ступицам колёс задних мостов бронетранспортёра с помощью карданных валов и переходников

В ходе проведенных испытаний при работе на внешней характеристике двигателя в диапазоне частот вращения коленвала  $1600 \dots 2600 \text{ мин}^{-1}$  на 4-ой и 5-ой передачах были получены мощностные характеристики и основные параметры силовой установки бронетранспортёра, представленные на рисунке 4. Как видно из рисунка, измеренные значения мощности на ведущих колёсах  $N_{вк}$  свидетельствуют об увеличении механических потерь с увеличением частоты вращения валов в трансмиссии. Вследствие этого на 5-ой передаче наибольшее значение мощности на ведущих колёсах находится в точке  $2300 \text{ мин}^{-1}$ , а не в точке максимальной мощности двигателя  $2600 \text{ мин}^{-1}$ .

Силовая установка бронеавтомобиля состоит из ступенчатой коробки передач и дизеля мощностью 89,7 кВт (122 л.с.) Из-за большого расстояния между осями заднего и переднего мостов съём мощности на обоих бортах производился со ступицы колеса заднего моста через кардан к одному из валов суммирующего редуктора (рис. 5).

На рисунке 6 представлены результаты измерений параметров силовой установки бронеавтомобиля на режиме максимальной мощности двигателя, полученные с помощью измерительного комплекса ТН800. Периодическое увеличение и уменьшение температуры охлаждающей жидкости  $T_{ож}$  отображает работу системы охлаждения с автоматическим включением и выключением вентилятора. В момент его включения на выходных валах наблюдается скачкообразное снижение мощности  $N_{вк}$ , соответствующее потреблению вентилятора.



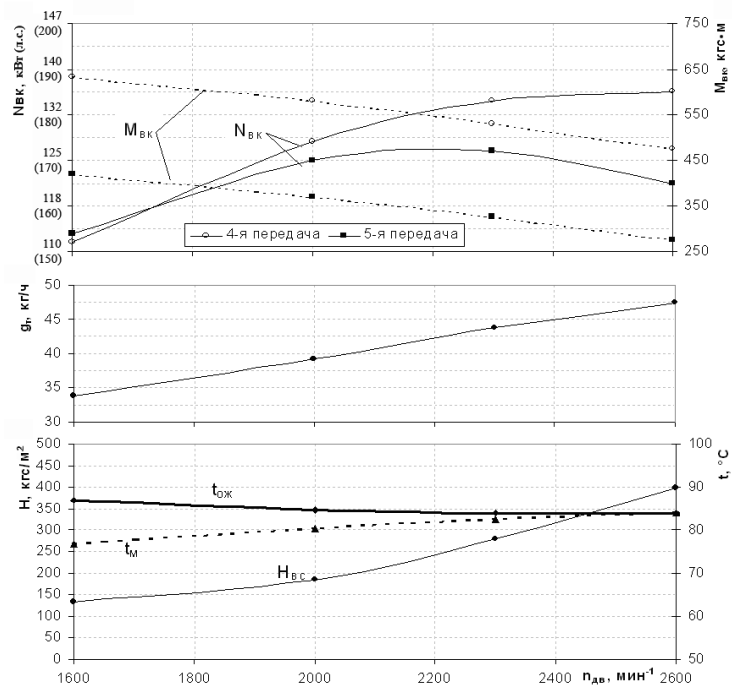


Рисунок 4 – Характеристики силовой установки бронетранспортера

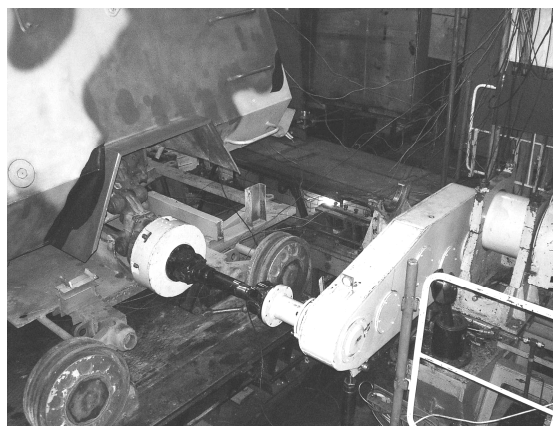


Рисунок 5 – Подключение входного вала суммирующего редуктора к ступице заднего колеса броневедомого

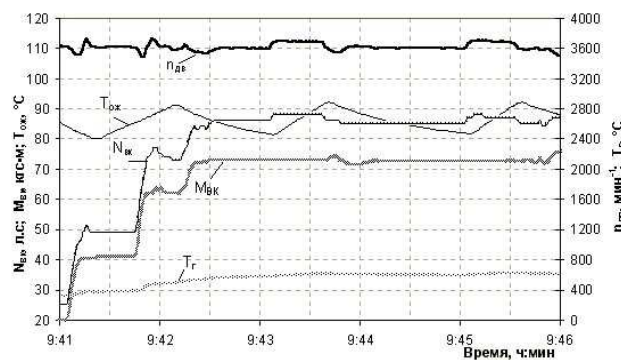


Рисунок 6 – Изменение параметров силовой установки броневедомого при работе на 4-й передаче

Приведенные результаты исследований силовых установок колёсных бронемашин демонстрируют достаточную эффективность стендовых испытаний и позволяют сократить объёмы полевых испытаний по оценке основных технических характеристик изделий

### **Выводы**

Созданный в КП ХКБМ им. А.А. Морзова стенд для испытаний колесных машин массой от 1.4 т позволяет проводить исследования силовых установок на различных режимах работы двигателя и трансмиссии методом одновременного нагружения ступиц колёс одного или двух ведущих мостов.

Проведенные испытания разработанных в конструкторском бюро бронемашин подтвердили работоспособность новой схемы сборки нагружающих устройств с суммирующими редукторами.

Скоростные и тяговые характеристики устройств стенда так же позволяют проводить испытания двух- и трёхосных грузовых автомобилей, автобусов и колесных вездеходов военного и гражданского назначений.

### Литература

1. Климов В.Ф., Кузьминский В.А., Жменько Р.В., Кудреватых Д.Н. «Расширение технических характеристик комплексного стенда для испытаний моторно-трансмиссионных отделений изделий БТТ». Вістник НТУ «ХП». Збірка наукових праць. Тематичний випуск «Автомобіле- та тракторобудування». –Харків: НТУ «ХП», –2003,– №4, с. 157–161.

2. Забавников Н.А. Основы теории транспортных гусеничных машин. М., «Машиностроение», 1975 г.

3. Климов В.Ф., Пойда А.Н., Ярмак Н.С., Кузьминский В.А., Белов В.К., Жменько Р.В. «Влияние температуры воздуха на мощностные характеристики силовой установки танка Т-80УД». Механіка та машинобудування – 2000, №2, с. 113–117.

### Bibliography (transliterated)

1. Klimov V.F., Kuzminskiy V.A., Zhmenko R.V., Kudrevatyih D.N. «Rasshirenje tehnicheskikh harakteristik kompleksnogo stenda dlya ispytaniy motorno-transmissionnyih oddeleniy izdeliy BTT». Vistnik NTU «HPI». Zbirka naukovih prats. Tematichniy vipusk «Avtomobile ta traktorobuduvannya». –Harkiv: NTU «HPI», –2003,– #4, p. 157–161.

2. Zabavnikov N.A. Osnovyi teorii transportnyih gusenichnyih mashin. M., «Mashinostroenie», 1975 g.

3. Klimov V.F., Poyda A.N., Yarmak N.S., Kuzminskiy V.A., Belov V.K., Zhmenko R.V. «Vliyanie temperatury vozduha na moschnostnyie harakteristiki silovoy ustanovki tanka T-80UD». Mehanika ta mashinobuduvannya – 2000, #2, p. 113–117.

УДК 629.1.032.1

Кузьмінський В.А., Жменько Р.В., Чучмар І.Д., Зарянов В.А., Веретенников О.І.

**СТЕНДОВІ ВИПРОБУВАННЯ СИЛОВИХ УСТАНОВОК  
КОЛІСНОЇ БРОНЕТЕХНІКИ**

У статті описано розроблений і виготовлений стенд для випробувань колісних машин масою від 1,4 т, який дозволяє проводити дослідження їх силових установок на різних режимах роботи двигуна та трансмісії методом одночасного навантаження ступиць коліс одного або двох ведучих мостів, а також надані результати досліджень двох бронемашин.

УДК 624.07.

Раковская Н.Х.

### О ПРИМЕНЕНИИ ГИДРАВЛИЧЕСКОЙ ПОДВЕСКИ У МНОГООСНЫХ БЕЗБАЛАНСИРНЫХ АГРЕГАТОВ

В настоящее время для транспортировки тяжелых агрегатов по железной дороге широко используются конструкции, в состав которых входят многоярусные системы балансиров, обеспечивающую равномерную нагрузку на колеса при относительно невысоких скоростях передвижения.

Сравнительная простота, эксплуатационная надежность таких систем привели к широкому их применению в конструкциях железнодорожных транспортных средств, как общепромышленного, так и специального назначения (рис. 1).

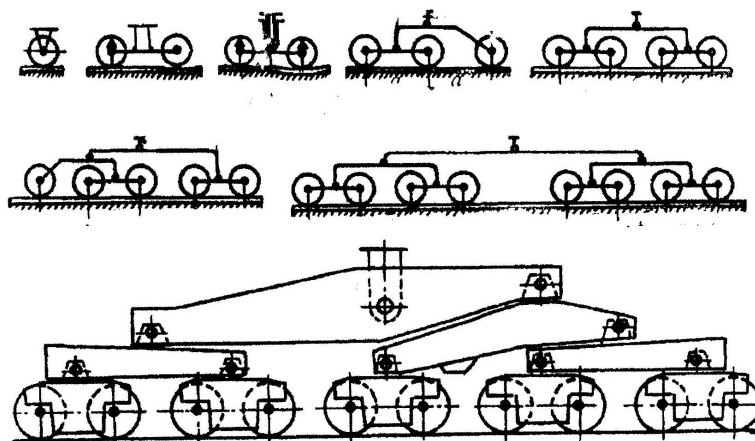


Рисунок 1 – Схемы многоосных балансирных агрегатов

В то же время, в ряде работ [1], [2] отмечалось, что применение многоярусных механических балансиров ограничивается определенным числом ярусов, превышение которого уже не позволяет транспортировать более тяжелые грузы (из-за того, что многоярусные балансиры при числе ярусов порядка 5–6 своим весом полностью загружают колеса транспортного средства) (рис. 2).

Это обстоятельство является серьезным недостатком транспортных средств, в состав которых входят механические многоярусные балансиры, по существу, сдерживающие увеличение перевозимых полезных грузов.

Наряду с отмеченным выше недостатком, многоярусные балансиры, обладая высокой массой, в случае неровностей рельсового пути, могут не успевать достаточно быстро отслеживать эти неровности, что должно приводить к отклонению от равномерного распределения на колеса.

На основе отмеченных выше факторов, можно сделать вывод о том, что вполне обоснованным можно считать разработку безбалансирных многоосных железнодорожных транспортных средств, позволяющих транспортировать сверхтяжелые полезные грузы, обеспечивая при этом равномерную нагрузку на колеса (при отсутствии неровностей и просадки рельсового пути, а в случае их наличия – обеспечивая нагрузку на колеса, близкую к равномерной).

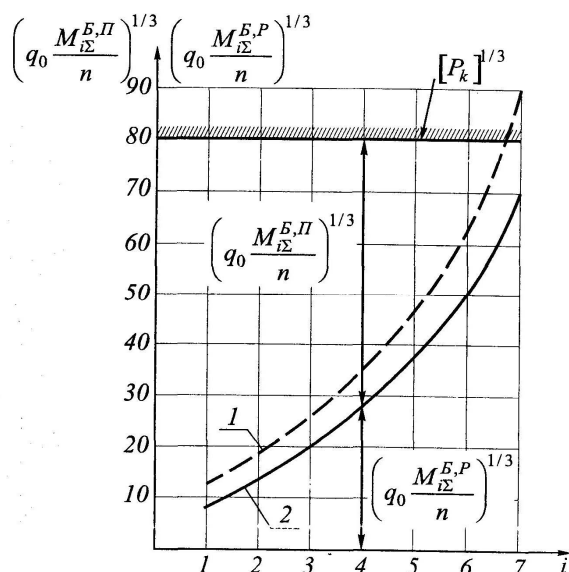


Рисунок 2 – Графики изменения сил тяжести многоярусных балансиров (действующих на колесо многоосного агрегата) в зависимости от числа ярусов –  $i$ :  
1 – прямоугольная форма балансиров; 2 – ромбовидная форма балансиров

В качестве одного из возможных вариантов конструктивных схем модели безбалансирной многоосной грузовой тележки (входящей в состав тяжелого транспортного средства) рассматривается грузовая техника, схема которой приводится на рис. 3.

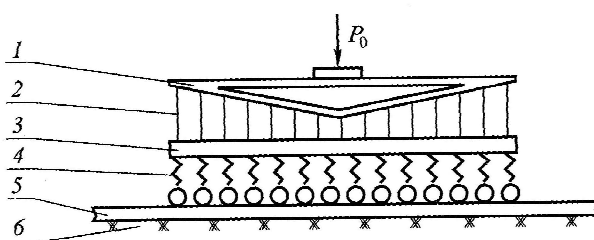


Рисунок 3 – Схема модели многоосного безбалансирного тяжелого агрегата  
1 – грузовая балка; 2 – система упругих элементов; 3 – силовая балка;  
4 – упругая подвеска колес; 5 – рельсовое полотно; 6 – упругое основание рельсового пути

Грузовая техника конструктивно содержит следующие основные силовые элементы, обеспечивающие с одной стороны, восприятие сверхтяжелой полезной нагрузки, а с другой стороны, – обеспечивающие трансформацию внешней сосредоточенной силы в ряд одинаковых по величине нагрузок, действующие на колеса.

Восприятие внешней нагрузки осуществляется грузовой балкой, которая опирается на ряд вертикальных (по числу осей грузовой техники) силовых элементов.

Жесткость вертикальных силовых элементов неодинакова и определяется из условия обеспечения одинаковых в них усилий, которые передаются через силовую балку как элемент каркаса) на подвеску колес грузовой техники.

В случае отсутствия неровностей и просадки рельсового пути, описанная выше конструкция грузовой техники обеспечивает равномерную нагрузку на колеса.

В случае наличия неровностей и просадки рельсового пути, подвеска колес мягкой механической характеристикой обеспечивает практически равномерную нагрузку на колеса.

Однако, мягкая подвеска колес может снижать статическую устойчивость многоосного тяжелого агрегата, особенно когда полезный груз, обладая значительной длиной и массой, располагается на транспорте вертикально.

В связи с отмеченным выше недостатком мягкой механической подвески колес, автором предложен один из перспективных вариантов подвески колес, основанный на применении гидравлической системы с авторегулируемым давлением в силовых гидроцилиндрах.

Следует отметить, что применение силовых цилиндров в системе подвески колес является эффективным как с точки зрения малых ее габаритов, так и надежности поддержания номинальной нагрузки на колеса. При этом, потребное давление внутри цилиндров составляет всего  $\sim 3 \times 10^6$  Н/м<sup>2</sup> при диаметре цилиндра 0,2 м, что обеспечивает нагрузку на колесо, равную  $10^5$  Н.

В случае неровностей рельсового пути или его просадки, в полостях силовых цилиндров подвески колес происходит изменение давления. При этом срабатывают соответствующие датчики давления, которые замыкают электрическую цепь, по которой подводится электрическое питание к электромагнитам.

В результате, технозиционные краны перемещаются таким образом, что от насосов жидкость через обратные клапаны поступает в соответствующие полости цилиндров, выстанивая в них необходимое давление. При этом из противоположных полостей происходит слив жидкости в бак слива.

Система автоматического регулирования давления в полостях силовых цилиндров описывается системой дифференциальных уравнений, решение которых позволяет проводить и анализировать переходные процессы установления потребных давлений в силовых цилиндрах систем подвески колес грузовой техники при неровностях и просадке рельсового пути.

Безбалансирные многоосные грузовые тележки, содержащие конструктивные элементы способны осуществлять трансформацию внешней сосредоточенной силы в ряд одинаковых по величине сил, действующих на колеса, как при отсутствии, так и при наличии неровностей и просадки рельсового пути (при применении системы автоматического регулирования давления в полостях силовых цилиндров, входящих в состав системы подвески колес многоосного безбалансирного агрегата).

### Литература

1. Гордеев В.А., Рельсовые пути тяжелых транспортных устройств. – М.: Транспорт, 1981.–160.
2. Раковская Н.Х. Математические модели безбалансирных сверхтяжелых специальных агрегатов (Сопряженные задачи в расчетах и проектировании), Министерство обороны Украины, 2003.–с. 1–36
3. Фришман М.А., Белых К.Д., Яковлев В.Ф. и др. Железнодорожные пути металлических заводов. – М.: Металлургия, 1975.–271 с.
4. Раковский Х.В., Раковская-Башмакова Н.Х. Ходовая часть сверхтяжелых агрегатов-рельсы – основания путей. – Харьков: МСУ, 1998.–84 с.
5. Мелентьев Л.П. Особенности работы рельсов в тяжелых условиях эксплуатации.–М.: Труды ВНИИЖТ, 1970, вып. 528 – с. 108–140
6. Современные конструкции верхнего строения железнодорожного пути / Под ред. Альбрехта В.Г., Золотарева А.Ф.– М.: Транспорт, 1975.–219 с.
7. Новый 16-осный транспортер – Железные дороги Мира – № 8. 1993.–с. 9–14.

Bibliography (transliterated)

1. Gordeev V.A., Relsovyie puti tyazhelyihtransportnyih ustroystv. – M.: Transport, 1981.–160.
2. Rakovskaya N.H. Matematicheskie modeli bezbalansirnyih sverhtyazhelyih spetsialnyih agregatov (Sopryazhennyye zadachi v raschetah i proektirovanii), Ministerstvo oboronyi Ukrainyi, 2003.–p. 1–36
3. Frishman M.A., Belyih K.D., Yakovlev V.F. i dr. Zheleznodorozhnyie puti metallicheskih zavodov. – M.: Metallurgiya, 1975.–271 p.
4. Rakovskiy H.V., Rakovskaya-Bashmakova N.H. Hodovaya chast sverhtyazhelyih agoregatorov-relsyi – osnovaniya putey. – Harkov: MSU, 1998.–84 p.
5. Melentev L.P. Osobennosti raboty relsov v tyazhelyih usloviyah ekspluatatsii.–M.: Trudy VNIIZhT, 1970, vyip. 528 – p. 108–140
6. Sovremennyye konstruktsii verhnego stroeniya zheleznodorozhnogo puti Pod red. Albrehta V.G., Zolotareva A.F.– M.: Transport, 1975.–219 p.
7. Novyyi 16-osnyiy transporter – Zheleznyie dorogi Mira – # 8. 1993.–p. 9–14.

УДК 621.1.016:579

Товажнянский Л.Л., Капустенко П.А., Бухкало С.И., Перевертайленко А.Ю.

## ОСОБЕННОСТИ ПРОЦЕССА ПАСТЕРИЗАЦИИ МОЛОКА И МОЛОКОПРОДУКТОВ В ПЛАСТИНЧАТЫХ ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТАХ

*Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт»*

Пастеризация является одним из основных процессов тепловой обработки молока и молокопродуктов. Основным назначением пастеризации является интенсивное подавление жизнедеятельности микрофлоры и уничтожение болезнетворных организмов, которые могут содержаться в молоке. Главными факторами, обуславливающими гибель микроорганизмов, являются температура и длительность её воздействия, то есть эффект пастеризации достигается нагревом продукта до определенной температуры и его выдержке при этой температуре. Г.А. Кук [1,2] ввел понятие среднего эффекта пастеризации в 1 сек, который равен  $1/t$ , где  $t$  – необходимое время термического воздействия на молоко при заданной температуре. Если молоко находится при температуре пастеризации, которой соответствует необходимое время  $t$ , в течение времени  $\tau$ , то возможны три случая, характеризующие процесс. При  $\tau = t$  процесс завершен, при  $\tau < t$  процесс проведен неполностью, при  $\tau > t$  на процесс затрачено избыточное время.

Безразмерная величина  $(\tau / t) = Pa$  представляет собой критерий или число Пастера и характеризует степень завершенности процесса пастеризации. Эффект пастеризации будет достигнут, если

$$Pa \geq 1. \quad (1)$$

При пастеризации важно достижение конечного результата – снижение популяции микроорганизмов до необходимого уровня. Это условие выражается следующим соотношением [3]:

$$N_k \leq Me, \quad (2)$$

где  $N_k$  – конечная численность микробной популяции в молоке или молочном продукте после пастеризации;  $Me$  – критерий или число Мечникова, соответствует и обусловлено технологическими и экономическими условиями минимума микробной популяции.

Необходимый минимум микробной популяции обеспечивается регулированием времени выдержки, а в тех случаях, когда это возможно, и температурой пастеризации. Таким образом, в результате тепловой обработки при пастеризации подавляются патогенные микроорганизмы, то есть достигается положительный результат, удовлетворяющий условию (2). Этот результат достигается в том случае, когда весь, обрабатываемый объем молока или молокопродукта, то есть все мельчайшие частицы этого объема подверглись надлежащей пастеризационной обработке.

После пастеризации молоко должно немедленно поступать на дальнейшую переработку, либо охлаждаться и поступать на расфасовку как готовый продукт. При этом его контакт с воздухом повышает степень риска повторного обсеменения микрофлорой, что может повысить выход бракованного продукта.



Пастеризация – это тепловая обработка молока с сохранением составных частей молока. Следует отметить, что избыточный температурный фактор может привести к определенным физико-химическим изменениям в молоке, обуславливающим разрушение некоторых биологически активных веществ, частичной деструктуризации белков, снижению усвояемости и полезности молока [4,5]. Следовательно, локальные перегревы в потоке пастеризуемого молока могут привести к ухудшению его потребительских свойств.

Поэтому нагрев молока при пастеризации лучше всего осуществлять при тонкослойном течении последнего в нагревателе пастеризационной установки. Во избежание повторного обсеменения нагреваемого молока, поток должен быть изолированным от контакта с окружающей средой, то есть закрытым.

Конструкция пластинчатых теплообменных аппаратов позволяет осуществлять нагрев молока при тонкослойном течении в закрытом потоке. В 20-е г.г. прошлого столетия были разработаны первые пластинчатые пастеризаторы молока на базе технических решений, предложенных Р. Зелигменом, компания APV (Великобритания) [4]. Вначале это были аппараты, состоящие из секции нагрева до температуры пастеризации и секции регенерации, в которой использовалось тепло пастеризованного молока для подогрева исходного молока.

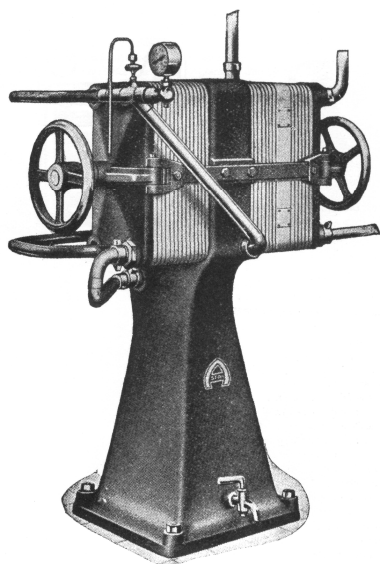


Рисунок 1 – Пластинчатый пастеризатор конструкции фирмы Bergedorfer Eisenwerk

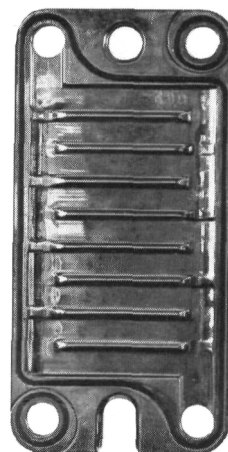


Рисунок 2 – Пластина к пастеризатору конструкции фирмы Bergedorfer Eisenwerk

К концу 20-х г.г. окончательно сформировалась конструкция пластинчатого пастеризационно-охладительного аппарата, состоящего из секций нагрева до температуры пастеризации, регенерации и охлаждения молока. Каждая секция представляла собой пакет пластин, расположенных между концевыми и промежуточными плитами, снабженными соответствующими входными и выходными штуцерами.

Одна из конструкций подобного пастеризатора (рис. 1) – пастеризатор конструкции фирмы Bergedorfer Eisenwerk (Германия) [6], который начал выпускаться в конце 1931 г., типоразмер 1.

Испытания такого аппарата, проведенные на одном из молочных заводов Швеции, показали, что отложения, вызванные пригаром молока, легко удалялись с поверх-

ности пластин при механической чистке аппарата [6]. Как и пластинчатые аппараты APV, аппарат типоразмера 1 состоял из фрезерованных канальчатых пластин изготовленных из катаной луженой бронзы, чередующихся с плоскими листами. Пластина P1 (рис. 2) аппарата типоразмера 1 толщиной 13 мм, имела длину 500 мм и ширину 250 мм и накладываемый на неё плоский лист образовывали канал с десятью ходами вдоль пластины глубиной 4 мм и шириной каждого хода 30 мм [6].

В середине 30-х гг. появляются аппараты с профилированными канальчатыми пластинами, изготавливаемыми холодной штамповкой из листовой нержавеющей стали. Некоторые конструкции пластинчатых аппаратов уже не содержали в пакете пластин промежуточных плоских листов. Наличие многих поворотов потока по длине пластины, безусловно, повышало коэффициент теплопередачи за счет турбулизации потока, но эта турбулизация носила локальный характер. В работе [7] было экспериментально показано, что чем длиннее ход канала, тем меньше коэффициент теплопередачи. Повышение коэффициента теплопередачи достигалось, в основном, повышением скорости потоков, достигавшей 3 м/с, что обуславливало большие гидравлические сопротивления пластинчатых аппаратов [8]. Штампованные канальчатые пластины обладали также существенным недостатком – за счет недоштамповки ребер, образующих каналы имело место байпасирование потока, что приводило к потере теплопроизводительности и недопастеризации молока [9,10].

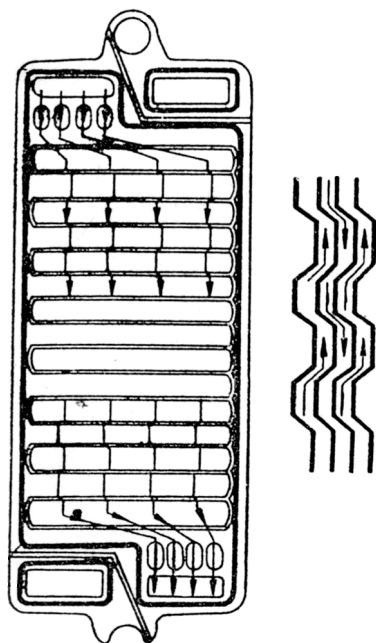


Рисунок 3 – конструкция «пластины поточного типа» APV

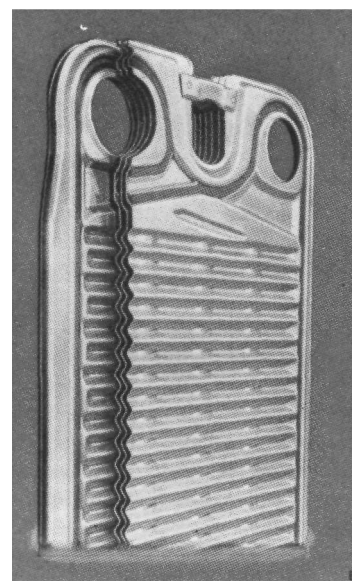


Рисунок 4 – конструкция пластин компании AB Separator

В середине 30-х гг. Р.Зелигмен и группа специалистов компании APV разработали качественно новый тип гофрированных пластин для пластинчатых теплообменных аппаратов [9]. Для интенсификации параметров потока в межпластинном канале на пластине выштамповывались корытообразные гофры, расположенные параллельно друг другу по всей длине пластины и перпендикулярно потоку. Подобная конструкция

получила название «пластины поточного типа» (рис. 3). Две соседние пластины образовывали однопоточный волнистый канал сложной геометрической формы, получивший название ленточно-поточного.

В начале 40-х гг. конструкция пластин с гофрами треугольного профиля была разработана шведской компанией АВ Separator (ныне Alfa-Laval) (рис. 4). Внедрение пластинчатых теплообменников с каналами ленточно-поточного типа позволило повысить коэффициенты теплопередачи и снизить потери давления по потокам, что позволило существенно повысить единичную производительность аппаратов, исключалось байпасирование потока внутри канала, а также существенно повышалась равномерность обтекания теплопередающей поверхности потоком рабочей среды.

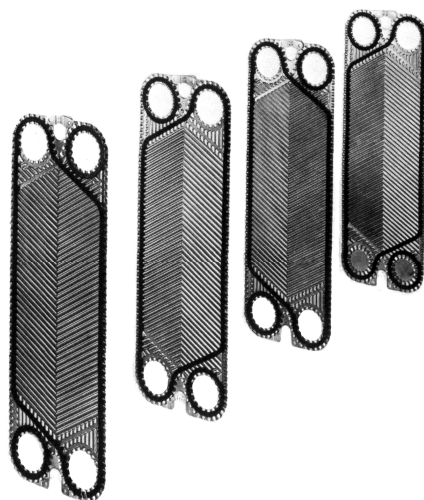


Рисунок 5 – конструкция пластин фирмы Rosenblads Patenter

Таким образом, создание пастеризационно-охладительных пластинчатых теплообменников с каналами ленточно-поточного типа удовлетворило потребности молочной промышленности в увеличении производительности молочной продукции повышении её качества. Подобные аппараты в 50-х гг. становятся базовыми в пастеризационно-охладительных установках предприятий молочной промышленности. В это же время пластинчатые теплообменники находят применение в других отраслях промышленности и перестают быть только «аппаратами молочной промышленности». В 1953 г. шведская фирма Rosenblads Patenter (с 1962 г. вошедшая в компанию Alfa-Laval) реализовала разработку С.К. Йенсена, которая заключалась в расположении штампованных гофр на пластине наклонными по отношению к осям симметрии пластины в виде шеврона. При этом гофры соседних пластин пересекаются и контактируют своими вершинами во многих точках (рис. 5) [6].

При контакте соседних пластин образуется канал сложной геометрической формы, получивший название канала сетчато-поточного типа. Подобная конструкция позволила увеличить число гофр на пластине и, соответственно, уменьшить шаг и высоту гофр по сравнению с каналами ленточно-поточного типа. В каналах сетчато-поточного типа также имеет место влияние геометрии на интенсификацию параметров потока, определяющих теплоотдачу и падение давления.

Доминирующим фактором, влияющим на теплоотдачу и падение давления потока в канале сетчато-поточного типа является угол наклона гофр к потоку, с увеличением угла наклона гофр эти величины возрастают, то есть пластины с меньшим углом

дают меньшую теплоотдачу при меньшем гидравлическом сопротивлении, пластины же с большим углом раскрытия гофр дают большую теплоотдачу при большем гидравлическом сопротивлении потоку. Пакет пластинчатого теплообменника набирался из пластин одного типа. Недостаток подобной конструкции заключается в том, что наиболее полное использование располагаемого напора на преодоление гидравлических сопротивлений возможно только за счет увеличения числа ходов в пакете, что приводит к завышенному числу пластин.

В конце 60-х гг. компанией Alfa-Laval был разработан принцип конструирования пакетов пластинчатых теплообменников сетчато-поточного типа из пластин с разными углами наклона гофр. Принцип компоновки пакета из пластин двух типов получил название ALFAFLEX. Впоследствии подобный принцип компоновки был применен и другими компаниями-изготовителями пластинчатых теплообменников (VARITERM-GEA Ahlborn, ULTRAFLEX-SWEP и др.).



а



б

Рисунок 6 – Примеры современных пастеризационно-охладительных пластинчатых аппаратов: а – пластинчатый аппарат Front Line (Alfa-Laval, Швеция); б – пластинчатый аппарат Eurocal 40 в составе установки пастеризации сливок (Fischer AG, Австрия)

Комбинация сочетаний теплопередающих пластин с разной гофрировкой в пакете позволяет максимально использовать располагаемый напор, сократить непроизводительные потери давления за счет уменьшения числа ходов, интенсифицировать процесс теплопередачи и снизить число теплопередающих пластин в пакете, то есть получить наиболее оптимальную конфигурацию пакета на заданные требования к процессу. Подобный принцип комбинации является весьма полезным для пастеризационно-охладительных пластинчатых аппаратов, состоящих из нескольких секций, расположенных на одной раме и представляющих собой сложную процессно-утилитную систему (рис. 6).

Современная конструкция гофрировки пластин позволяет обеспечивать высокую эффективность теплопередачи в пакетах пластинчатых теплообменников, что дает возможность достигать минимальной недорекуперации, например, 1–2 °С, на горячих, либо холодных концах утилитных секций пластинчатого пастеризационно-охладительного аппарата (секции нагрева молока до температуры пастеризации и охлаждающей секции). Это делает перспективным включение пластинчатого пастеризационно-охладительного аппарата как компонента в схемные энергосберегающие решения, например, экономию пара для подогрева горячей воды, нагревающей молоко до температуры пастеризации. В частности, для приготовления горячей воды может быть использовано тепло перегретого после сжатия в компрессоре аммиака холодильного агрегата предприятия молочной промышленности. Возможности утилизации этого тепла в

настоящее время прорабатываются в рамках исследовательского проекта ЕС COLLECT2004-500229 SHERHPA.

Литература

1. Кук Г.А. Основы пастеризации // Молочная промышленность. –1949. –№5 –С. 20–25.
2. Сурков В.Д., Липатов Н.Н. Оборудование молочных заводов.–М.: Пищепромиздат, 1958, 438 с.
3. Технология молока и молочных продуктов. –М: ВО «Агропромиздат», 1991.
4. Товажнянский Л.Л., Капустенко П.А., Бухкало С.И., Перевертайленко А.Ю. К вопросу применения пастеризационно-охладительных аппаратов для тепловой обработки молока // Інтегровані технології та енергозбереження. – 2005. – №3 –С. 3–12.
5. Пономарев А.Н., Шуваева Г.П., Корнеева О.С. и др. Состав микрофлоры молока на различных этапах обработки // Молочная промышленность. – 2004. – №9 – С. 31–32.
6. Magnusson B. The origins and evolution of the Alfa-Laval plate heat exchanger. In “The story of the Alfa-Laval Plate Heat Exchanger and Spiral Heat Exchanger”, Norstedts Tryckeri, Stockholm. – 1985 – p. 1–3.
7. Ястребенецкий А.Р., Коваленко Л.М. Исследование теплообменников с канальчатыми пластинами // Труды Харьковского политехнического института. – 1959. – 26 –С. 81–88.
8. Барановский Н.В. Современные пластинчатые пастеризационные установки // Молочная промышленность. – 1956 – №3 –С. 42–43.
9. G. A. Dummett. Plattapparater som Värmeväxlare // Focus. –1959. – Nr. 2 –p. 1–10.
10. Сурков В.Д., Липатов Н.Н. Движение жидкости в штампованных пластинах пастеризатора // Молочная промышленность. –1951. – №3 –С. 33–36.
11. Товажнянский Л.Л., Капустенко П.А., Цыбульник В.А. Теплообмен и гидравлическое сопротивление в каналах сетчато-поточного типа пластинчатых теплообменников // Известия Вузов: Сер. Энергетика». – 1980. – №9 –С. 123–125.
12. Bond M.P. Plate Heat Exchangers for Effective Heat Transfer // The Chemical Engineer. –1981. –No. 367 – p. 162–167.
13. Fernandes C.S., Dias R.P., Nobrega I.M., Maia I.M. Effect of corrugation angle on the thermal behaviour of power-law fluids during a flow in plate heat exchanger // Proceedings of 5<sup>th</sup> International Conference on Enhanced, Compact and Ultra-Compact Heat Exchangers, Hoboken, NJ, USA, Sept. 2005, p. 496–501.

Bibliography (transliterated)

1. Kuk G.A. Osnovyi pasterizatsii Molochnaya promyishlennost. –1949. –#5 –p. 20–25.
2. Surkov V.D., Lipatov N.N. Oborudovanie molochnyih zavodov.–M.: Pischepromizdat, 1958, 438 p.
3. Tehnologiya moloka i molochnyih produktov. –M: VO «Agropromizdat», 1991.
4. Tovazhnyanskiy L.L., Kapustenko P.A., Buhkalo S.I., Perevertaylenko A.Yu. K voprosu primeneniya pasterizatsionno-ohladiatelnyih apparatov dlya teplovoy obrabotki moloka Integrovani tehnologoyi ta energozberezhennya. – 2005. – #3 –p. 3–12.
5. Ponomarev A.N., Shuvaeva G.P, Korneeva O.S. i dr. Sostav mikrofloryi moloka na razlichnyih etapah obrabotki Molochnaya promyishlennost. – 2004. – #9 – p. 31–32.

6. Magnusson V. The origins and evolution of the Alfa-Laval plate heat exchanger. In "The story of the Alfa-Laval Plate Heat Exchanger and Spiral Heat Exchanger", Norstedts Tryckeri, Stockholm. – 1985 – p. 1–3.
7. Yastrebenetskiy A.R., Kovalenko L.M. Issledovanie teploobmennikov s kanalchatyimi plastinami Trudyi Harkovskogo politehnicheskogo instituta. – 1959. – 26 –p. 81–88.
8. Baranovskiy N.V. Sovremennyye plastinchatyye pasterizatsionnyie ustanovki Molochnaya promyshlennost. – 1956 – #3 –p. 42–43.
9. G. A. Dummett. Plattapparater som Värmeväxlare // Focus. –1959. – Nr. 2 –p. 1–10.
10. Surkov V.D., Lipatov N.N. Dvizhenie zhidkosti v shtampovannyih plastinakh pasterizatora Molochnaya promyshlennost. –1951. – #3 –p. 33–36.
11. Tovazhnyanskiy L.L., Kapustenko P.A., Tsybulnik V.A. Teploobmen i gidravlichesкое soprotivlenie v kanalah setchato-potochnogo tipa plastinchatyih teploobmennikov Izvestiya Vuzov: Ser. Energetika». – 1980. – #9 –p. 123–125.
12. Bond M.P. Plate Heat Exchangers for Effective Heat Transfer The Chemical Engineer. –1981. –No. 367 – p. 162–167.
13. Fernandes C.S., Dias R.P., Nobrega I.M., Maia I.M. Effect of corrugation angle on the thermal behaviour of power-law fluids during a flow in plate heat exchanger Proceedings of 5th International Conference on Enhanced, Compact and Ultra-Compact Heat Exchangers, Hoboken, NJ, USA, Sept. 2005, p. 496–501.

УДК 621.1.016:579

Товажнянський Л.Л., Капустенко П.О., Бухкало С.І., Перевертайленко О.Ю.

**ОСОБЛИВОСТІ ПРОЦЕСУ ПАСТЕРИЗАЦІЇ МОЛОКА  
ТА МОЛОКОПРОДУКТІВ  
В ПЛАСТИНЧАСТИХ ТЕПЛОБМІННИХ АПАРАТАХ**

Розглянуто основні вимоги до процесу пастеризації молока. Зазначено, що забезпечити ці вимоги у найбільш прийнятному обсязі можливо у пластинчастих теплообмінниках, що забезпечують процес у тонкошаровому закритому потоці. Зроблено ретроспективно-аналітичний огляд розвитку конструкцій пластинчастих апаратів для теплової обробки молока та молокопродуктів. Зазначено перспективу інтеграції сучасних пастеризаційно-охолоджувальних пластинчастих апаратів у схемні енергозберігаючі рішення.

УДК [658.26:378.09]:65.012.2

Бурдо О.Г., Светлічний П.І., Мординський В.П., Сталімбовська Г.С.

## ЕНЕРГЕТИЧНА ПРОГРАМА НАВЧАЛЬНОГО ЗАКЛАДУ

### Енергетична політика України

Вся історія розвитку людства показує, що якість та рівень комфорту життя чітко корелюється із рівнем споживання енергії. В розвинутих країнах енергоємність життя подвоюється кожні 12 років. Споживання енергії за рік одної людини досягло 10 т. умовного палива. Разом з тим, світові запаси органічного палива постійно зменшуються, а його вартість – збільшується.

За даними російських фахівців до 2010 р. світові ціни на газ збільшаться на 65 %, а на нафту – до 35 %. Відомі прогнози про розподіл джерел енергії в балансі 2020 р. практично не буде відрізнятися від сучасного (рис. 1).

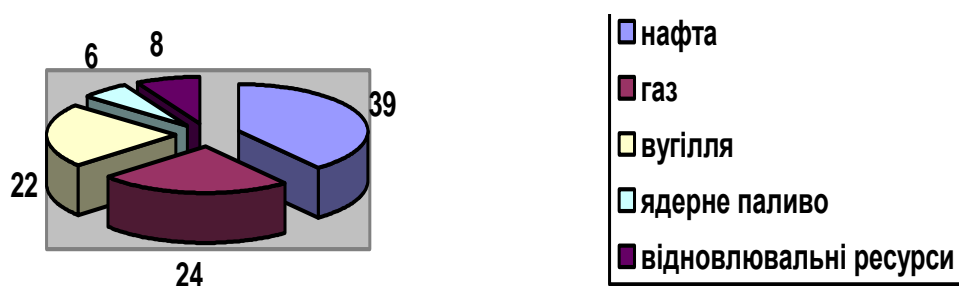


Рисунок 1 – Прогноз структури споживання енергоносіїв у світі в 2020 р.

Наведений прогноз дає право стверджувати, що основне джерело енергії в Україні – газ залишиться надалі головним. По друге, ціна на газ буде стрімко зростати. Висновок має бути один: альтернативі підвищенню ефективності споживання енергії – немає.

В Україні проблема енергетичної безпеки стає питанням і політичної незалежності. З декларуванням незалежності різко змінився енергетичний статус країни: із енергетично забезпеченої і марнотратної Україна водночас стала енергодефіцитною, але залишилась енергомарнотратною.

Україна стрімко зіткнулась з проблемою дефіциту енергії, в результаті – енергетична криза. З наростанням гостроти енергетичної кризи підвищується вагомість проблеми ефективного використання головного та найбільш дефіцитного для України ресурсу – палива. Більш за те, Україна взяла на себе ряд міжнародних енергетичних та екологічних зобов'язань, підписав Європейську енергетичну хартію (1991 р.), Рамкову конвенцію ООН про зміну клімату (1992 р.), Кіотський протокол (1997 р.), який планує знизити рівень викидів на 15 % до 2010 р.

Енергетична політика України базується на цих документах та на сучасних енергетичних проблемах в країні. Між тим, українець звик займати 4 місце в світі (після росіян, американців та англійців) по рівню споживання енергетичних ресурсів (рис. 2). На жаль, високий рівень споживання енергії в Україні свідчить не за сучасний рівень комфорту життя в країні а за край неефективне використання енергетичних носіїв. Так, до 40 % національного бюджету України витрачається на купівлю енергоносіїв, 20 % бюджету не вистачає на опалення будівель. Енергетична складова в національному продукті майже досягла 25 %. Енергоємність виробництва продуктів харчування в Україні в 2...4 рази вища, ніж у розвинутих країнах.

Енергетична криза в Україні загострюється. І це при наявності регіональних, галузевих та державних програм з енергозбереження та закону України „Про енергозбе-

реження”, п.7 якого встановлює відповідальність посадових осіб, діяльність яких пов’язана з використанням паливно-енергетичних ресурсів. Мабуть, енергетичну політику України краще було б зосередити не на енергозбереженні, а на енергетичній ефективності, з девізом, що енергія – це товар, ефективне використання якого в виробництві та послугах дає прибуток, а марнотратне – зробить банкрутом.

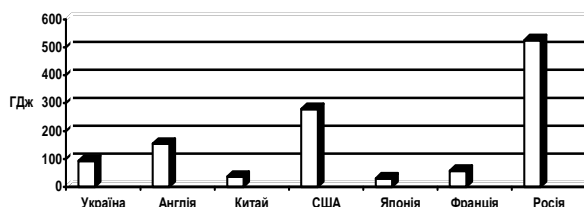


Рисунок 2 – Порівняння рівнів споживання енергії людиною за рік

Питання це не в термінології, а в відношенні до найбільш дорогого для України ресурсу – енергії. Невиправдано низька ціна на енергоносії в минулому виховала зневажливе відношення до енергії, яке поки що домінує в країні. Тому і у населення, і у виробників, і у перших керівників регіонів і країни відсутня сучасна культура використання енергії. Нам всім треба вчитись новій філософії енергоспоживання, визнати, що енергія – це дорогий ресурс, який необхідно грамотно і професійно використовувати. Виправляти це положення треба насамперед при підготовці молодих фахівців, на основі енергетичної стратегії вищого навчального закладу (ВНЗ).

### **Основи енергетичної стратегії**

Енергетична стратегія вищого навчального закладу повинна базуватися на наступних положеннях.

1. Економіка України характеризується глибокою енергетичною кризою.
  2. Питомі енергетичні витрати в Україні в декілька разів вищі, ніж в індустріально розвинутих країнах. При цьому, культура споживання енергії в Україні відсутня. Вітчизняного досвіду практичного вирішення задач енергетичної ефективності немає.
  3. Рівні теплового захисту будівель в європейських країнах в 1,5...1,8 разів (а в країнах Скандинавії в 2...2,5 разів) вищі, ніж в Україні. Більш за те, низька енергетична ефективність архітектурно-конструкторських рішень (в основі яких закладена низька вартість палива) усугубляється невмінням експлуатувати будівлі.
  4. В будівлях, як правило, відсутні прилади обліку розходу теплової енергії, сплата за споживання енергоресурсів здійснюється по рахункам від постачальників. Це не виключає можливостей завищення рахунків за реально спожитою тепловою енергією.
  5. Енергетична складова у бюджеті ВНЗ стала суттєвою, що потребує пошук резервів скорочення витрат енергії в будівлях. При цьому, досвід енергоефективної експлуатації будівель в Україні практично відсутній.
  6. Сучасні програми підготовки фахівців у ВНЗ не передбачають навчання з основ енергетичної ефективності серед обов’язкових. Відсутня лабораторно-практична база та підручники для підготовки фахівців з енергетичного менеджменту.
- Виходячи з цих положень визначаються головні задачі ВНЗ в напрямку вирішення енергетичних проблем. По-перше, це розвиток навчальної бази для підготовки фахівців з енергетичного менеджменту. По-друге, це скорочення споживання енергетичних ресурсів в будівлях ВНЗ.

Ці два напрямки становлять основу енергетичної стратегії закладу.

Напрямки мають самостійні цілі, задачі та підходи. Перший напрямок передбачає комплекс робіт по створенню лабораторної бази, навчально-методичної літератури, підготовку фахівців вищої кваліфікації, розробці робочих курсів.



По другому напрямку слід провести підготовку співробітників ВНЗ щодо енергоефективної експлуатації будівель та провести енергетичний моніторинг установи. По результатах енергетичного аудиту формується програма підвищення ефективності використання енергії в будівлях закладу.

Стратегія реалізується в рамках розробленої Програми, яка максимально запроваджує механізми часткового самофінансування проектів. Для цього формуються окремі етапи Програми.

Етапи Програми	Стисла сутність проектів
1-й етап	Реалізація мало витратних проектів: ліквідація прямих втрат ресурсів, встановлення лічильників, впровадження організаційно-технічних проектів скорочення рівня споживання ресурсів та механізмів заохочення за економію енергії і покарання за її марнотратство.
2-й етап	Інвестування проектів по утепленню стін, заміні вікон, ламп освітлення, впровадженню систем автоматичного регулювання температури в приміщеннях, реєстрації та обліку спожитої енергії.
3-й етап	Масштабні інвестиції проектів по впровадженню систем автономного опалення та кондиціонування повітря, комп'ютерних технологій обліку та аналізу витрат енергії.

Накопичення коштів на масштабні проекти здійснюється за рахунок механізму часткового самофінансування проектів (рис. 3).

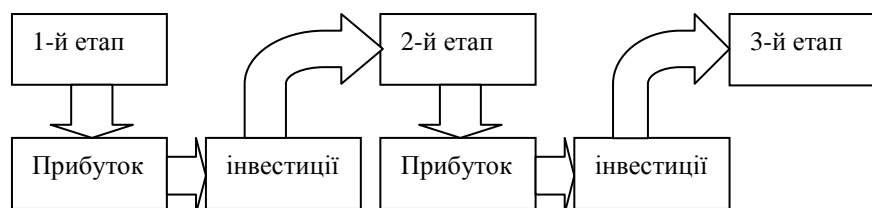


Рисунок 3 – Механізм часткового самофінансування Програми

Ефект такої схеми залежить від обґрунтованого вибору проектів, від постійного контролю за їх впровадженням та оперативного корегування планів. По суті, необхідно впровадити постійно діючу систему енергетичного моніторингу.

Визначена енергетична стратегія ВНЗ конкретизується завданнями Програми.

### Енергетичний аудит

Такі підходи використано при розробці енергетичної програми Одеської національної академії харчових технологій (ОНАХТ).

Завданням досліджень було визначити тепловий стан будівель. Показниками ефективності вибрано: коефіцієнт теплопередачі огороження ( $K_0$ ), термічний опір огороження ( $R_0$ ), питомий тепловий потік з приміщення ( $q$ ). Методика визначення цих показників базувалась на експериментально-розрахунковому підході. По перше, проводилось вимірювання температур повітря в приміщенні ( $t_{п1}$ ) та навколишнього середовища ( $t_c$ ). Значення цих температур визначалось за допомогою цифрового термопарного вимірювача. За допомогою безконтактного пірометра проводилось вимірювання температурного поля огороження. Усереднена температура внутрішньої поверхні огороження в приміщенні ( $t_1$ ) і температура зовнішньої поверхні огороження ( $t_2$ ) визначались як середньоарифметичні показань пірометра.

Для розрахунку  $q$  визначався коефіцієнт тепловіддачі  $\alpha$  до поверхні огороження, відповідна площа якої  $F$  і втрати теплоти з приміщення  $Q = \alpha (t_{п1} - t_1) F$ .

В подальшому визначались:

$$R_0^{-1} = \frac{qF}{t_1 - t_2}, \quad K_0 = \frac{q}{t_i - t_c}$$

З урахуванням терміну опалювального сезону ( $\tau$ ) визначались повні втрати теплової енергії кожного приміщення ( $E$ ) та питомі втрати теплової енергії ( $j$ ) в приміщенні, площа якого  $S$ :

$$E = Q\tau, \quad j = E/S$$

Розрахунки проводились для всіх корпусів та гуртожитків.

По кожному ресурсу визначається лідери ефективного його використання в академії ( $j_A$ ) та проводиться порівняння з середніми показниками в м. Одесі ( $j_O$ ), в Україні ( $j_U$ ) та з кращою практикою в світі ( $j_C$ ). Різниця між відповідними показниками дає потенціал ефективності відносно рівня Одеси ( $Pa$ ), України ( $Pu$ ) та світу ( $Pc$ ).

$$Pa = j - j_A, \quad Po = j - j_O, \quad Pu = j - j_U, \quad Pc = j - j_C$$

Краща практика ефективного використання теплової енергії при опалюванні є в Швеції. Там на опалення 100 кв.м приміщення витрачається 2,76 Гкал (11,6 ГДж). Значення показників, що використовувались при порівнянні, наведено в таблиці 1.

Таблиця 1 – Питомі витрати на опалення

	ОНАХТ, $j_A$	м.Одеса, $j_O$	Україна, $j_U$	США, $j_{CША}$	Швеція, $j_C$
$j$ , Гкал/(м <sup>2</sup> рік)	0,095	0,095	0,12	0,063	0,028
$j$ , ГДж/(м <sup>2</sup> рік)	0,4	0,4	0,5	0,265	0,116

Енергоефективна експлуатація будівлі є найбільш простим та найменш витратним засобом зниження енергоспоживання. Але, здійснювати такий спосіб можливо за допомогою приладів обліку розходів енергоносіїв. При цьому, слід пам'ятати, що самі по собі ці прилади не спроможні нічого економити. Але, лічильники енергії є необхідним інструментом для організації сучасних принципів культури енергоспоживання.

При розробці проектів враховувались тип будівлі, графік її функціонування. Для попередньої оцінки використовувались узагальнені значення втрат енергії в елементах будівлі.

В ОНАХТ створюється сучасна лабораторія з енергетичного менеджменту. В лабораторії реалізується унікальний проект, сутність якого в тому, що вперше в Україні елементи будівлі та інженерних систем забезпечення виконують не тільки свої штатні функції, а і використовуються для проведення досліджень. Прибори опалення, освітлення, вікна, стіни обв'язані вимірювальними приборами і слухачі на них вчаться визначати реальні технічні та економічні показники елементів будівлі. До оснащення лабораторії залучаються кращі фірми Одеси, які займаються енергоефективними технологіям.

УДК [658.26:378.09]:65.012.2

Бурдо О.Г., Светличный П.И., Мордынский В.П., Сталымбовская А.С.

### **ЭНЕРГЕТИЧЕСКАЯ ПРОГРАММА УЧЕБНОГО ЗАВЕДЕНИЯ**

В работе рассмотрены проблемы потребления энергии и энергетическая политика Украины. Предложены стратегические направления энергетической политики для высшего учебного заведения и положения к ней. Обсуждаются пути реализации стратегии в рамках Программы, которая максимально внедряет механизмы частичного самофинансирования проектов.

УДК 623.438.3.001.85

Качанов П.А., Зуев А.А.

## МЕТОДЫ РАСЧЕТА ПОЗИЦИИ И ОРИЕНТАЦИИ НАБЛЮДАТЕЛЯ В СИСТЕМАХ ВИЗУАЛИЗАЦИИ ТРЕНАЖЕРНЫХ КОМПЛЕКСОВ

В настоящий момент, появляются все новые и новые виды транспортных средств, возрастает их общее количество и сложность управления ими. При этом возникает необходимость в квалифицированных кадрах, которые умеют качественно обслуживать и управлять этими транспортными средствами. Обучение персонала с использованием техники дорогостоящий процесс, зачастую связанный с риском для жизни человека [1].

На сегодняшний день, наивысшую эффективность обучения обеспечивают интерактивные тренажеры транспортных средств на основе вычислительной техники. В состав таких тренажеров обычно входит кабина водителя с полной или частичной имитацией внутренней обстановки. Перед или внутри кабины располагается экран с имитацией окружающей обстановки. В состав комплекса может входить рабочее место инструктора, который управляет обучением и контролирует действия обучаемых. Комплексы могут быть объединены при помощи вычислительной сети, что позволяет проводить совместное обучение экипажей транспортных средств. В последнее время большое количество тренажеров стало оснащаться динамическими платформами (ДП), которые позволяют ориентировать кабину тренажера по нескольким углам в зависимости от положения транспортного средства.

Важнейшей частью в любой системе имитации окружающей обстановки для наземных транспортных средств является визуальное отображение окружающей обстановки. От того, насколько близко к реальности изображение на экране монитора, во многом зависит качество обучения. Для отображения окружающей обстановки обычно используется два типа устройств – мониторы (ЭЛТ, ЖКИ), либо проекторы. В случае использования мониторов, они устанавливаются внутри кабины тренажера и перемещаются вместе с ней. В случае использования проектора(ов), они располагаются вне кабины и проецируют изображение на неподвижный экран. Если при применении первого способа отображения расчет позиции и ориентации наблюдателя на виртуальном полигоне осуществляется стандартными для трехмерной графики средствами, то при использовании вынесенного за пределы кабины независимого проектора возникают определенные проблемы с построением (рендерингом) окружающей обстановки в заданный момент времени.

В статье предложен и детально рассмотрен один из методов расчета ориентации и положения наблюдателя, как при использовании внутреннего экрана, так и при использовании внешнего проектора.

Для построения изображения на экране средствами трехмерной графики принято использовать набор матриц, которые определяют ориентацию, местоположение наблюдателя, увеличение (если используются оптические приборы), поле зрения по вертикали и горизонтали. Рассмотрим, как формируются эти матрицы при использовании внутреннего экрана.

В большинстве систем визуализации процесс построения картинка происходит следующим образом – производится построение трехмерной сцены из треугольников, преобразование матрицей камеры, определяющей положение и ориентацию наблюдателя, и дальнейшее проецирование преобразованных треугольников на плоскость и по-

следующая растеризация полученных плоских треугольников. Проецирование осуществляется в системе линейной перспективы [2].

Матрица камеры  $M_v$  строится по следующему правилу (1)

$$M_v = M_\beta \cdot M_\alpha \cdot M_\gamma \cdot M_T, \quad (1)$$

где  $M_\beta, M_\alpha, M_\gamma$  – матрицы поворота по азимуту, углу места и углу скручивания, соответственно;  $M_T$  – матрица смещения точки наблюдения.

Полученная матрица  $M_v$  перед преобразованием вершин инвертируется.

Таким образом, для задания ориентации и позиции наблюдения нам необходимо получить три угла, азимут  $\beta$ , угол места  $\alpha$  и угол скручивания  $\gamma$  и три координаты в пространстве полигона

$$M_\beta = f(\beta), \quad M_\alpha = f(\alpha), \quad M_\gamma = f(\gamma). \quad (2)$$

При использовании внутреннего экрана, он перемещается вместе с кабиной и для формирования матрицы камеры используются углы ориентации транспортного средства (рисунок 1), т.е.

$$\beta = \beta_T, \quad \alpha = \alpha_T, \quad \gamma = \gamma_T, \quad (3)$$

где  $\beta_T, \alpha_T, \gamma_T$  – азимут, угол места и угол скручивания транспортного средства, соответственно.

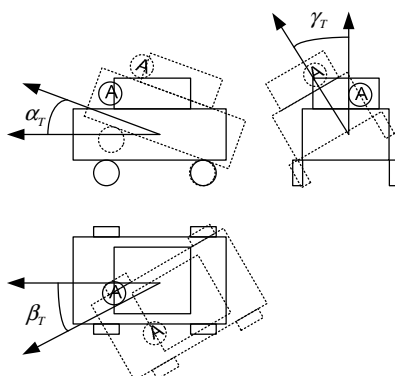


Рисунок 1 – Углы ориентации транспортного средства  
А – прибор наблюдения (внутренний экран)

Для задания положения наблюдателя используются координаты наблюдательного прибора.

Если используется внешний экран, то рассмотренный выше метод не позволяет сформировать правильную матрицу камеры. В этом случае возникает ряд задач, которые необходимо решить:

- отображение части корпуса транспортного средства видимой из прибора наблюдения;
- учет углов наклона динамической платформы тренажера по углу места и углу скручивания;
- учет конструктивных ограничений динамической платформы по повороту;
- отработка колебаний поля зрения и платформы за пределами допустимых углов наклона платформы.

При использовании внешнего экрана необходимо отключать визуализацию корпуса, и навесных элементов транспортного с которого ведется наблюдение, т.к. обычно кабина тренажера имитирует внешний вид корпуса и навесные элементы. Этот факт накладывает ограничения на моделирование некоторых эффектов. Например, капли дождя на стекле смотрового прибора, при использовании внешнего экрана – корректного способа их смоделировать средствами трехмерной графики не существует, т.к. они должны находиться, между наблюдателем и видимой частью корпуса транспортного средства, а это невозможно по конструктивным причинам (см. рисунок 2), т.к. реальная плоскость изображения Б` формируемого проектором и необходимая для корректного отображения плоскость Б не совпадают.

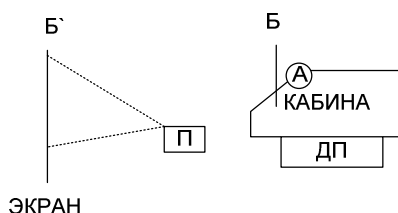


Рисунок 2 – Структурная схема тренажерного комплекса с использованием проектора для отображения внекабинной обстановки

А – точка наблюдения; ДП – динамическая платформа; П – проектор;

Б – необходимая плоскость для отображения спецэффектов (грязь и капли дождя на стекле);

Б` – реально возможная плоскость отображения спецэффектов

При формировании матрицы камеры необходимо учитывать то, что экран неподвижен и не связан с динамической платформой, поэтому углы наблюдения необходимо вычислять по следующей формуле

$$\beta = \beta_T, \quad \alpha = 0, \quad \gamma = 0. \quad (4)$$

Обычно, динамические платформы, используемые совместно с внешним экраном обрабатывают два угла наклона – угол места и угол скручивания, поэтому на эти углы нет необходимости поворачивать матрицу камеры, в расчетах их необходимо принять равными 0.

Современные динамические платформы ограничены по возможностям обработки углов поворота. Обычно величина обрабатываемых углов поворота не превышает 30–15 градусов. В некоторых случаях этого недостаточно для корректного отображения окружающей обстановки. Такие случаи возникают на критических углах при подъеме или спуске транспортного средства и при перевороте транспортного средства при моделировании аварийной ситуации. В таких случаях при превышении критического угла поворота необходимо дополнительно доворачивать изображение при помощи матрицы камеры, согласно выражению

$$\beta = \beta_T, \quad \alpha = \begin{cases} 0, & \text{и } \alpha < \alpha_k \\ \alpha - \alpha_k & \text{и } \alpha \geq \alpha_k \end{cases}, \quad (5)$$

$$\gamma = \begin{cases} 0, & \text{и } \gamma < \gamma_k \\ \gamma - \gamma_k & \text{и } \gamma \geq \gamma_k \end{cases},$$

где  $\alpha_k, \gamma_k$  – критические углы поворота, обусловленные конструктивными особенностями динамической платформы.

При достижении динамической платформой критических углов происходит ее «стопорение» по этому углу и дальнейшая отработка движения по углу не производится. Такой эффект проявляется при движении по наклонной плоскости (рисунок 3).

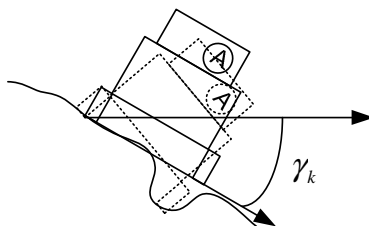


Рисунок 3 – Некорректная отработка углов наклона транспортного средства

Положение отработанное динамической платформой показано непрерывной линией, корректное положение (необходимое) показано пунктирной линией. Т.к. угол наклона при корректном положении превышает критический угол наклона платформы, он не отрабатывается, таким образом обучаемый находясь в кабине тренажера и перемещаясь по наклонной плоскости не чувствует колебаний транспортного средства и всегда перемещается как по гладкой поверхности.

Для минимизации данного недостатка, предлагается корректировать углы наклона платформы следующим образом, в качестве критических углов берутся не конструктивные  $\alpha_k, \gamma_k$ , а меньшие углы  $\alpha'_k, \gamma'_k$ , например, согласно выражению

$$\begin{aligned} \alpha'_k &= m \cdot \alpha_k, \\ \gamma'_k &= m \cdot \gamma_k, \end{aligned} \quad (6)$$

где  $m$  – коэффициент запаса по углу, который рекомендуется брать в диапазоне от 0,6 до 0,8.

Подставим выражение (6) в (5) и получим формулу для расчета углов матрицы камеры

$$\begin{aligned} \beta &= \beta_T, \\ \alpha &= \begin{cases} 0, & \text{if } \alpha < m \cdot \alpha_k \\ \alpha - m \cdot \alpha_k & \text{if } \alpha \geq m \cdot \alpha_k \end{cases}, \\ \gamma &= \begin{cases} 0, & \text{if } \gamma < m \cdot \gamma_k \\ \gamma - m \cdot \gamma_k & \text{if } \gamma \geq m \cdot \gamma_k \end{cases}. \end{aligned} \quad (7)$$

Таким образом, при движении по наклонной плоскости динамическая платформа будет обрабатывать микро неровности рельефа местности, при этом конструктивные ограничения платформы будут корректироваться системой визуализации. Выражение (7) позволяет корректно моделировать внекабинную обстановку как при штатном движении транспортного средства, так и в аварийных и нештатных ситуациях.

#### Литература

1. Бусяк Ю.М., Васильченко О.Г. Построение структур данных обмена информацией между подсистемами тренажеров транспортных средств // Вестник Национального технического университета «Харьковский политехнический институт». Сборник научных работ. Тематический выпуск: Автоматика и приборостроение. – Харьков: НТУ «ХПИ». – 2002. – №9, т. 7. – 198 с.
2. Раушенбах Б.В. Пространственные построения в живописи. Очерк основных методов. – М.: Наука, 1980. – 288 с.

Bibliography (transliterated)

1. Busyak Yu.M., Vasilchenkov O.G. Postroenie struktur dannykh obmena informatsiy mezhdu podsystemami trenazherov transportnykh sredstv Vestnik Natsionalnogo tekhnicheskogo universiteta «Harkovskiy politekhnicheskiy institut». Sbornik nauchnykh rabot. Tematicheskii vyipusk: Avtomatika i priborostroenie. – Harkov: NTU «HPI». – 2002. – #9, t. 7. – 198 p.
2. Raushenbah B.V. Prostranstvennyye postroeniya v zhivopisi. Ocherk osnovnykh metodov. – M.: Nauka, 1980. – 288 p.

## **АНОТАЦІЙНИЙ ЗМІСТ**

Alexandrov E.E., Pidashov V.V.

### **INFLUENCE OF A TRACK ON DYNAMIC OF A TRANSPORT VEHICLE**

The influence of a variable track tension on dynamic of the high-speed transport track vehicle during its motion on crossed districts is considered. The sequence of calculation of a tension on different sites of full-track bypass is reduced.

Alexandrov E.E., Sladkih S.A., Pidashov V.V.

### **SIMULATION MODELING OF A DISTURBED MOTION OF A CLOSED-LOOP SYSTEM OF INDUCTION OF A TANK AIR-DEFENCE MACHINE GUN**

The solution of a problem of parametric synthesis of a system of induction of a tank air-defence machine gun with the help of the designed simulation model of a disturbed motion of a system of induction in conditions of permanent random exterior perturbations is offered in the given work.

Anipko O.B., Baulin D.S., Birukov I.U.

### **INFLUENCE OF STORAGE PERIOD OF AN AMMUNITION ON BALLISTIC CHARACTERISTICS OF A SMALL ARMS**

In clause influence of storage period of ammunition on change of ballistic characteristics small arms is analysed. The model operation of powder charges depending on storage period of ammunition is offered.

Anipko O.B., Rikunov O.M.

### **THE MODEL OF DEFEAT OF THE TARGET WITH SET A VALUE FROM THE AUTOMATIC GUN 2A42**

The questions by definition of the maximal deviations on range and on direction are considered. The basic technical requirements for maintenance effective of impact in the target from the automatic gun 2A42.

Balasyan G.A.

### **MATHEMATICAL DESIGN OF THE MODES OF CO-GENERATION INTEGRATED SYSTEMS AND HELIOCOLLECTOR**

The method of multiple analysis of the modes for an integrated system of energy supply on the base of the low power co-generation plant and heliocollector is offered. Represented mathematical model and certain coefficients of the differential equalizations system for the different modes of the integrated system. Expected dynamics of accumulation of heat in the system.

Boldyryev S.A.

### **ENERGY SAVING METHODS IN SUGAR INDUSTRY (REVIEW)**

Energy saving methods for sugar industry are described. The last tendencies of retrofit and modernization of sugar plants are considered. Energy consumption of European sugar plants is compared with Ukrainian level. Energy saving potential of Ukrainian sugar plants with help of process integration and modern heat exchange equipment are defined.



Burdo O.G., Svetlichniy P.I., Mordinskiy V.P., Stalimbovskaya A.S.

### **THE POWER PROGRAM OF THE EDUCATIONAL INSTITUTION**

In work problems of consumption of energy and the power policy of Ukraine are considered. Strategic directions of power policy for a higher educational institution and position to it are offered. Ways of realization of strategy within the limits of the Program which as much as possible introduces mechanisms of partial self-financing of projects are discussed.

Buhkalo S.I.

### **ENERGY SAVING IN THE MARKET PETF**

The basic methods of waste PETF use with taking in to account the features of material properties changes exploitation process are presented. It allows to receive useful materials for manufacturing process.

Vakulenko V.V., Krolenko A.I., Shyrnya I.V., Skripkin N.R., Krivozhizha S.V., Zharov V.A.

### **INFLUENCE OF THE CONSTRUCTIVE FACTORS ON POWER CONSUMPTION OF UNITS OF LOADING AUTOMATS**

In clause is spent the analysis of forces of resistance at a ramming of a shell and way of their decrease.

Voronin S.E., Dolgopolov V.G., Kostenko I.V., Kurtsev S.N., Skripkin N.R., Fedyanin A.V.

### **ON INCREASE IN PRODUCTIVITY OF THE SUCTION-TYPE SHOT BLASTING CHAMBER**

In the article calculation of feed of abrasive material for the suction-type shot blasting chamber is made and scheme of its modernization is suggested.

Gubinsky M., Usenko A., Shevchenko G., Shishko Y.

### **THE ESTIMATION GREENHOUSE GASES EMISSION ROTTED USE MINERALS FUEL AND BIOMASS**

The ecological criterion allowing to compare biopower technologies objectively is developed it is not depends on a kind and quality of replaced fuel, a kind of made energy, a kind of a used biomass. The analysis of reduction of greenhouses emission to an atmosphere at full or partial replacement of mineral fuel of various kinds by the biomass with the various ways of its processing is presented.

Kudrov W.M., Chuchmar I.D., Vozgrin Yu.V., Lazurko O.V., Bober A.V.

### **RESERCH ON HEAT EXCHANGE PROCESS IN HEAT DISSIPATING DEVICES (RADIATORS)**

The article gives the research on heat exchange in air-solid material system, as well as mathematically and experimentally grounds the use of staggered-tube radiators.

Kuzminsky V.A., Zhmenko R.V., Chuchmar I.D., Zaryanov W.A., Veretennikov A.I.

### **BENCH TESTS OF POWER PACK UNITS FOR WHEELED ARMOR VEHICLES**

The article presents description of the developed and ready-made bench intended for testing wheeled vehicles starting from weight of 1,4 tons. This test bench makes it possible to carry out studies of the power packs and transmission for vehicles at various regimes of engine operation using simultaneous loading method for wheel hubs of either one or two drive axles. Presented are the study results for two armored wheeled vehicles as well.

Tovazhnyansky L.L., Kapustenko P.O., Ulyev L.M., Boldyrev S.A.

### **DIFFINITION ENERGY SAVING POTENTIAL AT THE OPERATING ENTERPRISES OF FATS MANUFACTURE**

It is shown, that economic potential of energy saving, accessible to processes integration of the examined fat plant is equal 232 thousand dollars of the USA that makes 76 % of cost of the energy consumed working processes without consideration of other consumers, and 15 % of cost of the energy consumed by factory.

Tovazhnyanskyy L.L., Kapustenko P.O., Buhkalo S.I., Perevertaylenko O.Yu.

### **FEATURES OF PASTEURIZATION OF MILK AND DAIRY PRODUCTS IN PLATE HEAT EXCHANGE UNITS**

The main demands to milk pasteurization looked through. It was considered that plate heat exchanger is mostly satisfactory equipment to satisfy these demands. The retrospective survey and analysis of plate units for milk pasteurization were carried out. The possibility of using the advantages of modern plate units for their energy saving process integration was pointed out.

Bilonoha Y.L., Bilonoha D.M.

### **ANALYSIS OF OPTIMIZATION PARAMETERS VALUES BY THE EXAMPLE OF EXTRACTION OF ORGANIC PREPARATIONS AND PREPARATIONS OF ANIMAL ORIGIN**

Algorithm of optimization parameters of pseudo-liquefied layer in solid-liquid system by the example of extraction of organic preparations from endocrine raw materials is presented. In terms of extreme values of Reynolds numbers and of B optimization parameters by the example of insulin extraction from ground pancreas and splenin extraction from ground spleen of animals in different extraction agents the efficiency of diffusion process flowing is analyzed. Similar efficiency of the optimization by the suggested algorithm is shown also by the example of extraction of vegetable raw materials at different temperatures.