

УДК 621.165

А.С. МАЗУРЕНКО, д-р техн. наук, Г.А. БАЛАСАНЯН, канд. техн. наук,
О.А. СИЧОВА

Одеський національний політехнічний університет

ОЦІНКА ЕФЕКТИВНОСТІ КОГЕНЕРАЦІЙНИХ ГТУ ПРИ ЗМІНІ СПІВВІДНОШЕННЯ ВИРОБНИЦТВА ТЕПЛОТИ ТА ЕЛЕКТРОЕНЕРГІЇ

Рассматриваются некоторые возможности регулирования соотношения производства тепла и электроэнергии в когенерационных установках на базе ГТУ, а также возможности оценки эффективности таких установок различными методами.

Some opportunities of regulation of a parity of manufacture of heat and the electric power in cogeneration systems on base GT, and also an opportunity of an estimation of efficiency of such system are considered by various methods.

Найважливішою умовою роботи когенераційних ГТУ з максимально досяжною ефективністю є можливість повної утилізації тепла газів після турбіни. Однак це може мати місце лише при точному співпадінні графіку вироблення теплоти і електроенергії конкретною автономною енергоустановкою з графіком відповідних навантажень у споживача [1].

Традиційна оцінка ефективності ГТУ за електричним коефіцієнтом корисної дії (ККД), яка виправдана при роботі установки в режимі виробництва електроенергії, недостатньо об'єктивна та повна при роботі в режимі когенерації. Наприклад, підвищення температури газу перед турбіною, як відомо завжди призводить до суттєвого підвищення ККД. Проте, підвищення електричного ККД призводить до зниження питомого відпуску теплоти в котел-утилізатор. В такому разі в залежності від співвідношення ціни на тепло та електроенергію, а головне від потреб споживача у різних видах енергії, збереження надто високих параметрів перед газовою турбіною може стати недоцільним.

Використання ексерго-економічного підходу до оцінки ефективності багатоцільових енергосистем [2] є досить виправданим, проте виникають проблеми оцінки вартості різних ексергетичних потоків. До того ж, ексерго-економічні методи, які є назамінними при аналізі ефективності різних складових складних енергетичних систем, можуть бути замінені більш простими показниками ефективності при інтегрованій оцінці енергоперетворення в енергоустановці багатоцільового призначення в цілому.

Для когенераційних систем різного типу, але особливо автономних, є доцільним аналіз ефективності газотурбінної тепло- електрогенеруючої системи, на основі коефіцієнту використання палива (КВП) при умові повного та безнадлишкового задоволення визначеного споживача як теплом, так і електроенергією.

Розрахунки, які виконані за допомогою програми-моделі ГТУ з котлом утилізатором (рис. 1) дозволили визначити вплив початкової температури перед турбіною, ступеню підвищення тиску в компресорі, температури зовнішнього повітря та деяких інших параметрів, як на коефіцієнт використання палива:

$$КВП = \frac{N_e + N_T}{B_{II} \cdot Q_n^p}, \quad (1)$$

де N_e та N_T — відповідно електрична та тепла потужність когенераційної ГТУ;

B_{II} — витрата палива в заданому режимі,

так і на співвідношення виробництва електроенергії та тепла:

$$K_c = \frac{N_e}{N_T} \quad (2)$$

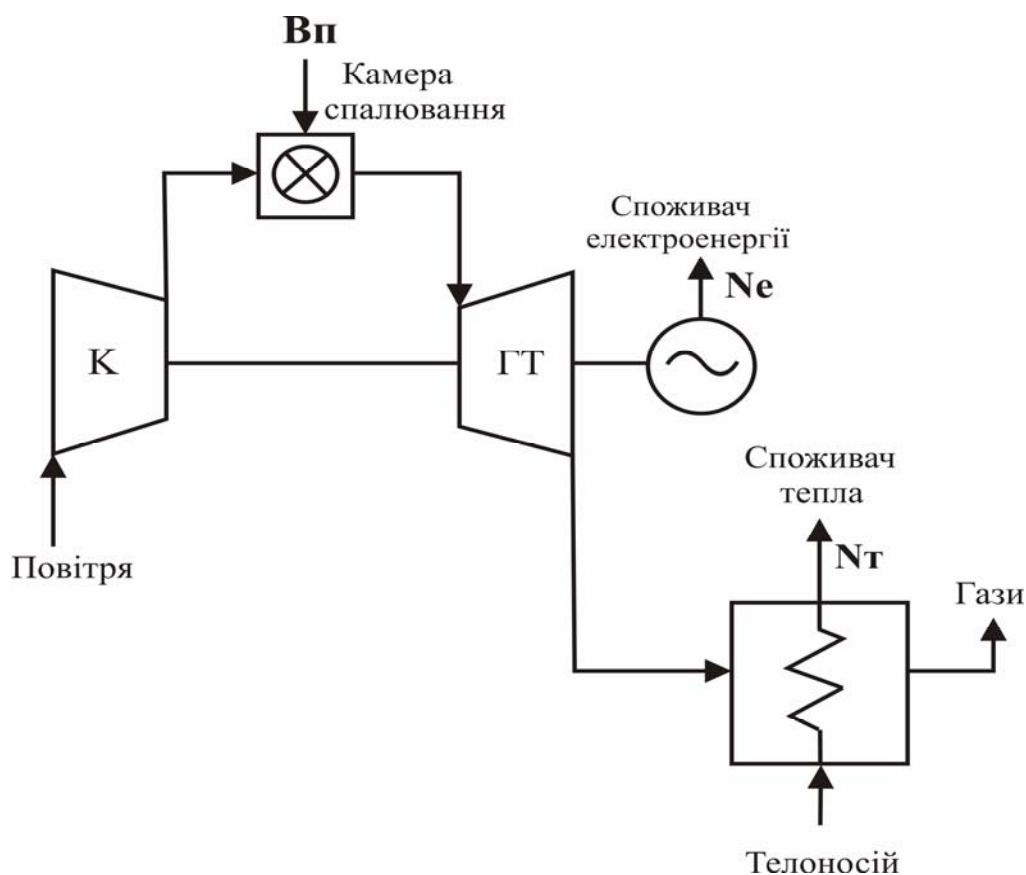


Рис. 1. Схема когенераційної ГТУ з котлом утилізатором тепла

На рис. 2 представлені результати визначення ефективності установки, представленої на рис.1 за показником КВП при тиску газу перед турбіною $P_0 = 2,4$ МПа та зміні температури газу перед турбіною T_0 в широкому діапазоні при трьох значення температури повітря: -15^0 С, 0^0 С та 30^0 С.

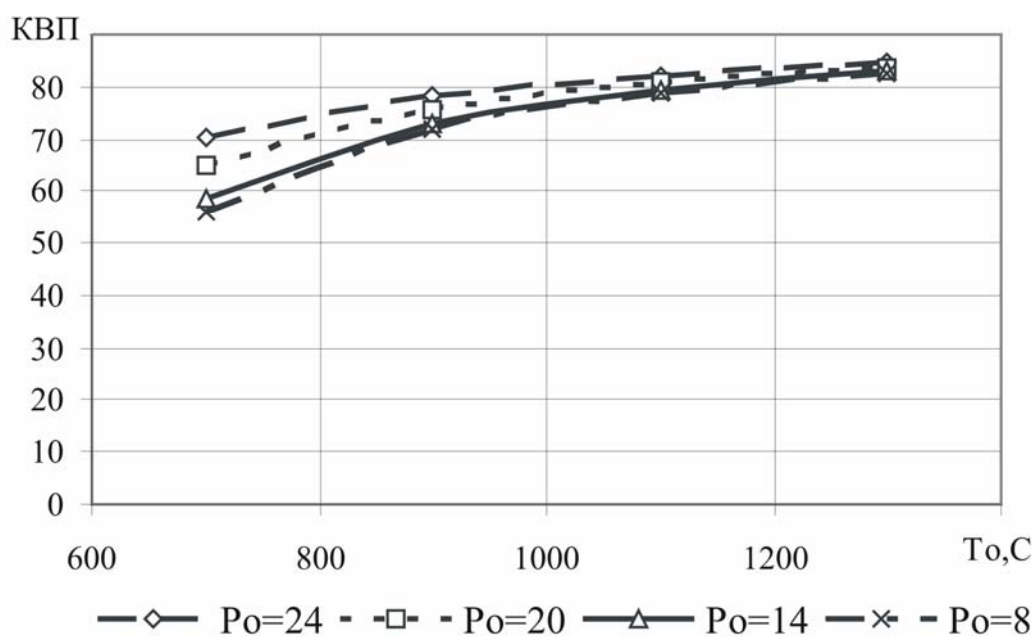


Рис. 2. Коэффициент использования топлива в когенерационной ГТУ

Порівнюючи цей графік з графіком для ККД такої ж установки та при таких же умовах (рис. 3) можливо зробити деякі висновки.

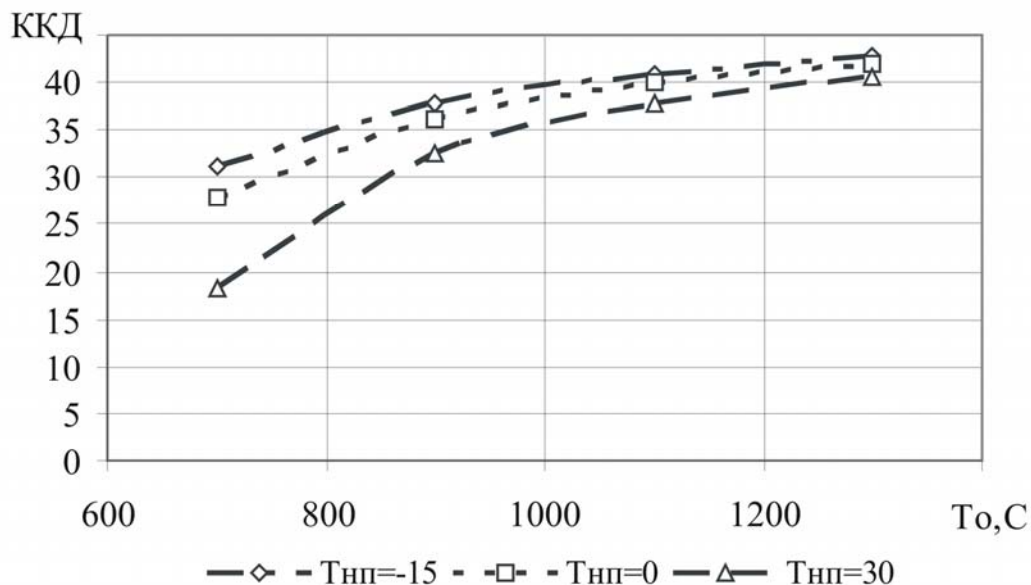


Рис. 3. Коэффициент полезной энергии ГТУ

При комбінованому виробництві тепла та електроенергії значно менше на показник КВП впливає початкова температура газу перед турбіною, від якої в найбільшій мірі залежить вартість турбіни та всієї енергоустановки. Це дає підстави для вибору більш дешевих газових турбін для когенераційним систем в порівнянні з чисто енергетичними ГТУ. При цьому вплив температури повітря на коефіцієнт використання палива – незначний.

Коефіцієнт корисної дії енергетичної ГТУ в значно більшому ступені залежить від температури повітря, що подається на вхід компресора, а також від температури газу перед турбіною. При чому, при високих температурах зовнішнього повітря її вплив на ККД є менш суттєвим.

Ще більш важливим є висновок, який можливо отримати за результатами аналізу залежності співвідношення виробництва електроенергії та тепла від основних факторів – температури газів перед турбіною та ступеню підвищення тиску за компресором (рис. 4).

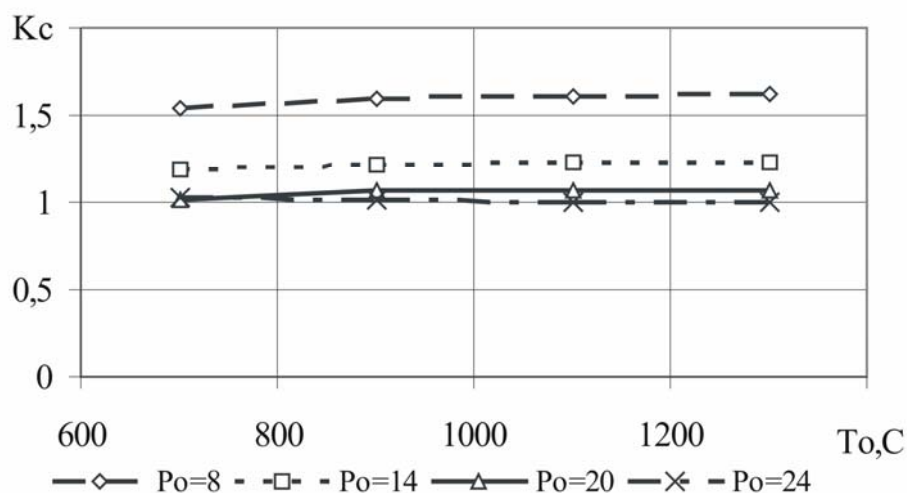


Рис. 4. Співвідношення виробництва електроенергії та тепла при різних значеннях температури та тиску газу перед турбіною

Як видно з отриманих результатів, вплив початкової температури газів перед турбіною на показник K_c зовсім незначний.

Проте, зміна ступеню підвищення тиску повітря за компресором, або тиску продуктів спалювання перед газовою турбіною дозволяють в досить широкому діапазоні (від 1,0 до 1,6) змінювати співвідношення виробництва електроенергії та тепла в когенераційній ГТУ. Це дає змогу найбільш повного використання енергії палива при різних графіках електричного та теплового споживання.

Наведені на рис. 4 результати отримані при температурі зовнішнього повітря $0^{\circ}C$, але аналіз подібних даних при інших умовах показує, що температура повітря не здійснює значного впливу на це співвідношення.

Література

1. Баласанян Г.А. Согласование графиков тепловой и электрической нагрузок для систем когенерации малой мощности / Баласанян Г.А., Мазуренко А.С. // Пром. теплотехника. – 2005. – № 3. – с. 71-76.
2. Джордж Тсатсаронис. Взаимодействие термодинамики и экономики для минимизации стоимости энергопреобразующей системы. – Одесса: ООО «Студия «Негоциант», 2002. – 152 с.

© Мазуренко А.С., Баласанян Г.А., Сичова О.А., 2006

УДК 621.5.011 : 664

Г.А. ГОРБЕНКО, д-р техн. наук, Р.Ю. ТУРНА, аспирант

Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ»

ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКОЕ ОБОСНОВАНИЕ КОНЦЕПЦИИ ХОЛОДОСНАБЖЕНИЯ ПИЩЕВОГО ПРЕДПРИЯТИЯ

Наведено метод техніко-економічного обґрунтування концепції холодопостачання харчового підприємства з залученням алгоритму синтезу складних систем. Для аналізу можливих систем холодопостачання використовуються спеціально розроблені системні математичні моделі. Надана методика дозволяє приймати більш обґрунтовані рішення вибору системи холодопостачання.

Food industry cooling system technical and economic assessment method is presented. The method is based on algorithm of complex systems engineering synthesis. The mathematical models are developed for analysis of different cooling systems efficiency. The method developed can be used to choose the most efficient cooling system for different similar problems.

При проектировании пищевого предприятия, потребляющего холод, стоит задача выбора типа и схемы холодоснабжения. Это может быть централизованная или распределенная система, на аммиаке, фреоне или углекислом газе, непосредственного либо косвенного охлаждения, с насосной или безнасосной схемой подачи хладагента, с воздушными или испарительными конденсаторами и т.д.

На практике часто решения принимаются без серьезного технико-экономического обоснования (ТЭО), исходя из опыта выполненных ранее проектов или предпочтений той или иной фирмы-разработчика.

В настоящей работе предложена методика технико-экономического обоснования концепции системы холодоснабжения с привлечением алгоритма инженерного синтеза сложных систем* [1].

Алгоритм инженерного синтеза представлен на рис. 1. Все этапы алгоритма находятся в итеративном взаимодействии.

На первом этапе разрабатывается техническое задание на проектируемую систему, в котором приводится набор требований, параметров и условий, которым должна отвечать система холодоснабжения.

Следующий этап – выработка показателей и критериев эффективности.

Выбор альтернативных вариантов заключается в составлении перечня систем, которые по предварительным и экспертным оценкам могут быть использованы для решения поставленной задачи. В процессе исследования с использованием выбранных показателей и критериев эффективности возможен отсев некоторых альтернатив и подключение новых.

Следующие этапы – разработка и исследование системных моделей, выработка технических решений.



Рис. 1. Алгоритм инженерного синтеза сложной системы

* Инженерный синтез сложной системы – исследование, результатом которого являются рекомендации, необходимые для принятия решений по выбору структуры и параметров рассматриваемой системы.

С помощью системного моделирования определяются количественные показатели эффективности рассматриваемых систем. По полученным количественным и качественным показателям эффективности систем принимаются решения по выбору структуры и параметров новой системы.

После выбора структуры и параметров новой системы переходят к ее техническому проектированию.

Рассмотрим методику ТЭО с привлечение алгоритма инженерного синтеза сложных систем на примере системы холодоснабжения убойного производства птицефабрики.

Исходными данными для ТЭО является техническое задание, в котором представлены основные показатели производства (см. табл. 1): план освоения производства, производительность убойной линии, режим работы предприятия на различных этапах освоения производства, объемы производства замороженного и охлажденного мяса и т.д.

Таблица 1. Основные показатели убойного производства птицефабрики

№	Показатели производства	Очередность освоения производства				
		1 очередь		2 очер.	3 очередь	
		а	б	а	а	б
1.	Год освоения производства	2006	2007	2008	2010	2011
2.	Производительность убойной линии, птиц/час	6000	6000	12000	18000	18000
3.	Количество рабочих смен (6 рабочих дней в неделю, смена – 8 часов, из них 8 часов – рабочие).	1	2	1,5	1,5	2
4.	Общее производство мяса, т/сутки	94	187	280	420	560
6.	Количество замороженного мяса, т/сутки	50	75	125	185	220
7.	Емкость камер хранения замороженной продукции, всего тонн	149	248	488	728	728
8.	Емкость камер хранения охлажденной продукции, всего тонн	218	218	327	436	545

На основании технического задания определяют *потребные производственные площади и объемы холодильных камер.*

Далее по данным технического задания рассчитывают *максимальную потребность в холоде* технологических помещений и холодильных камер. Для рассматриваемого производства результаты расчета максимальной потребности холода представлены в таблице 2.

Таблица 2. Максимальная потребность в холоде

Наименование потребителя	Потребная холодопроизводительность, кВт	
	Этап 1а	Этап 3б
1. Камеры заморозки	344	1514
2. Камеры хранения замороженной продукции	40	202
3. Предварительное охлаждение	570	1710
4. Камеры хранения охлажденной продукции	187	467
5. Технологические помещения	196	464
Суммарная потребность в холоде (максимальная)	1337	4352

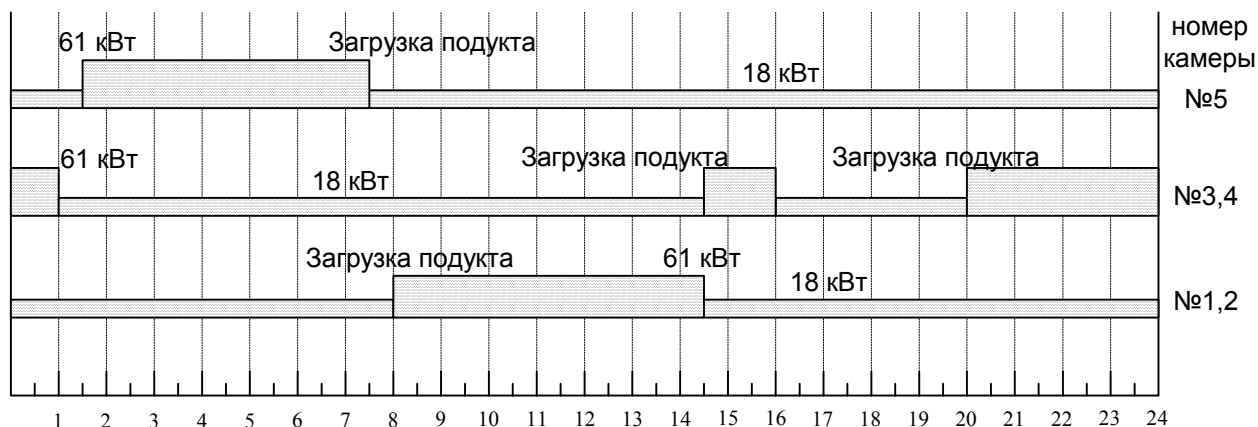


Рис. 2. Графики потребления холода камерами хранения охлажденной продукции на этапе 3б

Эти данные используют для подбора холодильного оборудования. Однако, реальная потребность в холоде изменяется в зависимости от режима работы предприятия, технологического процесса холодильной обработки мяса птицы, суточных и годовых колебаний температуры и влажности атмосферного воздуха. Эту зависимость можно отразить с помощью *суточных и годовых графиков потребления холода*. Учет этих графиков позволяет более точно определять тепловую нагрузку на систему холодоснабжения предприятия. На рис. 2 приведен пример суточного графика потребления холода камерами хранения охлажденной продукции на этапе 3б рассматриваемого убойного производства.

Выбор системы холодоснабжения проводится путем анализа альтернативных схем. В качестве альтернативных систем рассмотрены фреоновая распределенная и централизованная аммиачная системы. Учитывая долговременные коммерческие планы предприятия показатели эффективности систем рассчитывались на первом и последнем этапах освоения производства. Выбранные показатели и критерии эффективности представлены в итоговых таблицах сравнения рассматриваемых вариантов.

Фреоновая распределенная система состоит из холодильных машин, установленных в непосредственной близости от потребителей холода. Каждая холодильная машина состоит из компрессорного агрегата, воздушного конденсатора и одного или нескольких воздухоохлаждателей, размещаемых в технологических помещениях или холодильных камерах.

Схема централизованной аммиачной системы – компаундная [2]. Система состоит из ступеней низкого и высокого давления. Аммиак к потребителям низкотемпературного холода подается насосами от циркуляционного ресивера низкого давления (НД), а к потребителям высокотемпературного холода от циркуляционного ресивера высокого давления (ВД).

Нагнетание от компрессоров ступени НД осуществляется в циркуляционный ресивер ВД. Нагнетание от компрессоров ступени ВД осуществляется в испарительные конденсаторы.

Испарительные конденсаторы оборудованы системами водоподготовки.

Управление всей холодильной установкой осуществляется с помощью центрального пульта управления из комнаты оператора.

Для выбранных альтернативных систем были определены количественные показатели эффективности (капитальные и эксплуатационные расходы). Результаты расчетов представлены в табл. 3 и 4 для этапов 1а и 3б соответственно. В табл. 5 сравниваются эксплуатационные требования, предъявляемые к рассматриваемым альтернативным системам.

Таблица 3. Сравнение показателей эффективности систем холодоснабжения птицефабрики на этапе 1а

№№	Наименование показателя эффективности	Аммиачная система		Фреоновая система		Критерии
		Этап 1а	Приоритет*	Приоритет*	Этап 1а	
Общие требования						
1.1	Капитальные затраты, тыс. EUR					min
	• на холодильное оборудование	1 225	–	+++	726	
	• на строительство специальных помещений и сооружений для оборудования	560	–	+++	40	
	ИТОГО:	1 785	–	+++	766	
1.2	Эксплуатационные расходы, тыс. EUR в год:					min
	• затраты на электроэнергию (0,053 евро/кВтч)	107	+++	+	137	
	• затраты на текущий ремонт и обслуживание оборудования	24	+	++	14	
	• заработная плата обслуживающего персонала	26	–	+++	11	
	• дополнительные затраты	4				
	– стоимость расходуемой воды на нужды испарительных конденсаторов	1	–	+++	0	
	ИТОГО:	162	++	++	162	
1.3	Ресурс		+++	+++		10 лет
1.4	Надёжность (резервирование системы)		++	+++		max
1.5	Преимственность разработки, унификация узлов		++	++		высокая
Функциональные требования						
2.1	Коэффициент запаса по холодопроизводительности, %	Степень НД: 55 Степень ВД: 45	+++	++	15	
2.2	Влияние на окружающую среду	Отсутствует	+++	++	Отсутствует (если R22)	Отсутствует
2.3	Температура кипения хладагента					выше
	– высокотемпературный холод	- 10 °С	++	+++	-4...-10 °С -7 °С +3 °С	
	– низкотемпературный холод	- 40 °С	++	+++	-25 °С -35 °С	
2.4	Температура конденсации хладагента	25...33 °С	+++	++	35...45 °С	ниже

* Приоритеты по показателям эффективности: +++ «отлично»; ++ «хорошо»; + «удовлетворительно»; – «плохо».

Таблица 4. Сравнение показателей эффективности систем холодоснабжения птицефабрики на этапе 3б

№№	Наименование показателя эффективности	Аммиачная система		Фреоновая система		Критерии
		Этап 3б	Приоритет*	Приоритет*	Этап 3б	
Общие требования						
1.1	Капитальные затраты, тыс. EUR					min
	• на холодильное оборудование	2 409	++	+	2 448	
	• на строительство специальных помещений и сооружений для оборудования	750	–	+++	80	
	ИТОГО:	3 159	–	+++	2 528	
1.2	Эксплуатационные расходы, тыс. EUR в год:					min
	• затраты на электроэнергию (0,053 евро/кВтч)	440	+++	–	703	
	• затраты на текущий ремонт и обслуживание оборудования	48	++	+	49	
	• заработная плата обслуживающего персонала	33	–	++	18	
	• дополнительные затраты – стоимость расходуемой воды на нужды испарительных конденсаторов	8				
	– стоимость расходуемых умягчителей и ингибиторов	3	+	++	0	
	ИТОГО:	532	+++	–	770	
1.3	Ресурс		+++	+++		>10 лет
1.4	Надёжность (резервирование системы)		++	+++		max
1.5	Преимственность разработки, унификация узлов		++	++		высокая
Функциональные требования						
2.1	Коэффициент запаса по холодопроизводительности, %	Ступень НД: 12 Ступень ВД: 4	+	++	15	
2.2	Влияние на окружающую среду	Отсутствует	+++	++	Отсутствует (если R22)	Отсутствует
2.3	Температура кипения хладагента					выше
	– высокотемпературный холод	- 10 °С	++	+++	-4...-10 °С -7 °С +3 °С	
	– низкотемпературный холод	- 40 °С -30 °С	++	+++	-25 °С -35 °С	
2.4	Температура конденсации хладагента	25...33 °С	+++	++	35...45 °С	ниже

* Приоритеты по показателям эффективности: +++ «отлично»; ++ «хорошо»; + «удовлетворительно»; – «плохо».

Таблица 5. Сравнение эксплуатационных требований к системам холодоснабжения

№№	Наименование показателя эффективности	Аммиачная система		Фреоновая система		Критерии
		Этапы 1а и 3б	Приоритет*	Приоритет*	Этапы 1а и 3б	
3.1	Пожаро-взрывобезопасность	Аммиак – пожаровзрывоопасное вещество. Смесь с содержанием NH ₃ 200 мг/л – взрывоопасна. Горит NH ₃ при объемном содержании в воздухе 78,5 мг/л	–	+++	-	min
3.2	Токсичность	Аммиак токсичен. Предельно допустимая концентр. 0,02 мг/л	–	+++	-	min
3.3	Удобство обслуживания	Малое количество компрессоров и агрегатов, большая часть которых всегда работает	+++	++	Большое количество компрессоров и агрегатов со свободным доступом к каждому из них	max
3.4	Ремонтопригодность	Вместо отказавшего агрегата вводится в строй резервный, а затем производится ремонт	++	+++	Сломанный агрегат отключается и ремонтируется	max
3.5	Степень автоматизации (автономность)	Параметры поддерживаются автоматически, контроль и управление производится с центрального пульта в машинном отделении	+++	++	параметры поддерживаются автоматически. Управление осуществляется из компрессорных и локальных агрегатов	max
3.6	Кол-во обслуживающего персонала, чел	Этап 1а: 12 Этап 3б: 15	+	+++	Этап 1а: 5 Этап 3б: 8	min
3.7	Уровень квалификации обслуживающего персонала	Необходимо иметь специальное образование. Не реже одного раза в 12 мес. проводится проверка знаний персонала по обслуживанию холодильной установки, технике безопасности, инструкции по эксплуатации оборудования и практическим действиям по оказанию доврачебной помощи.	–	+++	Необходимо иметь свидетельство о окончании специального учебного заведения или курсов	min

*Приоритеты по показателям эффективности: +++ «отлично»; ++ «хорошо»; + «удовлетворительно»; – «плохо».

Эксплуатационные расходы определялись за год работы холодильного оборудования. Ключевым параметром, определяющим уровень эксплуатационных расходов, является годовое потребление электроэнергии. Для его определения использовались специально разработанные системные математические модели. В моделях, кроме реального суточного и годового графика холодопотребления предприятием, учитывались суточные и годовые колебания температуры и влажности окружающего воздуха.

Как видно из результатов расчета на этапе 1а явным преимуществом обладает фреоновая распределенная система, а на этапе 3б централизованная аммиачная.

В рассмотренной методике ТЭО концепции холодоснабжения пищевого предприятия с привлечением алгоритма инженерного синтеза, для расчета годового энергопотребления используются специально разработанные системные математические модели холодильных установок, позволяющие учесть влияние параметров окружающей среды и реальный график холодопотребления. В отличие от обычно используемых расчетов энергопотребления на основе холодильного коэффициента и коэффициента загрузки системы, результаты, получаемые на основе системного моделирования, являются значительно точнее, а принимаемое решение более обоснованным.

Конечное решение по выбору концепции холодоснабжения должен принимать Заказчик исходя из располагаемых ресурсов, перспектив развития рынка, допустимых коммерческих рисков, тенденций роста цены на электроэнергию и т.д. Задача же разработчиков ТЭО состоит в рассмотрении возможных вариантов решения поставленной задачи и выработке объективных показателей эффективности.

Литература

1. *Лебедев А.А., Баранов В.Н., Бобронников и др.* Основы синтеза систем летательных аппаратов / Под ред. *Лебедева А.А.* – М.: Машиностроение, 1987. – 224 с., ил.
2. *Чумак И.Г., Никульшина Д.Г.* Холодильные установки. Проектирование: Учеб. пособие для вузов. – К.: Выща шк. Головное изд-во, 1988. – 280 с. – 97 ил. – Библиогр.: 44 назв.

© Горбенко Г.А., Турна Р.Ю., 2006

УДК 621.165

Г.А. ГАПОН

Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт»

ДИНАМИКА ПЕРЕМЕННОЙ МАССЫ В КАНАЛАХ СЛОЖНОЙ ФОРМЫ

На базі рівнянь динаміки суцільного середовища змінної маси створена математична модель течії у спіральній камері відцентрової турбомашини, що дозволяє виявити загальні закономірності поведінки потоку в залежності від різних умов дії на нього мас робочого тіла, що приєднуються або від'єднуються, витрат, геометричних характеристик каналу.

On the base of dynamics equations of continuum of variable mass the flows in radial turbine spiral are considered. Mathematical model allowed to find total regularities of such flows is created. The model is helpful for investigation of flow behaviour under conditions of attached and detached masses, outputs and geometrical characteristics of the channel.

Экспериментальные исследования спиральных камер (СК) вентиляторов, тягодутьевых машин свидетельствуют об их эффективной работе на номинальном и близких к нему режимах. В этих случаях подвод среды из рабочего колеса в СК осуществляется по всей окружности рабочего колеса и является практически осесимметричным. С уменьшением подачи сокращается активная часть окружности колеса и значительная часть её не работает. В некоторых местах на нерабочей части происходит обратный поток газа из спиральной камеры в каналы колеса, что вызывает его неустойчивую работу. Опыты показывают, что влияние улитки на структуру потока около колеса весьма существенно.

Для изучения общих закономерностей зависимости течения в СК от условий присоединения (отсоединения) масс рабочего тела, производительности установки, геометрических характеристик канала в данной статье предложена упрощённая математическая модель, оперирующая с осреднёнными по сечению параметрами потока, и метод, позволяющий получить решения в аналитическом виде.

Поскольку течение в спиральной камере происходит с переменным расходом вдоль пути, для его математического описания удобно воспользоваться уравнениями сплошной среды переменной массы [1], которые для идеальной баротропной жидкости при отсутствии массовых сил имеют вид:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \operatorname{div}(\rho V) = J, \quad (1)$$

$$\frac{\partial V}{\partial t} + (V, \nabla)V = -\frac{1}{\rho} \operatorname{grad} p + \frac{J}{\rho} (V_0 - V), \quad (2)$$

$$\rho = f(p), \quad (3)$$

где ρ – плотность, p – давление, V – вектор скорости потока, V_0 – вектор скорости, с которой жидкость подводится (отводится), J – секундное изменение массы вещества в данной точке потока, отнесенное к единице его объёма. Течение в СК

происходит с числами Маха $M < 0,3$. Следовательно, рабочую среду можно считать несжимаемой. Исследуемый канал представлен на рис. Он имеет постоянную ширину a . Подвод среды в него из рабочего колеса осуществляется через щель шириной a_1 вдоль всей окружности радиуса R со скоростью V_0 под углом α к оси φ . Вводим также в рассмотрение V_{0n} и $V_{0\varphi}$ – нормальную и тангенциальную проекции вектора подвода V_0 . Разделим канал на три области. Для анализа изменения осреднённых по сечению параметров потока примем в каждой из областей одномерную модель течения, следующую из системы дифференциальных уравнений (1)–(3), записанной в цилиндрической системе координат для области I и в декартовой для остальных областей. Обе системы совмещены, как обычно. Их начала совпадают, полюсь Ox сонаправлена с полярной осью. Отсчёт углов φ в положительном направлении осуществляется против часовой стрелки.

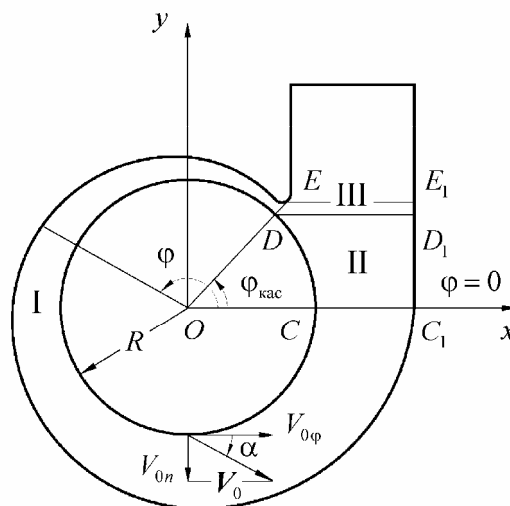


Рис. Канал спиральной камеры

Рассмотрим область I. Вдоль координаты φ она ограничена плоскостью $\varphi = \varphi_{\text{кас}}$, которая касается поверхности СК (точка E в плоскости $z = 0$), и плоскостью $\varphi = 2\pi$. Сечение канала в плоскости $\varphi = \varphi_{\text{кас}}$ считаем начальным. Параметры в этом сечении будем обозначать индексом «н».

Осреднение параметров потока проводится по сечениям $\varphi = \text{const}$. При одномерной трактовке течения несжимаемой жидкости в канале с переменными площадью поперечного сечения $F(\varphi)$ и расходом закон сохранения масс (1) имеет два представления

$$\frac{dV_{\varphi}}{Rd\varphi} + V_{\varphi} \cdot \frac{1}{F(\varphi)} \frac{dF(\varphi)}{Rd\varphi} = \frac{J}{\rho}, \quad (4)$$

где

$$\frac{J}{\rho} = \frac{V_{0n} \cdot a_1}{F(\varphi)}, \quad (5)$$

и

$$d(V_{\varphi} \cdot F) = V_{0n} \cdot a_1 \cdot Rd\varphi. \quad (6)$$

При интегрировании уравнений (4) или (6) в пределах от φ_n до текущего значения φ получим:

$$V_{\varphi} = V_{\varphi_n} \frac{F_n}{F(\varphi)} + \frac{Ra_1}{F(\varphi)} \int_{\varphi_n}^{\varphi} V_{0n} \cdot d\varphi. \quad (7)$$

Уравнение (2) в проекции на ось φ имеет вид:

$$V_{\varphi} \frac{dV_{\varphi}}{Rd\varphi} = -\frac{1}{\rho} \frac{dp}{Rd\varphi} + \frac{J}{\rho} (V_{0\varphi} - V_{\varphi}). \quad (8)$$

Интегрируя его в тех же пределах, получим:

$$\frac{V_{\varphi}^2}{2} - \frac{V_{\text{н}}^2}{2} + \left(\frac{p}{\rho} - \frac{p_{\text{н}}}{\rho} \right) = R \int_{\varphi_{\text{н}}}^{\varphi} \frac{J}{\rho} (V_{0\varphi} - V_{\varphi}) d\varphi. \quad (9)$$

Таким образом, течение на участке I канала описывается системой уравнений (7), (9) с учётом (5).

Интегрируя уравнение (6) в пределах по φ от начального сечения до конечного для области I получим скорость потока в сечении CC_1 при $\varphi = 2\pi$:

$$V_{\varphi CC_1} = V_{\text{н}} \frac{F_{\text{н}}}{F_{CC_1}} + \frac{Ra_1}{F_{CC_1}} \int_{\varphi_{\text{н}}}^{2\pi} V_{0n} \cdot d\varphi. \quad (10)$$

Рассмотрим область II. В её пределах подвод рабочей среды осуществляется по дуге CD . Осреднение параметров потока проводится по сечениям $y = \text{const}$. Уравнение (1) получим в виде

$$\frac{dV_y}{dy} + V_y \cdot \frac{dF(y)}{F(y)dy} = \frac{J}{\rho}, \quad (11)$$

где

$$\frac{J}{\rho} = \frac{V_{0n} a_1}{F(y)} \frac{R}{\sqrt{R^2 - y^2}}. \quad (12)$$

Ему равносильным, по аналогии с предыдущим, будет уравнение

$$d(V_y \cdot F(y)) = V_{0n} \cdot a_1 \cdot R d\varphi. \quad (13)$$

Проинтегрируем (13) в пределах от начального сечения CC_1 ($y = 0$) до произвольного $y = \text{const}$ ($y_C \leq y \leq y_D$) в области II:

$$V_y = V_{yCC_1} \frac{F_{CC_1}}{F(y)} + \frac{a_1 R}{F(y)} \int_0^{\varphi} V_{0n} \cdot d\varphi, \quad (14)$$

где $\varphi = \arcsin \frac{y}{R}$, $y_C \leq y \leq y_D$, ($0 \leq \varphi \leq \varphi_{\text{кас}}$).

Течение в области II описываем уравнением (2), спроектированным на ось y :

$$V_y \frac{dV_y}{dy} = -\frac{1}{\rho} \frac{dp}{dy} + \frac{J}{\rho} (V_{0y} - V_y). \quad (15)$$

Интегрируя (15) в пределах от начального сечения CC_1 до произвольного $y = \text{const}$ в области II, получим

$$\frac{V_y^2}{2} - \frac{V_{yCC_1}^2}{2} + \left(\frac{p}{\rho} - \frac{p_{CC_1}}{\rho} \right) = \int_0^y \frac{J}{\rho} (V_{0y} - V_y) dy, \quad (16)$$

где $0 \leq y \leq y_D$. Таким образом, течение в области II может быть описано уравнениями (14), (16) с учётом (12).

Из (14) находим скорость V_y в конечном сечении DD_1 области II:

$$V_{yDD_1} = V_{yCC_1} \frac{F_{CC_1}}{F_{DD_1}} + \frac{a_1 R}{F_{DD_1}} \int_0^{\varphi_{\text{кв}}} V_{0n} \cdot d\varphi. \quad (17)$$

На границе CC_1 областей I и II должны быть выполнены условия равенства параметров течения: $V_{\varphi CC_1} = V_{yCC_1}$. С учетом последнего из (10) и (17) скорость в сечении DD_1 можно выразить через V_n :

$$V_{yDD_1} = V_n \frac{F_n}{F_{DD_1}} + \frac{a_1 R}{F_{DD_1}} \int_0^{2\pi} V_{0n} \cdot d\varphi. \quad (18)$$

А т.к.

$$\frac{a_1 R}{F_{DD_1}} \int_0^{2\pi} V_{0n} \cdot d\varphi = Q, \quad (19)$$

где Q – производительность установки, то

$$V_{yDD_1} = V_n \frac{F_n}{F_{DD_1}} + \frac{Q}{F_{DD_1}}. \quad (20)$$

Как видно, скорость во всех сечениях канала выражается через скорость V_n в начальном сечении, за исключением скорости в сечении EE_1 , которая равна

$$V_{yEE_1} = \frac{Q}{F_{EE_1}}.$$

Изменение давления p вдоль канала в сравнении с давлением p_n в начальном сечении определим из (9) и (16). Их можно объединить в одно уравнение, если ввести в рассмотрение дугу S , в области I равную $S = R(\varphi - \varphi_n)$, $\varphi_n \leq \varphi \leq 2\pi$, $dS = R d\varphi$, $S_I = R(2\pi - \varphi_n)$, а в области II – параллельную оси y и равную $S = S_I + y$, $0 \leq y \leq y_D$, $dS = dy$. Тогда уравнения (9) и (16) можно записать в виде:

$$\frac{p - p_n}{\rho} + \frac{V_s^2}{2} - \frac{V_n^2}{2} = \int_0^S \frac{J}{\rho} (V_{0s} - V_s) dS. \quad (21)$$

Индексом «s» отмечены проекции векторных величин на ось S.

Для нахождения скорости V_n в начальном сечении $\varphi = \varphi_{\text{кас}}$ рассмотрим параметры потока в сечении DD_1 (назовём его конечным) и отметим их индексом «к».

Из (20) имеем:

$$V_k = AV_n + B, \quad (22)$$

где $A = \frac{F_n}{F_k}$; $B = \frac{Q}{F_k}$.

В области III давления потоков, проникающих начальное и конечное DD_1 сечения, равны: $p_n = p_k$. С учётом последнего из (21) следует:

$$\frac{V_k^2}{2} - \frac{V_n^2}{2} = \int_0^{S_k} \frac{J}{\rho} (V_{0s} - V_s) dS. \quad (23)$$

Интеграл в правой части уравнения (23) возьмём как сумму интегралов I_I и I_{II} соответственно по областям I и II. В области I $S = R(\varphi - \varphi_{\text{кас}})$, $\varphi_{\text{кас}} \leq \varphi \leq 2\pi$. В области II $S = S_1 + y$, $0 \leq y \leq y_D$.

$$I_I = \int_0^{S_1} \frac{J}{\rho} (V_{0s} - V_s) dS = \int_{\varphi_{\text{кас}}}^{2\pi} \frac{J}{\rho} (V_{0\varphi} - V_\varphi) R d\varphi. \quad (24)$$

Из (7), (5), а также используя значение $\varphi_n = \varphi_{\text{кас}}$, получим:

$$I_I = K_1 - K_2 V_n, \quad (25)$$

где
$$K_1 = Ra_1 \text{ctg}(\alpha) \int_{\varphi_{\text{кас}}}^{2\pi} \frac{V_{0n}^2}{F(\varphi)} d\varphi - (a_1 R)^2 \int_{\varphi_n}^{2\pi} \frac{V_{0n}}{F(\varphi)^2} \left(\int_{\varphi_n}^{\varphi} V_{0n}(\varphi) d\varphi \right) d\varphi,$$

$$K_2 = F_n a_1 R \int_{\varphi_{\text{кас}}}^{2\pi} \frac{V_{0n}}{F(\varphi)^2} d\varphi.$$

Рассмотрим выражение для I_{II} :

$$I_{II} = \int_{S_1}^{S_1+y} \frac{J}{\rho} (V_{0s} - V_s) dS = \int_0^{y_D} \frac{J}{\rho} (V_{0y} - V_y) dy. \quad (26)$$

Перейдём в (26) к переменной интегрирования φ согласно $y = R\sin(\varphi)$. Заметим, что $V_{0y} = \frac{V_{0n} \cos(\varphi - \alpha)}{\sin(\alpha)}$. Тогда с учётом (12), (14) получим

$$I_{II} = K_3 - K_4 V_H, \quad (27)$$

где
$$K_3 = \frac{Ra_1}{\sin(\alpha)} \int_{2\pi}^{2\pi+\varphi_{\text{кас}}} \frac{V_{0n}^2 \cos(\varphi - \alpha) d\varphi}{\tilde{F}(\varphi)} - (Ra_1)^2 \int_{2\pi}^{2\pi+\varphi_{\text{кас}}} \frac{V_{0n}}{\tilde{F}(\varphi)^2} \left(\int_{\varphi_n}^{2\pi+\varphi} V_{0n}(\varphi) d\varphi \right) d\varphi,$$

$$K_4 = F_H Ra_1 \int_{2\pi}^{2\pi+\varphi_{\text{кас}}} \frac{V_{0n}}{\tilde{F}(\varphi)^2} d\varphi,$$

$$\tilde{F}(\varphi) = F(R\sin(\varphi)).$$

Таким образом, интеграл правой части уравнения (23) равен

$$\int_0^{S_k} \frac{J}{\rho} (V_{0S} - V_S) dS = \bar{K}_1 - \bar{K}_2 V_H, \quad (28)$$

где $\bar{K}_1 = K_1 + K_3$, $\bar{K}_2 = K_2 + K_4$, а значения K_1, K_2, K_3, K_4 указаны в формулах (25) и (27). Из уравнений (22) и (23) с учетом (28) находим скорость V_H в начальном сечении:

$$V_H = \left(-(A \cdot B + \bar{K}_2) \pm \sqrt{(A \cdot B + \bar{K}_2)^2 - (A^2 - 1)(B^2 - 2\bar{K}_1)} \right) / (A^2 - 1). \quad (29)$$

По полученной скорости V_H определяем поле скоростей в канале. Из (23) находим разность давлений в текущем и начальном сечениях канала:

$$\frac{p - p_H}{\rho} = \frac{V_H^2}{2} - \frac{V_S^2}{2} + \int_0^S \frac{J}{\rho} (V_{0S} - V_S) dS. \quad (30)$$

Литература

1. Лойцянский Л.Г. Механика жидкости и газа. – М.: Наука, 1978. – с.736.

CONTENTS

POWER AND HEAT ENGINEERING PROCESSES AND EQUIPMENT

Shvetsov V.L.

EXPERIENCE OF JSC "TURBOATOM" IN DEVELOPING AND IMPROVING OF ENERGY-SAVING EQUIPMENT FOR THERMAL AND NUCLEAR POWER PLANTS . 6

Levchenko E.V., Suhinin V.P., Kantemir A.D., Kapinos V.M., Navrotski V.V., Mihailenko T.I.

EFFECTIVE SMALL POWER TURBINES..... 12

Boiko A.V., Govorushchenko Yu.N., Usaty A.P.

THE OPTIMAL VERSION OF TWO-STAGE AXIAL AIR TURBINE SECTION WAS DESIGNED, CREATED AND ITS EXPERIMENTAL INVESTIGATIONS WERE PERFORMED..... 15

Gnesin V., Kolodyazhnaya L.

THE NUMERICAL MODELLING OF 3D VISCOUS GAS FLOW THROUGH A VIBRATING TURBINE BLADE ROW..... 21

Lapuzin A.V., Lim C.S., Subotovich V.P., Yudin Yu.A.

INFLUENCE OF PERIODICALLY NONSTATIONARY PROCESSES ON THE LOSSES OF ROTOR CASCADES OF AXIAL TURBINES 30

Boiko A.V., Govorushchenko Yu.N. Usaty A.P.

ELABORATION OF INFORMATION ENVIRONMENT AND DYNAMIC CONTROL MODES OF INFORMATION DATA MODELS FOR COMPLEX TECHNICAL OBJECTS AS APPLIED TO TURBOMACHINERY CAD SYSTEMS IS CARRIED OUT 36

Subotovich V.P., Yudin A.YU.

CALCULATION OF 2D FLOW IN NOZZLE AND ROTOR CASCADES OF TURBINE. 43

Tarasov A.I., Gurinov A.A., Tran Cong Sang

COMPARATIVE EFFICIENCY STEAM AND AIR COOLING OF THE GAS TURBINE DISK AND BLADES 47

Gerasimenko V.P., Nalesnyj N.B.

VIBRATING BURNING IN CHAMBERS OF COMBUSTION GTE 53

Serbin S.I., Mostipanenکو G.B.

MATHEMATICAL MODELING OF BURNING PROCESSES IN THE 25 MWT GAS TURBINE HYBRID COMBUSTOR EXPERIMENTAL MODULE..... 59

Chernousenko O.Yu.

TO THE QUESTION OF BOUNDARY CONDITIONS DETERMINATION OF HEAT TRANSFER FOR CALCULATED OF IMPROVEMENT OF THE OPPORTUNITY PROLONGATION TERM EXPLOITATION OF CASE DETAILS AND OF ROTORS OF THE STEAM TURBINES..... 67

Kapinos V.M., Ivanchenko L.N.

COMPARISON CALCULATION OF THE MODIFICATION TURBULENT MODELS... 71

Shubenko A.L., Lykhvar N.V., Zaliznyak O.A. THE CHOICE OF RATIONAL MODES OF HEAT TEMPERING BY THE HEAT POWER STATION HEATING BLOCKS	77
Kanjuk G.I., Bliznichenko L.N. ROLE OF PARAMETERS OF ACCURACY AND SPEED OF SYSTEMS OF AUTOMATIC CONTROL IN ENERGY- AND RESOURCE KEEPING TECHNOLOGIES	82
Shelepov I.G., Safronyuk M.A. OPTIMIZATION OF THE MODES OF EXPLOITATION OF CONDENSERS OF STEAM- TURBINES TAKING INTO ACCOUNT DESCRIPTIONS OF DEPOSITS IN PIPE BUNCHES	88
Pustovalov V.N., Yugov V.P., Naumenko S.P. PROGRAM COMPLEX FOR SOLVING ELLIPTIC PROBLEMS IN HYDRODYNAMICS AND HEAT EXCHANGE.....	96
Shelepov I.G., Kostrikin V.A., Mihayskiy D.V. METHOD OF DETERMINATION OF OPTIMUM IS TERMS CLEANING OF SURFACES OF HEAT EXCHANGE OF CONDENSERS OF STEAM-TURBINES	105
Levin M.M., Mamontov N.I., Garkavenko I.V., Kobtsev O.M. TECHNICAL MODERNISATION KHARKOV TPP-3 WITH THE PURPOSE OF INCREASE OF DEVELOPMENT OF THE ELECTRIC POWER ON THERMAL CONSUMPTION AND ECONOMY OF FUEL BY RECONSTRUCTION OF THE TURBINE EQUIPMENT	114
Levin M.M., Rydenko S.N., Mamontov N.I., Babichev L.A. MODERNISATION OF THE TPP-2 «ESHAR»	120
Levin M.M., Kovbasa A.A., Mamontov N.I., Kobtsev O.M., Voevodin J.T. REEQUIPMENT KHARKOV TPP-4 BY INSTALLATION NEW GENERATING CAPACITIES WITH THE PURPOSE ENERGY-SAVING	125
Mamontov N.I., Garkavenko I.V., Kobtsev O.M., Voevodin J.T. DEVELOPMENT OF THE CIRCUIT OF START-UP AND WORK THERMALCLAMPING UNIT T-250/300-240 OF KHARKOV TPP-5 ON TURBODRIVE AT ITS FEED THE FERRY OF AN EXTRANEIOUS SOURCE.....	128
Masurenko A.S., Balasanayn G.A., Sichova E.A. AN ESTIMATION OF EFFICIENCY OF COGENERATION SYSTEMS ON BASE GT WITH VARIATION OF A PARITY OF MANUFACTURE OF HEAT AND THE ELECTRIC POWER.....	133
Gorbenko G.A., Turna R.Yu. FOOD INDUSTRY COOLING SYSTEM TECHNICAL AND ECONOMIC ASSESSMENT METHOD.....	137
Gapon G.A. VARIABLE MASS DYNAMICS IN CHANNELS OF COMPLEX FORM	144

К СВЕДЕНИЮ АВТОРОВ

Редакция тематического выпуска «Энергетические и теплотехнические процессы и оборудование» Вестника НТУ «ХПИ» приглашает научно-техническую общественность к сотрудничеству с журналом по следующей тематике:

- ✓ Экономичность и надежность тепло- и гидроэнергетического оборудования.
- ✓ Задачи оптимизации в энергомашиностроении.
- ✓ Энергосберегающие технологии при генерации, распределении и транспорте энергии.
- ✓ Модернизация и реконструкция энергетических установок.
- ✓ Аэро- и гидромеханика в энергетических машинах.
- ✓ Задачи технической теплофизики в машиностроительных конструкциях.
- ✓ Нетрадиционная энергетика.
- ✓ Высокие технологии в энергомашиностроении.
- ✓ Экологические аспекты в энергомашиностроении.
- ✓ Из опыта отечественного энергомашиностроения.

По всем вопросам обращаться по адресу: НТУ «ХПИ», кафедра турбиностроения, ком. № 19, Науменко Светлана Петровна. Тел.: местный – 25-30, 24-68; городской – 707-63-68, e-mail: aboiko@kpi.kharkov.ua.

ПОРЯДОК ПОДАЧИ СТАТЕЙ ДЛЯ ОПУБЛИКОВАНИЯ В ВЕСТНИКЕ НТУ «ХПИ»

Для опубликования статьи в Вестнике НТУ «ХПИ» необходимо подать следующие документы:

1. Текст статьи на листах белой бумаги формата А4 плотностью 80-90 г/м², напечатанный на лазерном принтере, в 2-х экземплярах.
2. Акт экспертизы о возможности опубликования материалов в открытой печати.
3. Рецензию, подписанную доктором или кандидатом наук. Статьи, рекомендуемые к опубликованию членами редколлегии, не проходят рецензирования.
4. Дискету 3,5" с текстом статьи.
5. Заявку следующего вида, подписанную всеми авторами:

«Прошу принять статью ... (указать фамилии авторов, название статьи) на ... страницах (указать число страниц) для опубликования в Вестнике НТУ «ХПИ». Оплату гарантируем

Сведения об авторах: (указать фамилии, имя, отчество каждого автора, место работы, научную степень, звание, название организации, служебные и домашние адреса и телефоны, e-mail (если есть) и указание, с каким автором предпочтительнее вести переписку, контактный телефон)».

ТРЕБОВАНИЯ К ОФОРМЛЕНИЮ СТАТЬИ

Материал должен быть подготовлен на IBM-совместимом компьютере и распечатан в 2-х экземплярах на лазерном принтере. К материалам должна прилагаться дискета 3,5" со статьей, набранной в редакторе текстов MS Word for Windows версий 97, XP или 2000 без нумерации страниц. Рукописи авторам не возвращаются.

Размер бумаги А4 (210x297 мм); левое и правое поля – 25 мм, верхнее и нижнее – 30 мм; рекомендуемый шрифт Times New Roman; размер шрифта – 12; межстрочный интервал – 1. Последняя страница должна быть полной.

ПОРЯДОК РАЗМЕЩЕНИЯ МАТЕРИАЛА

1. Непосредственно под верхней границей слева БОЛЬШИМИ БУКВАМИ печатается УДК статьи, выравнивание по левому краю, без отступа;
2. Пропустив одну строку, по центру печатаются БОЛЬШИМИ БУКВАМИ инициалы и фамилии авторов, вслед за фамилией указывается ученая степень (канд. техн. наук; д-р физ.-мат. наук; академик)
3. Пропустив одну строку, по центру курсивом печатается полное название организации(й), где работают авторы.
4. Город и адрес электронной почты (если есть).
5. Пропустив одну строку, по центру полужирным шрифтом БОЛЬШИМИ БУКВАМИ печатается название статьи.
6. Пропустив одну строку, на украинском (русском – для статьи на украинском языке) языке

печатаются аннотация длиной 4-10 строк, шрифт 10, без красной строки, выравнивание по ширине.

7. Аннотация на английском языке. Печатается через одну пустую строку после аннотации на украинском, оформление аналогично.

8. Пропускается одна строка и с абзаца (1,25 см) печатается основной текст, отформатированный по ширине страницы, в котором рекомендуется выделить следующие элементы:

- введение, описывающее постановку проблемы в общем виде, ее связь с важными научными или практическими заданиями, анализ последних исследований и публикаций, в которых рассматривается данная проблема, с выделением не решенных ранее частей общей проблемы, формулирование целей статьи;

- основную часть, последовательно описывающую проведенные исследования с полным обоснованием полученных результатов:

- обсуждение результатов работы;
- выводы из данного исследования и перспективы дальнейших разработок в этом направлении.

9. Перед и после формул и уравнений должно быть расстояние в одну пустую строку до текста с интервалом 1.

10. Формулы и уравнения набираются редактором формул Microsoft Equation без курсива

$$\rho c_p w \frac{\partial(T - T_w)}{\partial z} = \lambda \left(\frac{\partial^2(T - T_w)}{\partial x^2} + \frac{\partial^2(T - T_w)}{\partial y^2} \right).$$

- формулы и уравнения должны быть выровнены по центру;
- номера формул и уравнений в скобках выровнены по правому краю;
- размер шрифта формул и уравнений для основного текста – 12 пт.

11. Рисунки, схемы и графики должны быть выполнены в черно-белом изображении;

- рисунки размещают в текстовом поле;
- рисунки, схемы и графики выполненные в Word и импортированные из других программ (AutoCAD, Компас, Excel, AXUM, OriginLab OriginPro и др.) желательно поместить в таблицу с невидимыми контурами;

- все элементы рисунка, включая надписи, должны быть сгруппированы ;

- если рисунков несколько, то они нумеруются в подрисуночных подписях: **Рис. 1.**, **Рис. 2.** и т.д. (размер шрифта – 10 пт, жирный, выравнивание по середине);

- если рисунок один, то он не нумеруется (например: **Рис. Тепловая схема**);

- если у рисунка имеется подрисуночная подпись (размер шрифта – 10 пт, жирный, выравнивание по середине), то она должна быть сгруппирована как надпись вместе с рисунком;

- если рисунков несколько, то в ссылке слово «рисунок» сокращается: «на рис. 1.», «см. рис. 2.»;

- рисунки, иллюстрации, диаграммы, схемы желательно выполнить в формате *.bmp, *.gif, *.pcx и др. размерами не менее 60x60 мм встроенными объектами и располагать после первого упоминания;

- при размещении сканированных фотографических изображений желательно использовать разрешение 300dpi.

12. Оформление таблиц.

- Размер шрифта внутри таблицы – 12 пт;

- Номер таблицы и надпись оформляется над основной частью таблицы в виде ее составной части без сетки, т.е. с невидимыми линиями (размер шрифта – 10 пт., жирный, посередине);

- если таблиц несколько, то все они нумеруются (**Таблица 1.**, **Таблица 2.** и т.д.);

- если таблица одна, то она не нумеруется (например: **Таблица. Результаты расчета тепловой схемы**);

- Ссылка аналогична ссылке на рисунок.

13. Пропустив одну строку, следует список литературы, оформленный в соответствии с требованиями ДСТУ. Список литературы начинается с набранных слов «Литература» выровненных по центру. Ссылки на литературу даются в квадратных скобках. Список литературы печатается в порядке ссылок на неё.

14. После списка литературы пропустив одну строку следуют авторские права с выравниванием по правой стороне (размер шрифта – 10 пт). Пример: © – Ctrl+Alt+C

© Гоголев И.Г., Солодов В.Г., Стародубцев Ю.В., 2006

15. На отдельном листе прилагаются:

Английский вариант аннотации и названия статьи с указанием фамилий и инициалов авторов. На этой же странице необходимо повторить всю эту информацию на русском и украинском языке.

НАУКОВЕ ВИДАННЯ

ВІСНИК

НАЦІОНАЛЬНОГО ТЕХНІЧНОГО УНІВЕРСИТЕТУ «ХПІ»

**«ЕНЕРГЕТИЧНІ ТА ТЕПЛОТЕХНІЧНІ ПРОЦЕСИ Й
УСТАТКУВАННЯ»**

№ 5, 2006р.

Науковий редактор А.В. Бойко
Технічні редактори Ю.О. Юдін

Відповідальний за випуск
Г.Б. Обухова, канд. техн. наук

Підписано до друку Формат 60 x 90 ¹/₈. Папір Captain
Друк – різнографія. Обл. – вид. арк. 12,9.
Тираж 200. Зам.

НТУ «ХПІ», 61002, Харків, вул. Фрунзе, 21

Видавничий центр НТУ «ХПІ».
Свідоцтво про державну реєстрацію ДК № 116 від 10.07.2000 р.
Віддруковано в типографії ТОВ СУНП «Бруксафоль-Курсор Фолієн»
Харків, пр. Театральний 11/13
т. (0572) 714-38-74, 706-31-73
