

МИНИСТЕРСТВО ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО СПЕЦИАЛЬНОГО
ОБРАЗОВАНИЯ БССР

Белорусский ордена Трудового Красного Знамени
политехнический институт

Республиканские межведомственные сборники

НАУЧНЫЕ И ПРИКЛАДНЫЕ ПРОБЛЕМЫ ЭНЕРГЕТИКИ

Выпуск 1

Теплотехника

Издательство «Вышэйшая школа»
Минск 1974

Главный редактор канд. техн. наук, доц. Ю. А. Малевич

Редакционная коллегия:

В. С. Ермаков, И. Ф. Кудряцев, А. М. Леонков, Ф. В. Мехедко, П. В. Ползик, Г. Е. Поспелов, Е. П. Раткевич (ответственный секретарь), В. Ф. Степанчук, Г. И. Хартанович, Г. П. Шейна (заместитель главного редактора), Б. В. Яковлев.

Сборник «Научные и прикладные проблемы энергетики» является продолжением сборников «Электроэнергетика» (вышло четыре выпуска) и «Теплоэнергетика» (ранее вышло три выпуска).

В настоящем сборнике представлены результаты ряда работ, выполненных в 1971—1972 гг. Белорусским политехническим институтом, Белорусским филиалом Энергетического института им. Г. М. Кржижановского и службами Главного Управления энергетики и электрификации БССР, а также другими энергетическими предприятиями и службами республики. Сборник посвящен в основном теплоэнергетическим вопросам, вопросам экономичности и надежности производства электроэнергии на ТЭС, включая проблемы низкотемпературной коррозии, автоматизации теплоэнергетических процессов, рациональному использованию тепла. В сборнике представлены как теоретические исследования, так и экспериментальные работы по рассматриваемым проблемам. Определенное внимание уделено вопросам рационального энергоснабжения промышленных предприятий.

Сборник представляет интерес для научно-исследовательских и проектно-конструкторских организаций, а также для аспирантов и студентов энергетических специальностей.

Н 0033—087 41—74
М305(05)—74

© Издательство «Вышэйшая школа», 1974.

В. И. Трутаев

(Белорусский филиал Энергетического института
им. Г. М. Кржижановского)

КОЭФФИЦИЕНТ ПОЛЕЗНОГО ИСПОЛЬЗОВАНИЯ МАЗУТА В ЭНЕРГЕТИКЕ И ЕГО ИССЛЕДОВАНИЯ ДЛЯ БЕЛОРУССКОЙ ССР

В настоящее время коэффициент полезного использования энергоресурсов (к.п.и.) применяется лишь для анализа топливно-энергетического хозяйства в масштабе страны [1]. Однако в результате современного развития методов анализа и оптимизации возникает необходимость иметь дифференцированные значения этого показателя, позволяющие учитывать местные районные факторы и специфику различных видов топливных ресурсов.

Мазут из-за его особых физических и энергетических свойств и условий производства относится к наиболее «трудным» и в то же время наиболее «общим» для исследований эффективности видам энергетического топлива. Это обстоятельство в условиях интенсивного роста потребления мазута делает задачу определения к.п.и. мазута очень важной и актуальной. В настоящей статье рассматривается методика определения к.п.и. мазута в энергетике и анализируются конкретные значения к.п.и. применительно к условиям Белорусской ССР, где мазут становится основным видом энергетического топлива [2].

В соответствии с общим понятием к.п.и. энергоресурсов [3] основные положения методики расчета к.п.и. мазута в энергетике могут быть сведены к следующему.

1. Для любой энергетической установки j к.п.и. мазута η_{mj} без учета потерь преобразованного ресурса определяется произведением частных к.п.и. процессов добычи (производства) η_d , магистрального $\eta_{м.т}$ и распределительного $\eta_{р.тj}$ транспорта, хранения η_{xj} , * очистки от серы η_{cj} и использования в энергоустановке η_{yj} :

$$\eta_{mj} = \eta_d \eta_{м.т} \eta_{р.тj} \eta_{xj} \eta_{cj} \eta_{yj}$$

2. Для группы потребителей или энергетики экономического района в целом, включающей m потребляющих мазут энергоустановок, к.п.и. мазута η_m определяется с учетом долевого участия каждой энергоустановки в общем расходе мазута α_{mj} :

$$\eta_m = \sum_{j=1}^{j=m} \alpha_{mj} \eta_{mj}$$

3. Влияние к.п.и. мазута на общий к.п.и. энергоресурсов η_n опреде-

*Здесь к.п.д. хранения η'_{xj} отнесен к полному расходу мазута энергоустановкой и связан с к.п.д. собственно хранения η_{xj} через долю мазута, проходящего через мазутохранилища, φ_{xj} выражением: $\eta_{xj} = 1 - (1 - \eta_{xj}) \varphi_{xj}$.

ляется с учетом к.п.и. каждого энергоресурса η_i и доли соответствующего энергоресурса i в топливно-энергетическом балансе α_i :

$$\eta_{\text{н}} = \sum_{i=1}^{i=n} \alpha_i \eta_i.$$

4. Частные к.п.д. процессов должны учитывать все потери мазута, включая расход его на производство энергии для собственных нужд. В соответствии с этим в к.п.д. добычи учитываются потери и расход нефти при ее добыче и транспортировке, потери и расход мазута на собственные нужды нефтеперерабатывающих заводов; в к.п.д. магистрального и распределительного транспорта — потери мазута при начальной, конечной и движущейся транспортной операциях и расход на подогрев в процессе транспортировки; в к.п.д. хранения — потери мазута с утечкой и испарением в мазутохранилищах; в к.п.д. очистки мазута от серы — потери в соответствующих процессах очистки (гидроочистка, газификация, высокотемпературный пиролиз и т. д.). К.п.д. энергоустановок определяются по общеизвестным выражениям [4].

В расчетах и исследованиях к.п.и. мазута необходимо учитывать влияние подогрева мазута перед сжиганием и в мазутохранилищах на термический к.п.д. цикла электростанций. При использовании отборного пара это влияние различно: подогрев мазута перед подачей к форсункам приводит к повышению термического к.п.д. и может рассматриваться как особый вид регенерации; расход же пара на компенсацию невозвратных тепловых потерь в мазутном хозяйстве понижает термический к.п.д. цикла.

Исследование схем мазутных электростанций позволило вывести следующее выражение термического к.п.д. цикла, учитывающее использование пара из отборов турбин на подогрев мазута перед сжиганием и в мазутохранилищах:

$$\eta_{\text{тм}} = \frac{(i_0 - i_k) - \sum_i \alpha_{\text{от}i} (i_{\text{от}i} - i_k) - \left[\frac{(i_0 - i'_{\text{п.в}}) (i_{\text{от.м}} - i_k) c_{\text{т}} \Delta t_{\text{ф}}}{(i_{\text{от.м}} - i'_{\text{от.м}}) (Q_{\text{н}}^{\text{р}} + c_{\text{т}} \Delta t_{\text{ф}}) \eta_{\text{к.у}}} + \frac{(i_{\text{от.м}} - i_k) c_{\text{т}} \Delta t_{\text{ф}} b_{\text{мх}}}{(Q_{\text{н}}^{\text{р}} + c_{\text{т}} \Delta t_{\text{ф}}) \eta_{\text{к.у}}} \right]}{(i_0 - i'_{\text{п.в}}) - \frac{(i_0 - i'_{\text{п.в}}) c_{\text{т}} \Delta t_{\text{ф}}}{(Q_{\text{н}}^{\text{р}} + c_{\text{т}} \Delta t_{\text{ф}}) \eta_{\text{к.у}}}},$$

где $c_{\text{т}}$ — теплоемкость мазута; $\Delta t_{\text{ф}}$ — подогрев мазута перед форсунками; $b_{\text{мх}}$ — удельный запас мазута в мазутохранилище (кг), отнесенный к 1 кг вырабатываемого пара; $\eta_{\text{к.у}}$ — к.п.д. котельной установки; $\alpha_{\text{от}i}$ — доля пара, отводимого из i -го отбора; $i_{\text{от.м}}$ и $i'_{\text{от.м}}$ — соответственно энтальпии пара и конденсата для отбора на мазутохозяйство; остальные обозначения общеприняты.

Расчеты $\eta_{\text{тм}}$ показали, что совокупное влияние названных расходов пара на подогрев мазута снижает термический к.п.д. цикла на 0,2—0,4%.

В 1970 г. мазут занимал около 27% в топливно-энергетическом балансе Белорусской ССР. В текущем пятилетии доля его увеличится до 50% и абсолютное потребление достигнет 11 млн. т [2]. Есть основания полагать, что потребление мазута в республике будет расти и в более отдаленной перспективе, хотя и меньшими темпами вследствие увеличения

поставок природного газа и перехода к атомной энергии. Опережающими темпами растет потребление мазута в энергетике. Если в 1960 г. на электростанциях и в котельных республики расходовалось всего 9,6% общего потребления мазута, то в 1965 г. — уже 31%, а в 1970 г. — 67,2%. В перспективе доля мазута возрастет до 75—80%. Расчеты показали, что ежегодный прирост потребления мазута в энергетике БССР за период 1965—1980 гг. в среднем составит 22% и превысит средний прирост суммарного топливопотребления за этот период примерно в 3,2 раза.

Анализ представленной на рис. 1 диаграммы роста и структуры потребления мазута в белорусской энергетике показывает, что на современном этапе интенсивно увеличивается доля общего расхода мазута на конденсационных электростанциях; стабилизировалась, а к концу десятилетия несколько снизится доля на теплоэлектроцентралях; снижается доля мазута, расходуемого в котельных. Такое изменение структуры мазутопотребления объясняется опережающим ростом в БССР мазутных конденсационных электростанций, переводом с угля на мазут действующих электростанций, дальнейшим развитием газификации энергоустановок, расположенных в городах.

Серьезным препятствием для получения к.п.и. топливных ресурсов служит отсутствие систематического учета фактических потерь топлива на стадиях, предшествующих сжиганию, а также обобщенных проектных и фактических к.п.д. многочисленных котельных, находящихся в ведении различных предприятий, организаций и ведомств.

К.п.д. добычи, транспорта, хранения и очистки мазута от серы принимались на базе действующих норм и имеющихся проектных решений для случая поставки мазута от белорусских нефтеперерабатывающих заводов, использующих частично и белорусскую нефть (табл. 1). К.п.д. промышленных и районных котельных при использовании мазута принимались усредненные проектные соответственно 79,2 и 83%.

Наиболее полная и достоверная информация по топливоиспользованию имеется по электростанциям. В процессе исследований были определены и проанализированы отчетные, плановые и перспективные к.п.д. практически всех потребляющих мазут белорусских электростанций (табл. 2).

На рис. 2 представлены результаты расчетов общего и частных к.п.и. мазута в производстве электрической и тепловой энергии в Белорусской ССР в динамике по годам с учетом и без учета очистки мазута от серы перед сжиганием. Наряду с конкретными значениями к.п.и., которые сами по себе важны для оценки эффективности потребления мазута, кривые 1 и 2 показывают определенную тенденцию изменения к.п.и. мазута в белорусской энергетике на современном этапе, определяемую техниче-

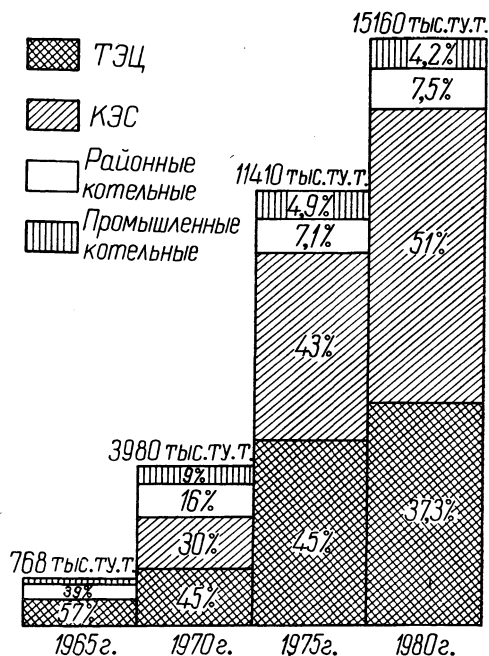


Рис. 1 Рост и структура потребления мазута в энергетике Белорусской ССР.

Таблица 1

Звено	Условия расчета	Обозначение	Величина, %
Добыча, транспорт нефти и производство мазута на НПЗ	Пропорциональное распределение расхода мазута на НПЗ между продуктами нефтепереработки	η_d	92,5
Магистральный транспорт мазута	Железнодорожный транспорт в цистернах с паровыми рубашками	$\eta_{м.т}$	98,8
Распределительный транспорт мазута	Доставка с нефтебаз потребителям в мазутовозах	$\eta_{р.тj}$	99,0
Хранение мазута	Железобетонные резервуары емкостью 10, 20 и 30 тыс. м ³ , к.п.д. отнесен к расходу хранимого топлива	$\eta_{хj}$	99,5
Очистка мазута от серы	Гидроочистка на НПЗ	$\eta_{сj}$	90,0
	Газификация у потребителей	»	72,0

Таблица 2

Электростанция	Годы					
	1970			1975		
	расход мазута, тыс. т у.т.	к.п.д., %		расход мазута, тыс. т у.т.	к.п.д., %	
электроэнергии		теплоэнергии	электроэнергии		теплоэнергии	
Лукомльская ГРЭС	794,0	34,7	80,0	3517	37,3	80,7
Минская ТЭЦ-3	126,2	40,1	80,5	1060	44,2	82,0
Березовская ГРЭС	413,9	31,1	80,0	1403	32,5	80,0
Полоцкая ТЭЦ-2	858,0	53,7	86,3	1469	61,5	86,0
Василевичская ГРЭС	44,6	32,1	81,0	6,4	33,5	82,0
Могилевская ТЭЦ-2	237,0	31,8	77,0	595	46,7	80,0
Гродненская ТЭЦ-2	699,0	26,8	80,0	470	52,5	84,0
Бобруйская ТЭЦ-2	—	—	—	522	50,6	81,1
Витебская ТЭЦ	86,8	34,7	78,5	109,6	38,5	79,1
Гродненская ТЭЦ-1	13,5	41,2	85,0	13,7	44,0	84,5
Минская ТЭЦ-2	41,3	54,7	86,8	36,3	54,9	86,8
Могилевская ТЭЦ-1	46,8	44,8	78,0	45,2	47,2	78,8
Полоцкая ТЭЦ-1	26,8	53,2	79,5	44,8	57,2	80,0
Минская ТЭЦ-4	—	—	—	44,3	34,2	79,0
Мозырская ТЭЦ	—	—	—	392	35,0	80,4

ким прогрессом в развитии энергоустановок и структурными сдвигами в топливном балансе.

Начавшееся в прошлом пятилетии интенсивное снижение частных к.п.и. в производстве электрической и тепловой энергии, которое меньшими темпами продолжается и в настоящее время, уже в ближайшем будущем сменится медленным их ростом. Наименьшие значения к.п.и. приходятся на середину текущего пятилетия: по электроэнергии они составляют 34,8%, по теплоэнергии — 74,5%. Суммарный к.п.и. мазута в энергетике вследствие опережающего роста потребления мазута на производство электроэнергии снижается в течение всего рассматриваемого периода, однако темп его снижения в будущем значительно замедлится. В настоящее время общий к.п.и. мазута в белорусской энергетике составляет около 53%, к 1975 г. без учета сероочистки он снизится до 51% и к 1980 г. — до 48%. Применение сероочистки мазута перед сжиганием (для ТЭЦ учитывалась газификация, для котельных — гидроочистка на НПЗ) при-

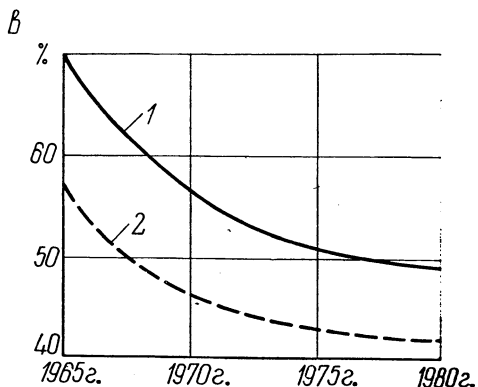
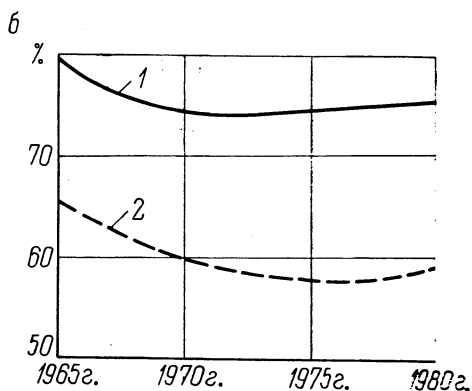
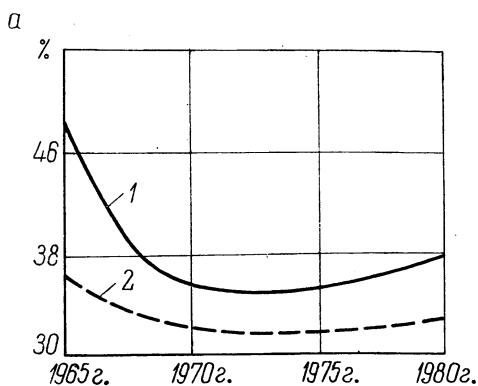


Рис. 2. Значение к.п.и. мазута в энергетике Белорусской ССР по годам с учетом (кривые 1) и без учета (кривые 2) сероочистки:

а — в производстве электроэнергии; б — в производстве теплоэнергии; в — общий к.п.и. мазута по энергетике БССР.

водит к значительному снижению к.п.и. мазута (кривые 2 на рис. 2), при этом общий к.п.и. мазута практически приближается к к.п.и. производства электроэнергии без сероочистки. Это еще раз показывает, что очистка мазута от серы перед сжиганием, особенно очистка посредством газификации, приводит к значительному перерасходу топлива.

Изложенная методика расчета к.п.и. мазута учитывает специфические особенности мазута как энергетического топлива и структуру потребляющих мазут энергетических установок.

Литература

1. Савенко Ю. Н., Штейнгауз Е. О. Энергетический баланс (некоторые вопросы теории и практики). Под общ. ред. В. М. Некрасова. М., 1971.
2. Трутаев В. И. Повышение эффективности и оптимизация энергетического использования мазута в Белорусской ССР. Минск, 1972.
3. Мелентьев Л. А., Штейнгауз Е. О. Экономика энергетики СССР. М.—Л., 1963.
4. Керцелли Л. И., Рыжкин В. Я. Тепловые электрические станции. М., 1956.

В. Н. Альшевский

*(Белорусский филиал Энергетического института
им. Г. М. Кржижановского)*

ИССЛЕДОВАНИЕ СОСТАВА РАСТВОРА, КОНДЕНСИРУЮЩЕГОСЯ ИЗ ДЫМОВЫХ ГАЗОВ НА ПОВЕРХНОСТИ

В настоящее время на многих энергетических предприятиях сжигается высокосернистое топливо. При сжигании такого топлива в дымовых газах неизбежно содержится серный ангидрид, который вызывает коррозию поверхностей нагрева и ограждений. Одним из этапов исследования физико-химических закономерностей коррозии является изучение массопереноса паров агрессивного компонента из дымовых газов на поверхность.

Для математического описания процессов массопередачи необходимы сведения о состоянии равновесия между обеими фазами: газовой и жидкой. Термодинамические свойства системы паров серной кислоты — раствор хорошо изучены. На основании их построены диаграммы состояния системы $\text{H}_2\text{O}—\text{H}_2\text{SO}_4$ [1, 2]. В случае конденсации паров серной кислоты на поверхности могут произвольно изменяться три параметра. Заданными параметрами являются: 1) температура пленки конденсата; 2) общее давление газовой смеси; 3) парциальное давление переносимого агента на границе раздела (равновесное). Все остальные параметры определяются из условия равновесия. Одним из таких параметров является концентрация серной кислоты в пленке конденсата, данные которой необходимы на определенных этапах изучения физико-химических основ коррозии.

Концентрацию серной кислоты на поверхности можно определить согласно диаграмме состояния системы $\text{H}_2\text{SO}_4—\text{H}_2\text{O}$. Однако эта диаграмма получена в лабораторных условиях, отличных от условий конденсации паров серной кислоты в парогенераторе. Наличие же примесей в дымовых газах может привести к отклонению некоторых параметров от равновесных значений [3]. В связи с этим проведены исследования для определения концентрации кислоты на поверхности в зависимости от температуры стенки и сравнения полученных экспериментальных результатов с диаграммой состояния.*

С этой целью на парогенераторе, сжигающем высокосернистый мазут и работающем с температурой уходящих газов 170°C , из шунтирующей дымосос трубы отбирались газы на специальный приемник. Приемник представлял собой стеклянный змеевик, помещенный в емкость с термостатирующей жидкостью, по температуре которой определялась температура поверхности конденсации. Постоянство температуры поддерживалось электронагревателем в пределах $+1^\circ\text{C}$. Для определения температуры поверхности конденсации проводились тепловой расчет и экспериментальная проверка по нахождению разности температуры термостатирующей жидкости и температуры поверхности конденсации.

*В выполнении экспериментальных работ принимали участие В. И. Демидович и С. Н. Ширинская.

С целью предотвращения попадания в змеевик кислоты, стекающей с подводящей и отводящих трубок, перед змеевиком устанавливались алюминиевые гильзы, которые связывали попадающую на них кислоту. Длина подводящих трубок выбиралась минимально возможной, в результате чего температура стенки была выше температуры точки росы, что исключало частичную конденсацию кислоты на подводящих трубках.

Перед началом опыта змеевик вымывался, высушивался, закрывался пробками и взвешивался, после чего включался в схему установки, и в течение 1 ч через него прокачивались дымовые газы со скоростью 20 м/сек. По окончании опыта змеевик снимался, закрывался и взвешивался.

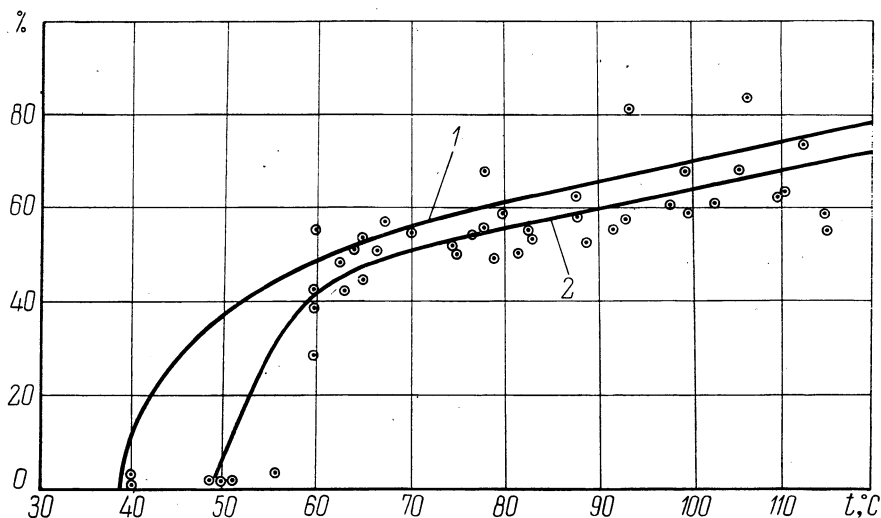


Рис. 1. Зависимость концентрации раствора от температуры стенки.

После взвешивания змеевик промывался, проба отфильтровывалась и путем титрования смыва определялось количество сконденсировавшейся кислоты в пересчете на концентрированную:

$$G_k = \frac{V_T N_T \cdot 49 Q_{\text{общ}}}{10^3 Q_T},$$

где V_T — количество титра, пошедшего на титрование; N_T — нормальность титра; $Q_{\text{общ}}$ — количество смыва; Q_T — количество титруемого фильтра.

Количество сконденсировавшегося на поверхности раствора серной кислоты определялось из равенства

$$G_p = G'_{\text{зм}} - (G_{\text{зм}} + G_{\text{ф}}),$$

где $G'_{\text{зм}}$ — вес змеевика после опыта; $G_{\text{зм}}$ — вес змеевика до опыта; $G_{\text{ф}}$ — вес отфильтрованных фракций.

Концентрация конденсирующегося раствора определяется как отношение $\frac{G}{G_p} 100\%$.

На рис. 1 показана зависимость концентрации конденсирующегося раствора от температуры поверхности. Кривая 1 показывает зависимость для системы $\text{H}_2\text{SO}_4\text{—H}_2\text{O}$, полученную в лабораторных условиях [2] при парциальном давлении водяных паров 0,1 бар, а кривая 2 — зависимость, полученную автором в промышленных условиях при конденсации

серной кислоты из дымовых газов парогенератора, сжигающего высокосернистый мазут.

Известно, что при сжигании высокосернистого мазута с коэффициентом избытка воздуха 1,03—1,05 парциальное давление водяных паров составляет примерно 0,1 бар. Расчеты показывают, что изменение коэффициента избытка воздуха за топкой от 1,03 до 1,13 приводит к изменению содержания водяных паров за воздухоподогревателем (котел ТГМ-314) от 0,098 до 0,08, т. е. максимальное изменение парциального давления составляет примерно 0,02 бар.

В связи с тем что давление паров серной кислоты над водным раствором очень мало по сравнению с давлением водяных паров, для оценки изменения концентрации раствора в зависимости от количества воды в газовой смеси принимаем, что общее давление паров над раствором равно давлению водяных паров.

Анализируя зависимость общего давления паров над водным раствором серной кислоты в зависимости от ее концентрации [3], приходим к выводу, что с уменьшением температуры раствора концентрация более чувствительна к изменению парциального давления водяных паров. Однако для условий парогенератора концентрация конденсирующегося раствора изменяется в пределах $\pm 2,5\%$. Следовательно, изменение парциального давления водяных паров в парогенераторе не оказывает существенного влияния на концентрацию конденсирующегося раствора и составляет $\pm 2,5\%$.

Сравнение результатов, полученных экспериментально в промышленных условиях, с результатами, соответствующими диаграмме состояний, показывает, что в интервале температуры поверхности конденсации 40—120°C расхождение составляет не больше 20%. Причиной такого расхождения может быть наличие в дымовых газах многих компонентов, которые считаются инертными в процессе конденсации. В действительности же наличие в дымовых газах NO_2 , SO_2 , CO_2 по всей вероятности приводит к образованию соответствующих кислот, которые также принимают участие в процессе конденсации, о чем свидетельствует качественный анализ.

Удовлетворительная сходимость концентраций, полученных в лабораторных условиях на чистой кислоте и при конденсации из дымовых газов, дает основания считать, что основная масса конденсирующегося раствора составляет водный раствор серной кислоты.

Литература

1. Haase R., Rehse M. Ermittlung der Taupunkt von Rauchgasen aus dem Verdampfungsgleichgewicht des System Wasser Schwefelsaure.—, Mitteilungen der VGB“, 1959, № 62.
2. Внуков А. К. Надежность и экономичность котлов для газа и мазута. М., 1966.
3. Коган В. Б. и др. Равновесие между жидкостью и паром. Кн. 1. 1966.

А. С. Хомич

(Белорусский филиал Энергетического института
им. Г. М. Кржижановского)

ИССЛЕДОВАНИЯ ИСПАРЕНИЯ СЕРНОЙ КИСЛОТЫ С НЕЙТРАЛЬНЫХ ПОВЕРХНОСТЕЙ

В парогенераторах, сжигающих высокосернистый мазут, наряду с конденсацией паров серной кислоты на поверхности нагрева и ограждении при определенных режимах имеет место и обратный процесс — испарение. Пары серной кислоты могут испаряться в воздух при прохождении набивки воздухоподогревателя через «воздушное окно», при переходе парогенератора на другое топливо, а также при изменении режима работы парогенератора. Исследование закономерностей испарения паров серной кислоты представляет интерес с точки зрения защиты металла от коррозии и очистки поверхностей нагрева.

Для исследования испарения раствора серной кислоты из отложений воздухоподогревателей был разработан и построен лабораторный стенд, состоящий из вентилятора 1, расходомера 2, увлажнителя воздуха 5, подогревателя влажного воздуха 3 и испарителя кислоты 4 (рис. 1).

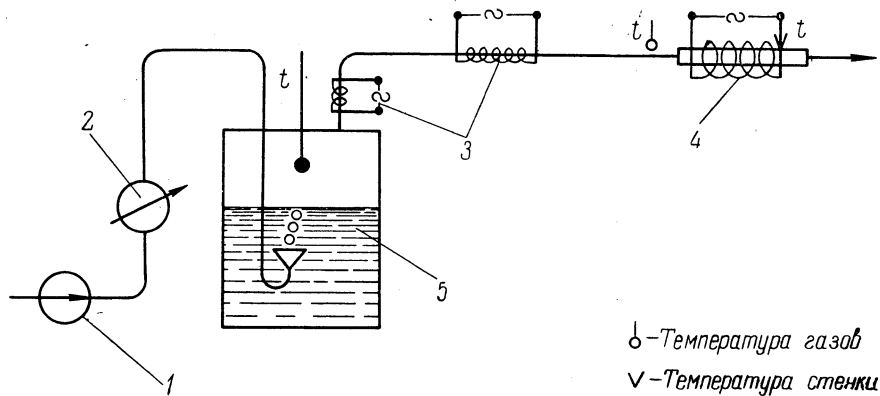


Рис. 1. Установка для исследования испарения кислоты.

В качестве рабочего газа использовался влажный воздух с парциальным давлением водяных паров, равным давлению их в продуктах сгорания мазута или газа. Регулирование влажности осуществлялось путем изменения температуры воды в увлажнителе, через который барботировал подаваемый из вентилятора воздух. После выхода из увлажнителя воздух подогревался до необходимой температуры (140—200°C) и поступал в испаритель, представляющий металлическую обойму, в цилиндрическое отверстие которой вставляется кварцевая трубка длиной 150 мм.

Необходимая температура поверхности испарения поддерживалась путем термостатирования металлической обоймы. Внутренняя поверхность трубки покрывалась пропитанной кислотой стеклотканью, которая имитировала отложения воздухоподогревателя. Стеклоткань перед использованием на стенде выдерживалась в течение двух часов в ацетоне.

после чего кипятилась в растворе серной кислоты, промывалась водой и высушивалась.

Потоки и количество испаренного раствора определялись по убыли веса трубки. Убыль кислоты измерялась путем растворения оставшейся части в конденсате и титрования.

Для выявления влияния фактора времени на процесс испарения были проведены опыты длительностью 15, 30, 45 и 60 мин при концентрации

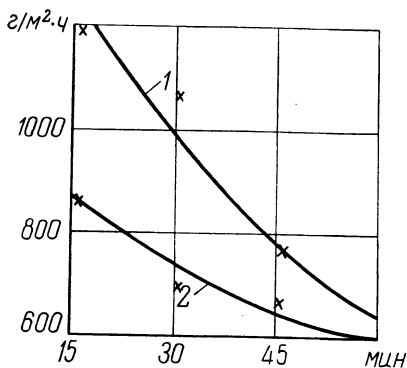


Рис. 2. Средние потоки испарения в зависимости от длительности опыта ($p_{H_2O} = 0,2$ бар; $t = 200^\circ\text{C}$):

1 — концентрация H_2SO_4 86%; 2 — концентрация H_2SO_4 92%.

кислоты 86 и 92%. Из рис. 2 видно, что с увеличением длительности опыта поток испарения уменьшается. Падение среднего потока испарения с увеличением времени опыта объясняется тем, что по мере подсыхания поверхности испарения процесс начинает лимитироваться диффузионным сопротивлением слоя, из которого происходит испарение. Следовательно, при некоторых условиях, кроме температурных и гидродинамических условий, одним из определяющих факторов испарения являются также свойства отложений, из которых происходит испарение.

Испарение раствора серной кислоты более высокой концентрации идет менее интенсивно. Такая закономерность объясняется на основании законов

массопереноса [1]. При испарении или конденсации поток вещества определяется по формуле

$$N = \beta \Delta p,$$

где β — коэффициент массопереноса, зависящий от свойств переносимого агента и гидродинамических условий; $\Delta p = \frac{p_a - p_n}{\rho_{\text{общ}}}$ — модуль движущей силы; p_a и p_n — соответственно парциальное давление переносимого агента в ядре газового потока и на границе раздела сред; $\rho_{\text{общ}}$ — общее давление газовой смеси.

Увеличение концентрации испаряемой кислоты ведет к увеличению Δp [2], а следовательно, к уменьшению модуля движущей силы и соответственно к уменьшению потока испарения.

Исследования влияния температуры газовой среды на поток испарения при парциальном давлении водяных паров 0,2 бар показали, что в интервале температур $120\text{--}180^\circ\text{C}$ поток испарения незначительный, а при температуре ниже 120°C идет обратный процесс — поглощение водяных паров из газовой среды. Интенсивное испарение серной кислоты с поверхности имеет место при температуре газов выше 180°C и увеличивается с ростом последней.

Литература

1. Хирс Д., Паунд Г. Испарение и конденсация. М., 1966. 2. Амелин А. Г. Технология серной кислоты. М., 1971.

И. И. Стриха

*(Белорусский филиал Энергетического института
им. Г. М. Кржижановского)*

ПРЕДВКЛЮЧЕННЫЙ РЕГЕНЕРАТИВНЫЙ ВОЗДУХОПОДОГРЕВАТЕЛЬ

При сжигании высокосернистого мазута на поверхностях нагрева, имеющих температуру стенки ниже температуры насыщения паров серной кислоты, образуются отложения, интенсифицируются процессы коррозии. На электростанциях применяются различные методы борьбы с коррозией. Однако на сегодняшний день из-за коррозионных повреждений и загрязнений РВП температура уходящих газов на большинстве электростанций поддерживается на уровне 160—170°C.

При повреждении набивки РВП со стороны выхода газов разрушению подвергается ранее не корродировавшая область, в последующем происходит постепенное распространение разрушений в другие зоны набивки. Кроме того, изменение различных режимных факторов обуславливает перемещение зон коррозии по высоте пакетов набивки.

Практикуемые в настоящее время совмещения «холодной» и «горячей» набивок в одном роторе имеют ряд серьезных неудобств: обдувка с «горячей» стороны практически невозможна, так как струя теряет свою кинетическую энергию, а обдувка с «холодной» стороны приводит к заносу пластичных отложений в «горячую» часть; термическая деформация элементов РВП возрастает вместе со снижающейся в нем температурой [1], что в свою очередь вызывает увеличение присосов, перетоки и утечки.

В этом плане более совершенным представляется следующее решение. «Горячая» часть, т. е. та часть поверхности, температура которой при всех условиях выше температуры насыщения, оформляется в виде отдельного, желательного рекуперативного, теплообменника. Почти полное отсутствие загрязнения в этой температурной области позволяет выбрать оптимальный по условиям теплопередачи конструктивный вариант. «Холодная» часть выполняется в виде выносного регенеративного воздухоподогревателя, вся поверхность которого оказывается в зоне коррозии. Малый перепад температур сильно уменьшает термические деформации ротора, а следовательно, и присосы. Становится возможной и эффективной двусторонняя обдувка. Наконец, в выносном роторе можно увеличить шаг набивки и реализовать эффект уменьшения коррозии под толстым слоем отложений [2], а также и эффект меньшего роста гидравлического сопротивления.

Как показано в работах [2, 3], отложения на поверхностях нагрева и газоходов состоят в основном из сульфатов, являющихся ингибиторами коррозии. При переходе к увеличенным шагам набивки в РВП коррозия уменьшается, что объясняется образованием более толстого слоя отложений и торможением процессов диффузии через слой коррозионных агентов.

С увеличением живого сечения для прохода газов при передаче определенного количества тепла в РВП габариты его возрастают. Произведем оценку изменения конструктивных параметров воздухоподогревателя в

зависимости от диаметра. Для сравнения принята холодная секция РВП с обычным шагом набивки ($d_{\text{ЭКВ}} = 10 \text{ мм}$). Предполагается, что предвключенный воздухоподогреватель должен передать одинаковое количество тепла. Скорость дымовых газов принимается неизменной на уровне 10—12 м/сек. Тепло, переданное в РВП, определяется по известному выражению

$$Q = \alpha_{\text{Г}} \chi_1 (\vartheta - t_{\text{СТ}}) H_{\text{П}} = \alpha_{\text{В}} \chi_2 (t_{\text{СТ}} - t_{\text{В}}) H_{\text{П}}, \quad (1)$$

где $\alpha_{\text{Г}}$, $\alpha_{\text{В}}$ — коэффициент теплоотдачи соответственно с газовой и воздушной стороны, $\text{вт/м}^2 \cdot \text{град}$; ϑ , $t_{\text{СТ}}$, $t_{\text{В}}$ — средняя температура соответственно газов, набивки и воздуха, $^{\circ}\text{К}$; $H_{\text{П}}$ — полная поверхность нагрева, м^2 ; χ_1 и χ_2 — доля живого сечения соответственно газового и воздушного окон по отношению к общему сечению ротора.

Коэффициент теплоотдачи $\alpha_{\text{Г}}$ или $\alpha_{\text{В}}$ для упрощенных типов набивки находится на основании работы [4] по формуле

$$\alpha = 0,021 \frac{\lambda}{d_{\text{ЭКВ}}} \left(\frac{\omega d_{\text{ЭКВ}}}{\nu} \right)^{0,8} \left(\frac{\nu}{a} \right)^{0,4} \left(\frac{T}{T_{\text{СТ}}} \right)^{0,5}, \quad (2)$$

где λ — коэффициент теплопроводности, $\text{вт/м} \cdot \text{град}$; ω — скорость газов или воздуха, м/сек ; ν — коэффициент кинематической вязкости, $\text{м}^2/\text{сек}$; a — коэффициент температуропроводности, $\text{м}^2/\text{сек}$.

Поскольку значения величин λ , ω , ν , a , T , $T_{\text{СТ}}$ для РВП предлагаемой конструкции и «холодной» секции обычного воздухоподогревателя одинаковы, то, обозначив комплекс

$$0,021 \lambda \frac{\omega^{0,8}}{\nu^{0,4}} \left(\frac{T}{T_{\text{СТ}}} \right)^{0,5}$$

через A_1 , получим

$$\alpha = A_1 \frac{1}{(d_{\text{ЭКВ}})^{0,2}}. \quad (3)$$

Поверхность нагрева, найденная из выражения (1), по аналогии с формулой (3)

$$H_{\text{П}} = A_2 (d_{\text{ЭКВ}})^{0,2}. \quad (4)$$

Полная поверхность, размещаемая в роторе РВП, может быть определена по формуле

$$H_{\text{П}} = \varphi \frac{\pi D_{\text{Р}}^2}{4} l, \quad (5)$$

где φ — коэффициент компактности воздухоподогревателя, $\text{м}^2/\text{м}^3$; $D_{\text{Р}}$ — диаметр ротора, м ; l — высота ротора, м .

С другой стороны,

$$H_{\text{П}} = \frac{\pi D_{\text{Р}}^2}{4} \cdot \frac{l}{t} \cdot 2 = \frac{\pi D_{\text{Р}}^2}{4} \cdot \frac{l}{d_{\text{ЭКВ}}}, \quad (6)$$

где t — шаг набивки, м .

С учетом уравнений (5) и (6), обозначив комплекс постоянных величин через A_3 , получим

$$\varphi = A_3 \left(\frac{1}{d_{\text{ЭКВ}}} \right). \quad (7)$$

Аналогично высота ротора

$$l = A_4 (d_{\text{экв}})^{1,2} \quad (8)$$

Суммарное сопротивление РВП

$$\Delta p = \Delta p_{\tau} + \Delta p_{\text{м}} + \Delta p_{\text{н}}, \quad (9)$$

где Δp_{τ} — потеря на трение, н/м^2 ; $\Delta p_{\text{м}}$ — местное сопротивление, н/м^2 ; $\Delta p_{\text{н}}$ — изменение напора при нагреве воздуха и охлаждении газов, н/м^2 .

Произведя подстановку в уравнение (8) значения составляющих его величин и опустив несложные преобразования, получим

$$\Delta p = A_5 \frac{1}{(d_{\text{экв}})^{0,05}} \quad (10)$$

Потери набивкой металла в результате коррозии в общем случае определяются по формуле

$$G_{\text{м}} = c_{\text{кор}} H_{\text{п}} \tau, \quad (11)$$

где $c_{\text{кор}}$ — скорость коррозии, $\text{кг/м}^2 \cdot \text{сек}$.

Поскольку $c_{\text{кор}} = f(t_{\text{ст}}, \omega_{\text{г}}, d_{\text{экв}})$, то с учетом формулы (3) будем иметь

$$G_{\text{м}} = A_2 c_{\text{кор}} (t_{\text{ст}}, \omega_{\text{г}}, d_{\text{экв}}) (d_{\text{экв}})^{0,2} \quad (12)$$

Несмотря на увеличение общей поверхности нагрева предвключенного воздухоподогревателя, вследствие уменьшения скорости коррозии потери металла сокращаются [3].

Результаты расчетов по формулам (4), (7), (8), (9), (10), (12) изменения конструктивных параметров и эксплуатационных показателей воздухоподогревателя в зависимости от эквивалентного диаметра набивки представлены на рис. 1. Характер изменения величин показан в от-

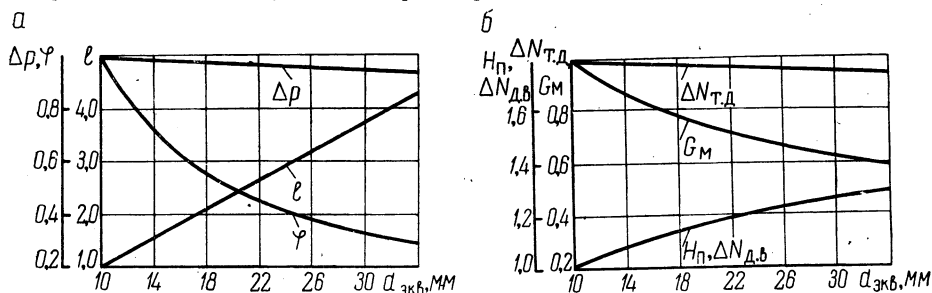


Рис. 1. Характер относительного изменения Δp , l , φ (а) и $\Delta N_{\text{т.д}}$, $G_{\text{м}}$, $H_{\text{п}}$, $\Delta N_{\text{д.в}}$ (б) в зависимости от эквивалентного диаметра:

Δp — гидравлическое сопротивление; l — высота ротора; φ — коэффициент компактности; $\Delta N_{\text{т.д}}$, $\Delta N_{\text{д.в}}$ — мощность на тягу, дутье и на привод дополнительной поверхности, размещаемой в роторе; $H_{\text{п}}$ — полная поверхность ротора; $G_{\text{м}}$ — потери металла в результате коррозии.

носительных единицах. За начало отсчета, т. е. условную единицу, приняты значения величин для «холодной» секции РВП с эквивалентным диаметром 10 мм.

Оптимальная величина эквивалентного диаметра предлагаемого предвключенного воздухоподогревателя определялась на основании совместного рассмотрения сокращения расходов за счет снижения потерь металла от коррозии и эксплуатационных издержек. Как показали рас-

четы, при существующем уровне масштаба цен на топливо и металл наиболее выгоднейшее значение эквивалентного диаметра составляет 28—30 мм.

Установка предвключенного воздухоподогревателя с увеличенным шагом набивки позволяет:

а) исключить коррозию и загрязнения трубчатых поверхностей нагрева котла;

б) снизить температуру уходящих газов и повысить к.п.д. котла;

в) уменьшить при прочих равных условиях коррозию и загрязнения выносного воздухоподогревателя;

г) уменьшить затраты и облегчить замену прокорродировавших секций;

г) без усиления коррозии несколько увеличить избыток воздуха, что приведет к уменьшению сажеобразования и исключению возможности пожаров.

Сравнение воздухоподогревателей — предлагаемого и с эмалированной набивкой (при стоимости последней 8—10 руб/м² и сроке службы ее 5—6 лет) — показывает, что предлагаемая конструкция имеет определенные преимущества.

Следует отметить, что применение эмалированной набивки в РВП с обычным шагом набивки не снимает проблемы очистки поверхности от загрязнений, поскольку слой оседающих частичек золы и сажи имеет тенденцию к неограниченному росту. На предвключенном воздухоподогревателе и в случае применения эмалированной набивки переход в сторону увеличения шага будет весьма целесообразным.

Литература

1. Внуков А. К. Надежность и экономичность котлов для газа и мазута. М., 1966.
2. Внуков А. К., Стриха И. И. Стендовые исследования низкотемпературной коррозии регенеративных воздухоподогревателей. — «Электрические станции», 1972, № 8.
3. Стриха И. И. Исследование низкотемпературной коррозии в котельных агрегатах тепловых электростанций. Автореф. дис. Минск, 1973.
4. Мигай В. К. и др. Регенеративные вращающиеся воздухоподогреватели. Л., 1971.

О. В. Жидович

Белорусский филиал Энергетического института
им. Г. М. Кржижановского)

РАСШИРЕНИЕ ТЕМПЕРАТУРНОГО ДИАПАЗОНА РАБОТЫ ДЕЙСТВУЮЩИХ ЖЕЛЕЗОБЕТОННЫХ ДЫМОВЫХ ТРУБ

Известны конструкции конических дымовых труб, железобетонная оболочка которых воспринимает ветровую нагрузку, собственный вес и вес футеровки и рассчитывается с учетом термических напряжений от перепада температур, возникающего под действием температуры уходящих газов и солнечной радиации.

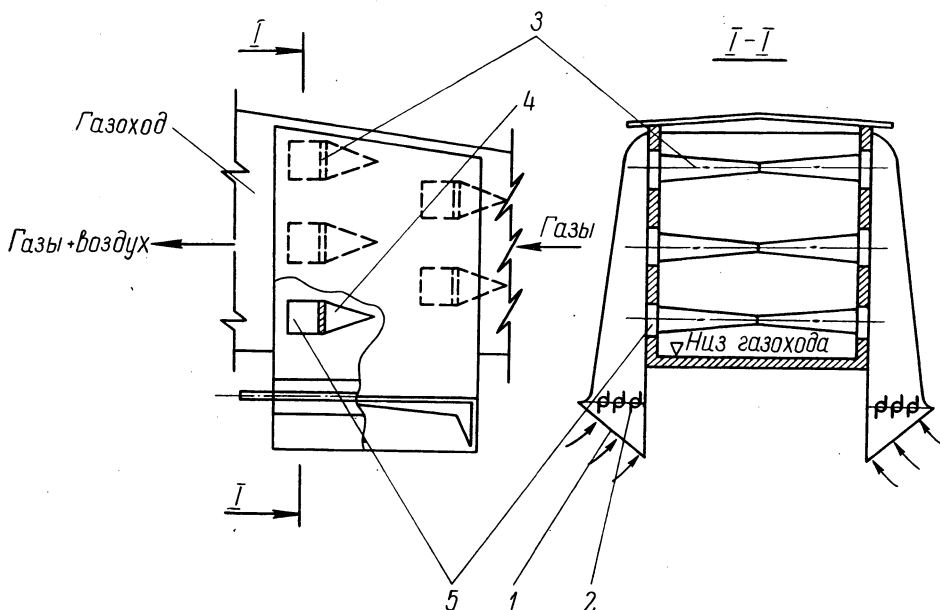


Рис. 1. Устройство для ввода присадки воздуха в газоход:

1 — заборный короб; 2 — регулирующие шиберы; 3 — пластина-стабилизатор; 4 — конический рассекатель; 5 — окно для входа воздуха.

При переводе всех или части парогенераторов, присоединенных к дымовой трубе, на сжигание другого вида топлива (например, при переходе с угля на высокосернистый мазут) средняя температура уходящих газов обычно резко возрастает. В этом случае дымовая труба не будет пригодна к работе в новых эксплуатационных условиях. Возникает необходимость реконструкции или замены ее на новую.

Для снятия кратковременных типов термических напряжений и приспособления действующих железобетонных дымовых труб к новым условиям работы Белорусский филиал ЭНИНа предлагает использовать разбавление уходящих дымовых газов наружным воздухом. Поставленная задача может быть решена подачей наружного воздуха в газоход непосредственно у основания трубы без дополнительных затрат на его

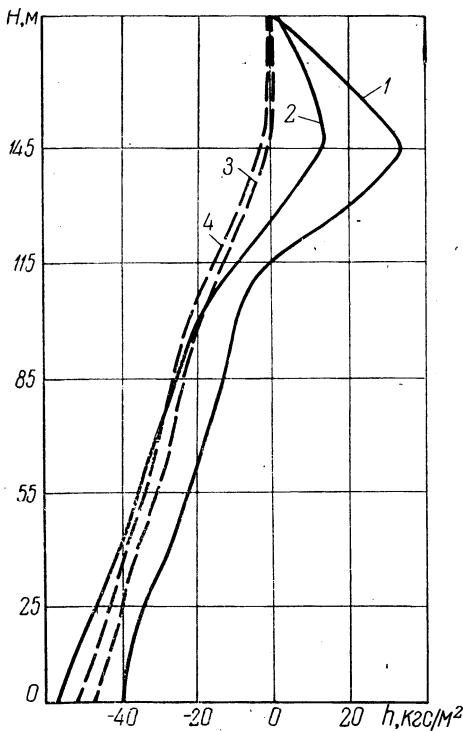


Рис. 2. Эпюры статических давлений в железобетонной трубе высотой 180 м и диаметром устья 7,2 м:

1 — подключены четыре парогенератора при 100%-ной нагрузке (два ТГМ-104 и два ТП-100А) с присадкой воздуха, температура уходящих газов 122°C; 2 — то же без присадки, температура уходящих газов 140°C; 3 — то же при 50%-ной нагрузке с присадкой воздуха, температура уходящих газов 90°C; 4 — то же при 50%-ной нагрузке без присадки, температура уходящих газов 100°C.

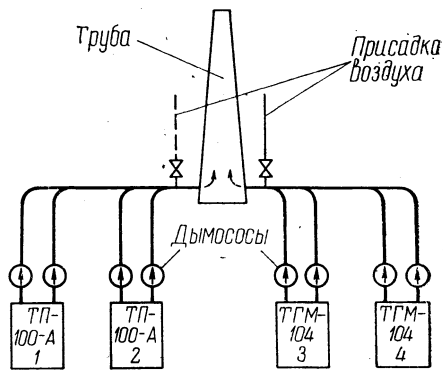


Рис. 3. Принципиальная схема газового тракта с вводом присадки воздуха.

перекачку за счет разрежения, всегда имеющегося у основания трубы [1].

Для достижения равномерного смешения воздуха с потоком газов и уменьшения пути перемешивания используются аэродинамические стабилизаторы — конические пластины, суживающиеся к центру газохода [2]. Смешение происходит постепенно путем отрыва небольших струек воздуха по внешнему контуру стабилизатора. Для уменьшения лобового сопротивления стабилизаторов в газовом потоке устанавливаются конические рассекатели. Эскизный проект устройства ввода присадки показан на рис. 1.

Величина присадки наружного воздуха зависит от температур дымовых газов и воздуха. Зависимость носит линейный характер. Ввод присадки увеличивает скорость смеси в трубе и соответственно гидравлические потери по высоте трубы. Эпюры статических давлений по высоте 180-метровой дымовой трубы без присадки и с присадкой наружного воздуха для четырех парогенераторов (два ТП-100А и два ТГМ-104) показаны на рис. 2. Из графика видно, что присадка воздуха уменьшила разрежение у основания трубы на 17 кгс/м², примерно на эту же величину возросли потери по высоте трубы.

Потери напора дымососов парогенераторов 3 и 4 (рис. 3) от ввода присадки можно записать в виде формулы

$$\Sigma \Delta h = \Delta h_{\text{тр}} + \Delta h_{\text{вх}} + \Delta h_{\text{вых}} + \Delta h_{\text{уз. п}} \text{ кгс/м}^2,$$

где $\Delta h_{\text{тр}}$ — увеличение потерь на трение по высоте трубы, кгс/м²; $\Delta h_{\text{вх}}$ и $\Delta h_{\text{вых}}$ — то же для местного сопротивления соответственно входа смеси газов и воздуха в трубу и выхода, кгс/м²; $\Delta h_{\text{уз. п}}$ — то же для местного сопротивления узла ввода присадки в газовый поток, кгс/м².

Расчет статических давлений по высоте трубы подробно изложен в работе [1].

Величины $\Delta h_{\text{вх}}$, $\Delta h_{\text{вых}}$, $\Delta h_{\text{тр}}$, $\Delta h_{\text{уз.п}}$ находятся по известным из аэродинамики выражениям.

Как видно из рис. 2, ввод максимальной присадки воздуха увеличивает избыточное статическое давление в верхней зоне трубы почти в 3 раза, что может вызвать усиление фильтрации конденсата серной кислоты через футеровку к железобетонной оболочке в 1,5—2 раза [3]. Однако с учетом уменьшения приведенной сернистости газов при разбавлении их воздухом общее увеличение фильтрации составит менее 10%, что не повлияет на долговечность трубы.

Мощность дымососов, необходимая для покрытия потерь напора от ввода присадки, находится по формуле

$$\Delta N = \frac{V_r \Sigma \Delta h}{3600 \cdot 102 \eta_{\text{д.у}}} \text{ квт,}$$

где V_r — часовой объем газов, перекачиваемых дымососами парогенераторов, $\text{м}^3/\text{ч}$; $\eta_{\text{д.у}}$ — эксплуатационный к.п.д. дымососов.

Из рис. 3 видно, что дополнительное сопротивление дымососов парогенераторов 1 и 2 будет равно сумме потерь на трение по высоте трубы и при выходе из нее: $\Delta h_{\text{вх}} + \Delta h_{\text{вых}}$. В рассматриваемом варианте схемы с односторонним вводом присадки дополнительное сопротивление дымососов 3 и 4 будет больше, чем дымососов 1 и 2, на величину $\Delta h_{\text{вх}} + \Delta h_{\text{уз.д}}$. Дымососы обычно выбираются с запасом 10% по расходу и 20% по напору, поэтому сумма дополнительных потерь напора от ввода присадки воздуха не должна превышать 20%.

Технической альтернативой метода присадки холодного воздуха может быть: 1) строительство новой трубы; 2) полная реконструкция футеровки существующей дымовой трубы. Однако по технико-экономическим соображениям эти две возможности нельзя признать удовлетворительными из-за необходимости весьма больших капиталовложений и длительных сроков строительства и реконструкции. Ввод присадки наружного воздуха для снижения температуры уходящих газов прост в техническом исполнении.

Проделанные вариантные расчеты показывают, что расчетные затраты для сравниваемого варианта — строительства новой дымовой трубы — будут в несколько десятков раз больше, чем для варианта с присадкой наружного воздуха [4]. В каждом конкретном случае обязательно проведение технико-экономических расчетов на основании предварительно выполненных конструктивных вариантов узла ввода присадки, тепловых и аэродинамических расчетов. Вероятно, эти расчеты могут быть типизированы для наиболее распространенных сочетаний железобетонных дымовых труб и блоков 150, 200 и 300 *Мвт*.

Литература

1. Рихтер Л. А. Газовоздушные тракты тепловых электростанций. М., 1969.
2. Раушенбах Б. В. и др. Физические основы рабочего процесса в камерах сгорания воздушно-реактивных двигателей. М., 1964.
3. Указания по расчетам аэродинамических и тепловых режимов дымовых железобетонных труб с противодавлением. М., 1971.
4. Методика технико-экономических расчетов в энергетике. М., 1966.

В. И. Барышев, М. А. Столов

(Белорусский филиал Энергетического института
им. Г. М. Кржижановского — «Белремналадка»)

ЗАВИСИМОСТЬ НЕКОТОРЫХ ФИЗИКО-ХИМИЧЕСКИХ СВОЙСТВ ФРЕЗЕРНОГО ТОРФА ОТ СТЕПЕНИ ЕГО РАЗЛОЖЕНИЯ

На ряд торфяных электростанций в течение последних лет поставляется фрезерный торф низкой степени разложения (15—20% и менее) с насыпным весом примерно $0,2 \text{ т/м}^3$ вместо нормальной расчетной степени разложения более 20—25% и насыпным весом $0,3—0,4 \text{ т/м}^3$.

При поступлении на электростанции торфа низкой степени разложения имеют место ограничения на 30% максимальной нагрузки котлоагрегатов, увеличение пульсаций в топках, застревание фрезерного торфа в бункерах и течках, повышается взрыво- и пожароопасность. Для выяснения причин неудовлетворительной работы котлоагрегатов при сжигании фрезерного торфа низкой степени разложения была определена зависимость насыпного веса, теплотворной способности, динамики сушки, размалываемости и скорости витания частиц от степени разложения. Теплотворная способность находилась по ГОСТ 147—64.

Насыпной вес определялся по пробам торфа разной степени разложения, имеющим влажность примерно 50%. Динамика сушки определялась путем помещения навесок торфа (10 г) в разогретый до 105—110°C сушильный шкаф. В начале сушки дважды через 15 мин, а в последующем через 30—60 мин бюксы с навесками извлекались из сушильного шкафа. В начале сушки, пока влажность навесок была выше гигроскопической (для торфа 12—16%), они охлаждались в течение 0,5 ч на воздухе. После того как их влажность становилась меньше гигроскопической, они охлаждались в течение 5 мин на воздухе, а в последующие 0,5 ч — в эксикаторе.

Размалываемость определялась по пробам исходного фрезерного торфа разной степени разложения, от которых предварительно отвеивались фракции 0—90 мк, ибо при сушке и размоле в молотковых мельницах с шахтными сепараторами фракции указанного размера выносятся в топку практически без размола. Навеска каждой пробы торфа (40 г) помещалась в один и тот же стакан виброистирателя конструкции МЕХАНОБР с одним и тем же истирающим пальцем. Стакан в сборе всегда помещался в одно и то же гнездо виброистирателя, благодаря чему обеспечивалось идентичное механическое воздействие.

Была выбрана следующая методика определения скорости витания частиц торфа: при скоростях по оси цилиндров аппарата Гоннеля, равных 4,3; 12,9; 21,5; 30,1 см/сек, осуществлялся отбор выносов из суживающейся выходной части цилиндров на стеклянную чистую пластинку, смоченную раствором метилметакрилата. Производилось визуальное определение размеров вынесенных частиц по сетке микроскопа и фотографирование их в проходящем свете при увеличении 300 (скорости витания 4,3 и 12,9 см/сек) и 100 (скорости витания 21,5 и 30,1 см/сек). При визуальном определении зарисовывалась также форма частиц и давалась оценка степени разложения данной частицы.

На рис. 1 представлена зависимость насыпного веса фрезерного торфа от степени его разложения. Из рисунка следует, что с уменьшением степени разложения торфа насыпной вес уменьшается. Торф со степенью разложения 40—50% имеет насыпной вес примерно $0,4 \text{ т/м}^3$, т. е. примерно в два раза выше, чем торф со степенью разложения 15—20%. Указанную зависимость целесообразно использовать для определения (оценки) степени разложения фрезерного торфа по его насыпному весу.

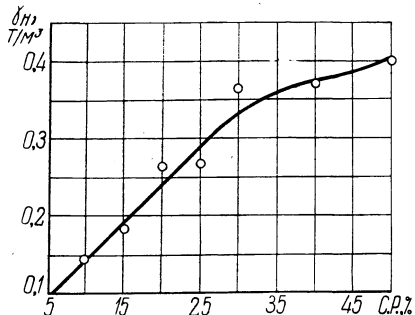


Рис. 1. Зависимость насыпного веса γ_n фрезерного торфа от степени его разложения (С. Р.).

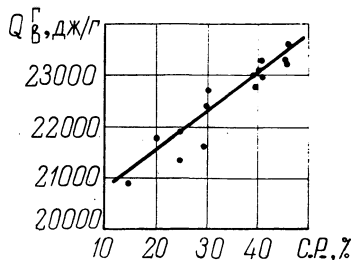


Рис. 2. Зависимость теплотворной способности фрезерного торфа от степени разложения.

Из рис. 2 следует, что высшая теплотворная способность на горючую массу также является функцией степени разложения и увеличивается с увеличением степени разложения торфа. Торф со степенью разложения 40—50% имеет теплотворную способность примерно на 10% выше, чем торф со степенью разложения 15—20%.

Так как на торфяные тепловые электростанции поступает торф разной степени разложения, целесообразно ввести понятия *объемной теплотворной способности фрезерного торфа* (кдж/м^3) и *объемной производительности размалывающих и подсушивающих устройств* (м^3), которые должны являться также основными параметрами для расчета и проектирования систем топливоподачи и пылеприготовления.

Из сопоставления рис. 1 и 2 следует, что объемная теплотворная способность фрезерного торфа со степенью разложения 40—50% в 2—2,5 раза выше, чем торфа со степенью разложения 15—20%. Даже без учета влияния рабочей влаги, которая, как правило, больше у торфа с низкой степенью разложения [1, 2], для обеспечения заданной тепловой нагрузки котлоагрегатов необходимо подать, размолоть и сжечь в 2—2,5 раза больший объем торфа со степенью разложения 15—20%, чем торфа со степенью разложения 40—50%. В то же время элементы топливоподачи и пылеприготовительные системы для большинства торфяных электростанций рассчитаны на сжигание высокоразложившихся торфов (с насыпным весом примерно $0,4 \text{ т/м}^3$). Таким образом, резкое уменьшение объемной теплотворной способности фрезерного торфа низкой степени разложения является одной из главных причин ограничения нагрузки котлоагрегатов из-за недостаточной объемной производительности размалывающих устройств.

На рис. 3 показано изменение влажности фрезерного торфа разной степени разложения в зависимости от продолжительности сушки.

На рис. 4 представлена зависимость средней скорости потери влаги с $W^p \approx 50\%$ до $W^n \approx 0,5\%$ от степени разложения фрезерного торфа. Средняя скорость потери влаги определялась по формуле

$$\frac{\Delta W}{\Delta \tau} = \frac{W_{50}^p - W_{0,5}^n}{\Delta \tau},$$

где $\Delta W = W_{50}^p - W_{0,5}^n$ — количество потерянной влаги как разность между влажностью, ближайшей к 50%, и влажностью пыли, ближайшей к 0,5%,
 Δt — время, за которое имела место потеря этой влаги, мин.

Из зависимостей, приведенных на рис. 3 и 4, следует, что чем выше степень разложения торфа, тем более он лиофобный, т. е. более легко теряет влагу. Таким образом, и для торфа, являющегося начальной стадией углеобразования, справедливо положение, выявленное для углей. Торф со степенью разложения 40—50% способен терять свою влагу при

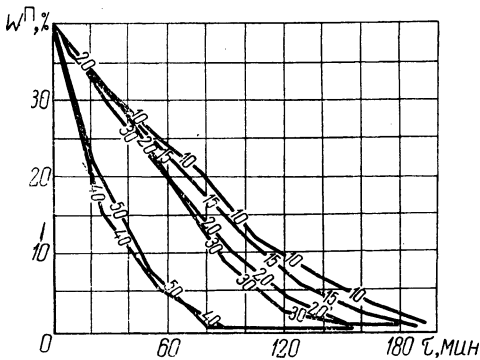


Рис. 3. Зависимость изменения влажности фрезерного торфа разной степени разложения от продолжительности сушки:

10 — степень разложения 10%; 15 — 15% и т. д.

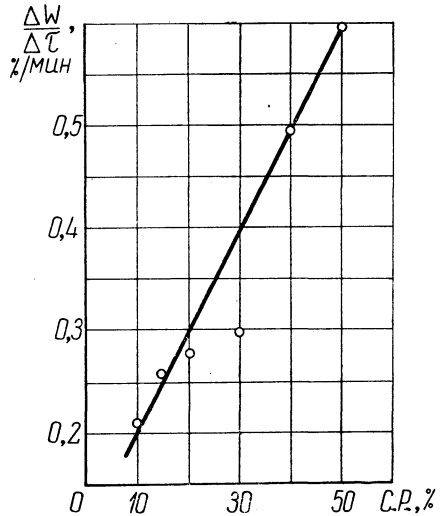


Рис. 4. Средняя скорость потери влаги торфом разной степени разложения.

мерно в два раза быстрее, чем торф со степенью разложения 15—20%. При размоле и сушке фрезерного торфа в молотковых мельницах с шахтными сепараторами это может привести к повышенной влажности пыли фрезерного торфа низкой степени разложения и, следовательно, к ухудшению процесса воспламенения и горения пыли указанного торфа в топках паровых котлов.

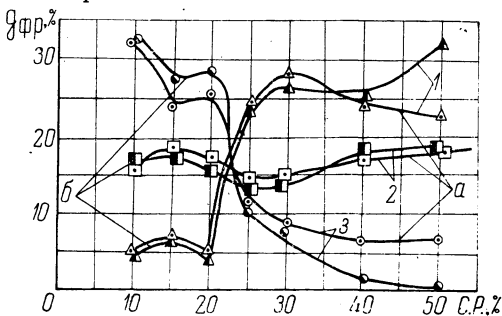


Рис. 5. Содержание в пыли торфа различных фракций g_{fr} % в зависимости от степени его разложения и влажности:

1 — фракция более 3 мм; 2 — фракция 0,2—0,5 мм; 3 — фракция менее 0,09 мм; а — влажность 30%; б — влажность 40%.

На рис. 5 показано изменение содержания в пыли торфа различных фракций в зависимости от степени его разложения и влажности при одинаковой продолжительности размола — 10 сек.

Прослеживается наличие двух групп торфа — со степенью разложения 10—20 и 30—50%. В первой группе преобладают частицы более 3 мм, во второй — частицы менее 0,09 мм. Колебание по содержанию средних

фракций 0,2—0,5 мм выражено менее значительно. Обращает на себя внимание зависимость истираемости торфа от его влажности. Торф низкой степени разложения (10—20%) влажностью 40% (рис. 5, кривые б) истирается несколько хуже, чем тот же торф влажностью 30% (рис. 5, кривые а), так как количество фракций крупнее 3 мм в нем больше, а тонких фракций менее 0,09 мм меньше.

Торф со степенью разложения более 30% показывает другую зависимость. Размалываемость его при влажности 40% выше, чем при влажности 30%, причем чем выше степень разложения фрезерного торфа, тем сильнее влияет увеличение влажности на улучшение размалываемости. На первый взгляд кажется, что это плохо согласовывается с закономерностями, характерными для углей [3], для которых размалываемость тем хуже, чем выше влажность. По-видимому, в более сухом хорошо разложившемся торфе коллоидная (полностью разложившаяся) часть подвержена большому синерезису — старению, связанному со сворачиванием мицелл, их уплотнением и возрастанием механической прочности [4]. На торфе со степенью разложения 20% и менее это явление еще не сказывается, вероятно, в связи с абсолютным преобладанием неразложившейся части. Наоборот, его прочность несколько возрастает за счет возрастающего внутриклеточного давления воды в слабаразложившихся структурированных частицах.

Таблица 1

Степень разложения, %		10		20		30		40		50	
		10	20	10	20	10	20	10	20	10	20
Размер фракций, мм	Более 3	32,24	32,30	25,28	13,0	8,90	8,20	6,68	0,06	6,80	0,3
	2—3	10,86	10,38	12,10	7,5	7,75	8,30	6,90	0,92	8,72	1,9
	0,5—2	25,68	23,50	29,30	24,0	21,00	19,00	26,60	22,86	25,64	25,0
	0,2—0,5	16,10	15,82	17,50	23,5	14,64	14,40	17,54	17,88	18,36	19,1
	0,09—0,2	6,50	7,30	6,00	14,1	14,00	14,22	13,50	15,20	14,04	15,8
	0—0,09	5,00	6,40	5,00	12,5	28,50	33,00	24,10	36,74	23,08	34,5

В табл. 1 приводится зависимость изменения фракционного состава пыли фрезерного торфа влажностью 30% от степени его разложения при разной продолжительности размалывания. Сравнивая фракционный состав, особенно по фракциям больше 2 мм и меньше 0,09 мм, при одинаковой продолжительности размола 10—20 сек, можно заметить, что торф со степенью разложения 30% гораздо легче истирается, чем торф со степенью разложения 20%. Торф со степенью разложения 10% незначительно изменяет свой фракционный состав при увеличении продолжительности размола в два раза. По всем остальным видам торфа имеет место существенное изменение содержания наиболее крупных (более 2 мм) и наиболее тонких (0—0,09 мм) фракций.

В табл. 2 представлена зависимость площади выносимых частиц пыли ($мм^2 \cdot 10^{-2}$) от степени разложения торфа и от характера частиц (хорошо разложившиеся, плохо разложившиеся). Вынесенные частицы сравнивались с расчетными частицами — полученными по номограмме [6] в случае принятия кажущегося веса частиц равным $1000 кг/м^3$ (частицы, подчиняющиеся закону Стокса). Как следует из табл. 2, поведение хорошо разложившихся частиц в потоке удовлетворительно описывается законом Стокса в том случае, когда их кажущийся вес принят равным $1000 кг/м^3$.

Из табл. 2 видно, что при одинаковых скоростях витания имеет место вынос слабаразложившихся частиц гораздо большего сечения по сравнению с хорошо разложившимися частицами, что обуславливает значительно большую реагирующую поверхность пыли по сравнению с поверхностью выносимых хорошо разложившихся частиц. Это указывает на

Таблица 2

Скорость витания, см/сек	Расчетный размер частиц, мк (площадь, мм ² · 10 ⁻²)	Степень разложения, %				
		10	20	30	40	50
Хорошо разложившиеся частицы	4,3 40 (0,16)	—	—	0,125	0,09	0,20
	12,9 70 (0,49)	0,12	—	0,225	0,38	0,56
	21,5 95 (0,89)	—	—	0,560	0,64	0,81
	30,1 125 (1,56)	2,43*	—	2,88*	1,20	1,20
Слаборазложившиеся частицы	4,3 40 (0,16)	0,56	1,80	0,90	0,27	0,81
	12,9 70 (0,49)	2,02	4,50	0,99	3,30	1,08
	21,5 95 (0,89)	50,60	10,62	4,73	6,74	4,05
	30,1 125 (1,56)	25,00	12,15	18,40	7,20	8,10

* Смешанные частицы, в которых среди черной хорошо разложившейся массы видны светло-коричневые ленты слаборазложившейся массы.

возможность значительного угрубления помола при сжигании слаборазложившихся торфов.

Большая парусность пластинчатых частиц может приводить к избыточному их накоплению в потоке аэросмеси, а сильно развитая их поверхность и незначительная толщина могут быть причиной резкого увеличения скорости горения («взрыва»). Указанные особенности структур частиц фрезерного торфа низкой степени разложения являются причиной возникновения пульсаций, имеющих место при сжигании фрезерного торфа. Это указывает на нецелесообразность применения унифицированных молотковых мельниц для размола фрезерного торфа низкой степени разложения.

Учитывая имеющийся опыт сжигания фрезерного торфа без размола и подсушки в топках Шершнева [5], на основании проведенных исследований можно рекомендовать сжигание фрезерного торфа низкой степени разложения с предварительной подсушкой без размола.

Исследования подтверждают, что выпускаемые серийные котлоагрегаты для сжигания фрезерного торфа с применением молотковых мельниц обеспечивают надежное и экономичное сжигание фрезерного торфа со степенью разложения более 20—25%.

Фрезерный торф со степенью разложения ниже 20—25%, используемый в качестве энергетического топлива, следует считать другой маркой топлива в отличие от общепринятого топливного фрезерного торфа со степенью разложения выше 30—35%, в связи с чем следует внести в ГОСТ на торф топливный нижний предел степени разложения 20—25%.

Литература

1. Торф в народном хозяйстве. Под общ. ред. А. М. Матвеева. М., 1968.
2. Подопличко А. А. Торфяные месторождения Белоруссии. Минск, 1961.
3. Лебедев А. Н. Подготовка и размол топлива на электростанциях. М., 1969.
4. Писаренко А. П., Поспелова И. А., Яковлев А. Т. Курс коллоидной химии. М., 1964.
5. Шершнев А. А. Пневматические топки. М., 1949.
6. Русанов А. А., Урбах И. И., Анастасиади А. П. Очистка дымовых газов в промышленной энергетике. М., 1969.

Б. В. Яковлев

(Белорусский политехнический институт)

ЭФФЕКТИВНОСТЬ ПРИМЕНЕНИЯ СМЕШИВАЮЩИХ ПОДОГРЕВАТЕЛЕЙ В РЕГЕНЕРАТИВНОЙ СХЕМЕ МОЩНЫХ ПАРОТУРБИННЫХ БЛОКОВ

Основным типом регенеративного подогревателя, применяемого в тепловых схемах станций, является поверхностный подогреватель, работающий с конденсацией греющего пара. Преимуществами его являются независимость давления греющего пара и воды, достаточная надежность и простота компоновки. Однако нагрев воды в поверхностных подогревателях возможен до температуры меньшей, чем температура конденсации греющего пара, что объясняется наличием термического сопротивления трубок подогревателя, которое в свою очередь зависит от многих конструктивных и эксплуатационных факторов. Наличие недогрева (разность между температурой насыщения в подогревателе и температурой воды на выходе из него) увеличивает давление отбираемого из турбины пара и, следовательно, уменьшает выработку электроэнергии в регенеративном цикле.

Стремление уменьшить недогрев приводит, с одной стороны, к экономии топлива, а с другой — к снижению интенсивности теплообмена, увеличению поверхностей нагрева и стоимости подогревателей. Оптимальная величина расчетного недогрева зависит от стоимости топлива, давления греющего пара, величины недогрева воды в подогревателе, а также стоимости материала подогревателя.

Так, уменьшение стоимости топлива влечет за собой увеличение расчетного недогрева в подогревателе (табл. 1).

Таблица 1

Элементы поверхности нагрева	Подогреватели			
	высокого давления		низкого давления	
	стоимость топлива, руб/т у.т.			
	15	3	15	3
Собственно подогреватель	3—3,5	5—6	1—1,5	2—2,5
Охладитель перегрева	6*	10	6*	6*
Охладитель конденсата	5—6	8—10	4—5	7—8

* Минимальная величина по условиям предотвращения конденсации пара.

Увеличение давления греющего пара при прочих равных условиях вызывает увеличение расчетного оптимального недогрева в подогревателе высокого давления. Увеличение недогрева воды приводит к уменьшению оптимального недогрева в подогревателе. И, наконец, чем больше стоимость материала трубок, тем большей оказывается величина недогрева.

Серьезным недостатком поверхностных подогревателей является также необходимость отвода из них конденсата греющего пара, что усложняет тепловую схему и снижает ее экономичность.

При работе турбоустановки на переменных режимах недогрев в поверхностных регенеративных подогревателях значительно отклоняется от расчетного и изменяется по экспоненциальному закону:

$$\delta t_{\text{п}} = \frac{t_{\text{вых}} - t_{\text{вх}}}{e^{\frac{kF}{Gc}} - 1} \text{ } ^\circ\text{C}, \quad (1)$$

где $\delta t_{\text{п}} = t_{\text{нас}} - t_{\text{вых}}$ — недогрев воды в подогревателе до температуры насыщения $t_{\text{нас}}$, $^\circ\text{C}$; $t_{\text{вх}}$, $t_{\text{вых}}$ — температура нагреваемой воды на входе и выходе из подогревателя, $^\circ\text{C}$; k — коэффициент теплопередачи, $\text{вт/м}^2\text{-град}$; F — поверхность нагрева подогревателя, м^2 ; G — расход воды через подогреватель, кг/сек ; c — удельная теплоемкость воды, дж/кг-град .

Величина $\delta t_{\text{п}}$ зависит не только от режимных параметров, входящих в уравнение (1), но и от условий эксплуатации: состояния поверхности нагрева, уровня конденсата в подогревателе, присутствия неконденсирующихся газов с паровой стороны, плотности вакуумной системы и пр.

Испытания регенеративной системы действующих турбоустановок показывают, что недогрев в подогревателях даже в расчетном режиме, как правило, оказывается значительно выше оптимального. Особенно это характерно для подогревателей низкого давления. Для иллюстрации на рис. 1 приведены данные по изменению давления пара, температуры нагреваемого конденсата и недогревов в подогревателях низкого давления ПНД-1 и ПНД-2 турбоустановки К-300-240 ЛМЗ, полученные на основании испытаний.

Как следует из рис. 1, недогрев в ПНД-1 и ПНД-2 в расчетном режиме (при номинальной мощности турбоустановки) соответственно равен 6 и 12°C , что свидетельствует о неудовлетворительном состоянии регенеративной системы турбоустановки и приводит к значительной невыработке электроэнергии. Заметное отклонение от расчетного недогрева имеет место и в других подогревателях низкого и высокого давлений.

Устранить недогрев в регенеративных подогревателях (уменьшить его до нуля) и связанные с ним недостатки можно при применении подогревателей смешивающего (контактного) типа. Отсутствие недогрева является главным преимуществом смешивающих подогревателей. Смешивающие регенеративные подогреватели в несколько раз уменьшают расход металла на поверхность нагрева и конструктивно выполняются из расчета подогрева и дегазации питательной воды.

Возможность дегазации воды является важным дополнительным достоинством смешивающих подогревателей, так как это предотвращает коррозию металла, что повышает надежность работы регенеративной системы и качества питательной воды. В смешивающих подогревателях отпадает необходимость отвода конденсата греющего пара.

Отмеченные достоинства смешивающих подогревателей существенно повышают тепловую экономичность регенеративного цикла. Однако смешивающие подогреватели имеют и серьезные недостатки. Так, давление воды в каждом последовательно расположенном смешивающем подогревателе должно быть равно давлению греющего пара, возрастающему в направлении движения воды. Это означает, что перед каждым подогревателем должен стоять уравнительный насос, перед которым необходимы соответствующий подпор и наличие водяной емкости в нижней части подогревателя.

При применении смешивающих подогревателей снижается надежность работы турбоустановки в условиях переменных режимов из-за возможного заброса в проточную часть питательной воды и кавитации перекачивающих насосов, работающих на горячей воде.

Для уменьшения числа перекачивающих насосов возможно такое включение смешивающих подогревателей, при котором конденсат из предыдущего подогревателя меньшего давления поступает в последующий подогреватель большего давления самотеком — за счет разности уровней их установки. Однако это оправдано лишь при разности давлений в двух

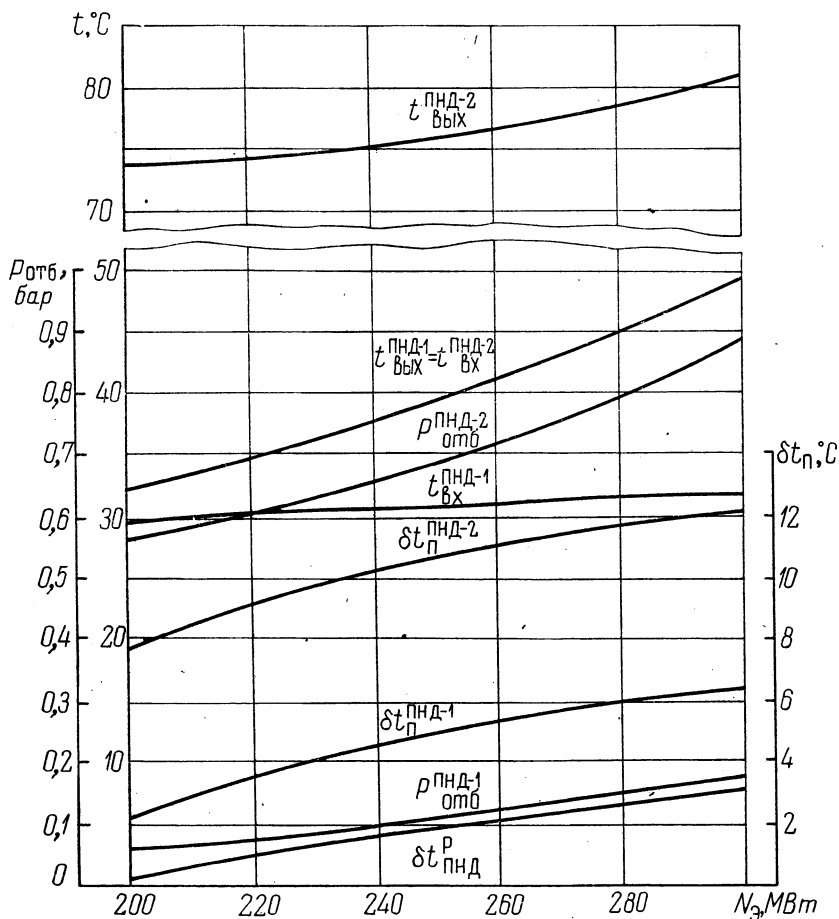


Рис. 1. Изменение давления пара в отборах ($p_{\text{отб}}$), температуры нагретого конденсата ($t_{\text{вх}}$, $t_{\text{вых}}$), недогрева ($\delta t_{\text{п}}$) в ПНД-1 и ПНД-2 турбоустановки К-300-240ЛМЗ:

$\delta t_{\text{п}}^{\text{ПНД}}$ — расчетный недогрев.

последовательно расположенных подогревателях не более 1,2—1,4 бар, поскольку при этом усложняется компоновка из-за необходимости установки подогревателя меньшего давления на значительной высоте. Поэтому смешивающие подогреватели обычно применяются в качестве первых двух подогревателей низкого давления, в которых разность давлений составляет 0,6—0,8 бар.

Возможность и эффективность применения смешивающих регенеративных подогревателей низкого давления рассмотрим применительно к блоку К-300-240 ЛМЗ, исходная схема включения подогревателей низкого давления которого представлена на рис. 2.

При замене поверхностных подогревателей ПНД-1 и ПНД-2 смешивающими схема изменяется и приобретает вид, показанный на рис. 3. В

отличие от схемы рис. 2 охладитель дренажа устанавливается между ПНД-4 и ПНД-3, а дренажный (откачивающий) насос — у ПНД-3.

Смешивающий подогреватель ПНД-1С располагается на отметке +12,9 м, а ПНД-2С — на отметке +2,7 м так, чтобы разность между их осями составляла 10 м, что обеспечивает отвод конденсата из ПНД-1С в ПНД-2С самотеком. Подача конденсата в ПНД-1С осущест-

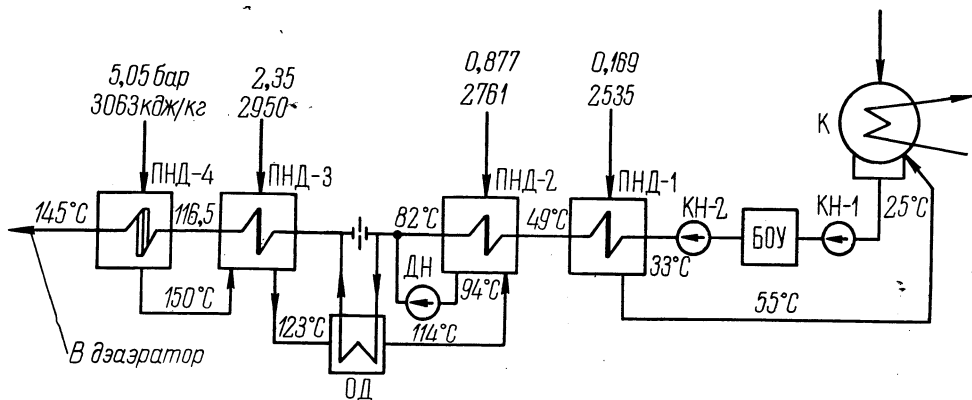


Рис. 2. Схема включения поверхностных регенеративных подогревателей низкого давления турбоустановки К-300-240ЛМЗ:

ПНД — поверхностный подогреватель низкого давления; ОД — охладитель дренажа; ДН — дренажный насос; КН — конденсатный насос; К — конденсатор; БОУ — блокная обессоливающая установка.

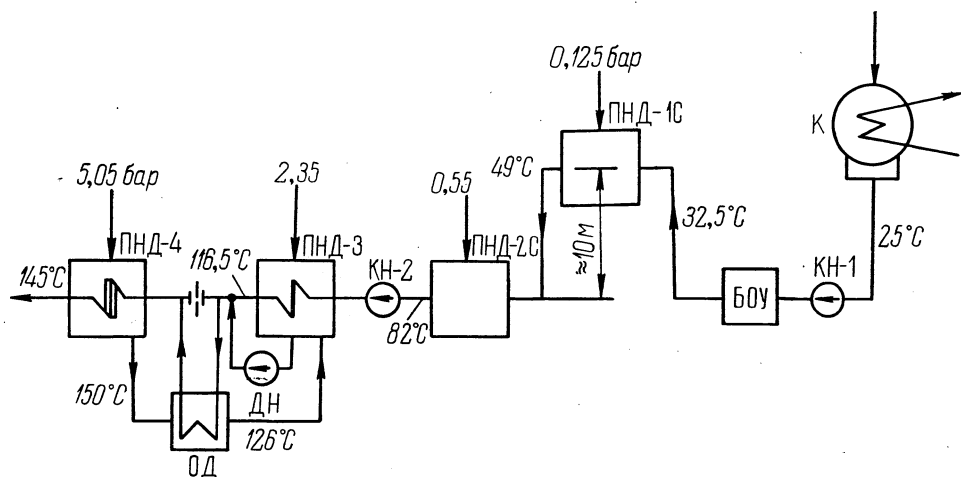


Рис. 3. Схема включения поверхностных и смешивающих регенеративных подогревателей низкого давления турбоустановки К-300-240ЛМЗ:

ПНД-1С, ПНД-2С — смешивающие подогреватели низкого давления; остальные обозначения те же, что на рис. 2.

вляется конденсатным насосом первой ступени (КН-1) блокной обессоливающей установки, а откачка его из ПНД-2С и подача в последующие поверхностные подогреватели производится конденсатным насосом второй ступени (КН-2). Для создания подпора КН-2 устанавливается на отметке —2,0 м.

Примерная компоновка горизонтальных смешивающих подогревателей приведена на рис. 4.

Смешивающие регенеративные подогреватели низкого давления уже применялись на отечественных блоках К-300-240. Однако из-за недоработки и несовершенства схемы их включения произошли аварии с тур-

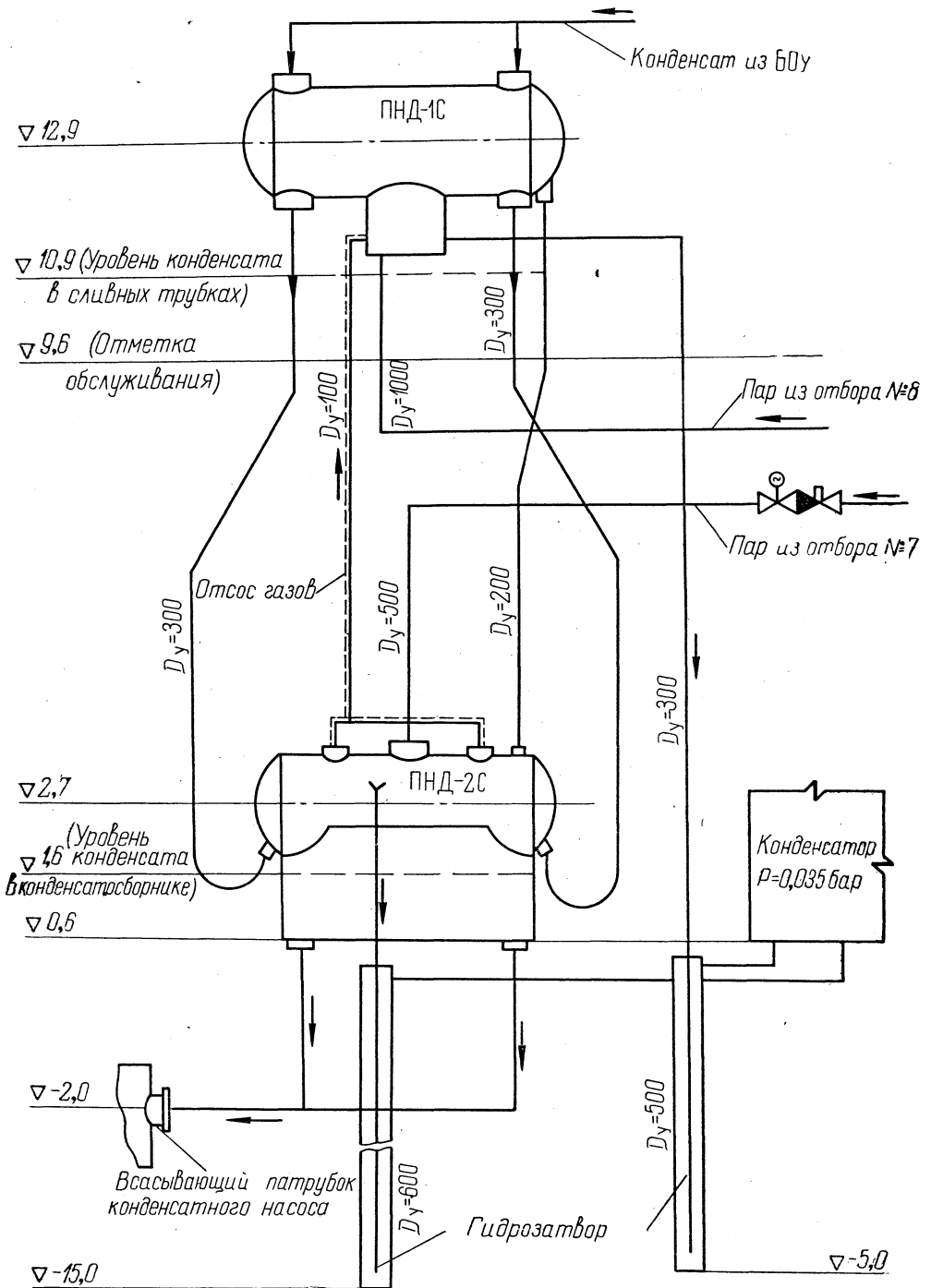


Рис. 4. Схема компоновки регенеративных подогревателей низкого давления турбоустановки К-300-240ЛМЗ.

бинами, что вызвало, на наш взгляд, необоснованный отказ от дальнейшего применения смешивающих подогревателей. Дело в том, что в применявшейся схеме, как и при поверхностных подогревателях, сохранялся каскадный слив дренажа из ПНД-4 в ПНД-3, а из ПНД-3 — в смешивающий ПНД-2С. В результате этого, а также ненадежно выполненной защиты от заброса воды в турбину смешивающий подогреватель ПНД-2С в одном из режимов попал под более высокое давление, и из него произошел заброс воды в проточную часть турбины, вызвавший разрушение лопаточного аппарата.

Более совершенная схема включения смешивающих подогревателей приведена на рис. 3. В этой схеме исключен каскадный слив дренажа в смешивающий подогреватель ПНД-2С, что не только повысило надежность, но и увеличило экономичность схемы. Далее, в ранее применявшейся схеме между поверхностным ПНД-3 и смешивающим ПНД-2С подогревателями сохранялся охладитель дренажа, через который осуществлялся слив конденсата более высокого потенциала из ПНД-3. Хотя охладитель и снижал температуру конденсата, однако все же энтальпия его была выше энтальпии конденсата в ПНД-2С, что вызывало вытеснение пара отбора ПНД-2С, а следовательно, и уменьшение регенеративной выработки электроэнергии. При устранении слива конденсата в ПНД-2С количество пара в этот отбор увеличивается. В схеме рис. 3 охладитель дренажа установлен между ПНД-4 и ПНД-3, благодаря чему энтальпия конденсата, идущего из ПНД-4 в ПНД-3, оказывается ниже, чем в старой схеме, что увеличивает расход пара в ПНД-3 и выработку электроэнергии на этом отборе.

При использовании смешивающих подогревателей вопрос надежности работы турбоустановки имеет первостепенное значение.

Регенеративные смешивающие подогреватели оснащаются автоматическими байпасными линиями, предохранительными и переливными устройствами в виде гидрозатворов, а для предотвращения заброса воды в турбину на линии отбора пара устанавливаются быстродействующие отсечные клапаны.

Отсутствие недогрева в смешивающем подогревателе дает возможность отбирать для подогрева воды до той же температуры, что и в поверхностном подогревателе, пар меньшего давления. Адиабатический теплоперепад отбираемого на подогреватель пара увеличивается при этом на величину

$$\Delta h = a \delta t_{\text{п}} \text{ кдж/кг},$$

где a — термодинамический коэффициент пропорциональности, $\text{кдж/кг}\cdot\text{град}$; $\delta t_{\text{п}}$ — величина недогрева в поверхностном подогревателе, $^{\circ}\text{C}$.

Прирост мощности за счет устранения недогрева

$$\Delta N_{\text{нед}} = \Delta h D_{\text{п}} \eta_{oi} \eta_{\text{м}} \eta_{\text{г}} \text{ квт},$$

где $D_{\text{п}}$ — расход пара на подогреватель, кг/сек ; η_{oi} — внутренний относительный к.п.д. отсека турбины $\eta_{\text{м}}$, $\eta_{\text{г}}$ — соответственно механический к.п.д. турбины и к.п.д. электрического генератора.

Устранение или уменьшение вытеснения пара отбора низкого потенциала дренажем пара более высокого потенциала дает прирост мощности турбоустановки на величину

$$\Delta N_{\text{выт}} = \Delta D \Delta H \eta_{\text{м}} \eta_{\text{г}} \text{ квт},$$

где ΔD — дополнительное количество пара, отбираемого на данный подогреватель, кг/сек ; ΔH — срабатываемый в турбине теплоперепад на дополнительном потоке пара ΔD , кдж кг .

При исключении слива дренажа из ПНД-3 в ПНД-2С в схеме рис. 3 по сравнению со схемой рис. 2 величина ΔH представляет теплоперепад, срабатываемый между отборами пара на ПНД-4 и ПНД-2С, поскольку повышение температуры конденсата на входе в ПНД-4 за счет слива перед ним дренажа из ПНД-3 уменьшает на величину ΔD_4 расход пара на ПНД-4 и, напротив, на эту же величину увеличивает его расход на ПНД-2С.

Температура конденсата на выходе из ПНД-1С, ПНД-2С и ПНД-3 в схеме рис. 3 принимается неизменной, а повышение температуры конденсата в КН-2 порядка $0,5^\circ\text{C}$ вызывает уменьшение расхода пара на ПНД-3 и увеличение его на ПНД-1С при дополнительном перепаде между этими отборами.

Применение охладителя дренажа между ПНД-4 и ПНД-3 в схеме рис. 3 уменьшает расход пара на ПНД-4 и увеличивает его на ПНД-3 с дополнительно срабатываемым между этими отборами теплоперепадом ΔH .

Величина вытесняемого или дополнительно отбираемого количества пара определяется из выражения

$$\Delta D = \frac{\Delta Q_{\text{выт}}}{i_{\text{п}} - i'_{\text{п}}} = \frac{D_{\text{др}}(i_{\text{др}} - i'_{\text{п}})}{i_{\text{п}} - i'_{\text{п}}} \text{ кг/сек},$$

где $\Delta Q_{\text{выт}}$ — количество вытесняемого в данном подогревателе тепла, кдж/сек ; $D_{\text{др}}$, $i_{\text{др}}$ — соответственно количество сливаемого в данный подогреватель дренажа и его энтальпия, кг/сек , кдж/кг ; $i_{\text{п}}$, $i'_{\text{п}}$ — соответственно энтальпия отбираемого на данный подогреватель пара и его конденсата при температуре насыщения, кдж/кг .

Полный прирост мощности турбины за счет установки смешивающих подогревателей низкого давления и улучшения регенеративной схемы

$$\Delta N = \Delta N_{\text{нед}} + \Delta N_{\text{выт}} \text{ квт.}$$

Изменением мощности конденсатных насосов (КН-1 и КН-2) и дренажного насоса в схеме рис. 3 можно пренебречь вследствие весьма незначительного влияния этой составляющей на конечный результат. При этом суммарная мощность насосной группы в схеме рис. 3 оказывается меньше.

Годовая экономия топлива

$$\Delta B = \Delta N b_{\text{кэс}} h_{\text{кэс}}^{\text{уст}} \cdot 10^{-3} \text{ т/год},$$

где $b_{\text{кэс}}$ — удельный расход топлива на выработку электроэнергии, $\text{кг у.т./квт}\cdot\text{ч}$; $h_{\text{кэс}}^{\text{уст}}$ — число часов использования установленной мощности, ч/год .

Экономия расчетных затрат

$$\begin{aligned} \Delta Z &= \Delta Z_{\text{кэс}}^{\text{зам}} - \Delta Z_{\text{рег}} + \Delta Z_{\text{т}} = \\ &= k_{\text{кэс}}^{\text{уд}} \Delta N (p_{\text{п}} + 1,2p_{\text{а}}) - \Delta K_{\text{рег}} (p_{\text{п}} + 1,2p_{\text{а}}) + z_{\text{т}}^{\text{уд}} \Delta B, \end{aligned}$$

где $\Delta Z_{\text{кэс}}^{\text{зам}}$, $\Delta Z_{\text{рег}}$, $\Delta Z_{\text{т}}$ — изменение расчетных затрат на замещающую мощность, регенеративную установку и топливо, руб/год ; $k_{\text{кэс}}^{\text{уд}}$ — удельные капиталовложения в замещающую КЭС, руб/квт ; $\Delta K_{\text{рег}}$ — изменение капитальных затрат в регенеративную установку, руб. ; $z_{\text{т}}^{\text{уд}}$ — удельные расчетные затраты на топливо, руб/т у.т. ; $p_{\text{п}}$, $1,2p_{\text{а}}$ — соответ-

ственно нормативный коэффициент эффективности и доля отчислений на амортизацию и текущий ремонт.

В результате расчета экономической эффективности применения в регенеративной схеме блока К-300-240ЛМЗ смешивающих подогревателей низкого давления ПНД-1С и ПНД-2С получено, что суммарное увеличение мощности турбоустановки за счет устранения недогрева в ПНД-1 и ПНД-2 и увеличения расхода пара на ПНД-1С, ПНД-2С и ПНД-3 (вследствие уменьшения вытеснения в них пара) в схеме рис. 3 составит примерно 1515 кВт, а годовая экономия топлива и расчетных затрат — соответственно 3350 т у.т. и 91 000 руб. При этом затраты на смешивающие подогреватели принимались в размере 10 тыс. руб. из расчета изготовления их на месте, т. е. как некомплектная поставка. Фактически смешивающие ПНД гораздо дешевле поставляемых поверхностных.

А. Д. Качан, А. М. Леонков, Н. В. Муковозчик

(Белорусский политехнический институт)

РАСЧЕТ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ТЕПЛОФИКАЦИОННЫХ ТУРБИН С ПОМОЩЬЮ ЭВМ

При эксплуатации оборудования энергетические характеристики теплофикационных турбин являются непременным приложением к заводским диаграммам режимов и строятся по данным испытаний агрегатов. Точность энергетических характеристик в значительной степени зависит от методики их расчета, т. е. от точности учета всех факторов, влияющих на расход тепла при переменных режимах работы турбоустановки, учесть которые чрезвычайно трудно.

Поэтому в настоящее время используют линейные характеристики вида

$$Q_0 = Q_{x,x} + q_k N_k + q_t N_t + \Sigma Q_t, \quad (1)$$

где $Q_{x,x}$ — условный расход тепла на холостой ход; q_k , q_t — удельный расход тепла на производство электроэнергии соответственно по конденсационному циклу и на тепловом потреблении; N_k , N_t — мощности соответственно по конденсационному и теплофикационному циклам; Q_t — тепловая нагрузка регулируемых отборов.

Характеристики вида (1) строятся для некоторого фиксированного давления пара в регулируемых отборах, практически не учитывают изменения внутреннего относительного к.п.д. на переменных режимах и являются приближенными.

Применение их в ряде случаев, особенно при проведении анализа экономичности работы оборудования и распределении нагрузок между турбинами ТЭЦ, не обеспечивает достаточной точности расчетов и приводит к неправильным результатам. Поэтому наличие уточненных энергетических характеристик, пригодных, кроме того, для использования на ЭВМ в качестве основного элемента в АСУ ТЭЦ, крайне необходимо.

Учитывая особенности переменных режимов работы теплофикационных турбин и выделяя конденсационный и теплофикационный потоки пара в них, расход тепла на турбину можем представить зависимостью

$$Q_0 = \Sigma Q_t + \Sigma W_b Q_t + q_k \left(\frac{N}{\eta_m \eta_r} - \Sigma W_b Q_t \right), \quad (2)$$

где q_k — внутренний удельный расход тепла для конденсационного потока пара; W_b — внутренняя удельная выработка электроэнергии на тепловом потреблении; $\eta_m \eta_r$ — электромеханический к.п.д. турбины.

Расчет энергетических характеристик (2) сводится к определению значений W_b и q_k с учетом переменных режимов работы, поскольку электрическая мощность N , величина тепловых нагрузок ΣQ_t известны, а η_m и η_r есть известные функции от мощности N .

Уравнение (2) решается методом последовательных приближений. При этом вначале предполагается расчетный режим работы частей высокого и среднего давления, а затем при отклонении режима от расчетного вводятся соответствующие поправки к значениям W_B и q_k и уточняется величина расхода тепла на турбину по уравнению (2).

Выполненные нами исследования показали, что при расчетном режиме для заданного давления в отборе и конденсаторе q_k есть однозначная функция конденсационной мощности:

$$q_k = \alpha + \beta \left(\frac{N_k^p}{N_k} - 1 \right)^m. \quad (3)$$

Удельная выработка электроэнергии на тепловом потреблении W_B при этом станет известной функцией от давления в отборе.

При нерасчетном режиме работы турбины экономические характеристики (внутренний относительный к.п.д. и дополнительная потеря тепла) теплофикационных отсеков (предотборных ступеней) регулируемых отборов определяются в зависимости от объемного расхода пара по результатам опытных и расчетных исследований экономичности работы турбинных отсеков в переменных режимах. При отклонении начальных и конечных параметров пара от номинальных к значениям W_B и q_k вводятся также дополнительные поправки.

Уравнение энергетических характеристик с учетом потерь запишет следующим образом:

$$Q_0 = \Sigma Q_T + W_{B, \text{ ут}}^{\text{нр}} Q_{T1} + W_{B, \text{ ут}}^{\text{от}} Q_{T2} + q_k^{\text{ут}} \left[\frac{N}{\eta_m \eta_r} - (W_{B, \text{ ут}}^{\text{нр}} Q_{T1} + W_{B, \text{ ут}}^{\text{от}} Q_{T2}) \right]. \quad (4)$$

По предложенной методике с использованием расчетных данных ЛМЗ, опытных данных ОРГРЭС и БПИ составлены алгоритм (рис. 1) и программа расчета энергетических характеристик турбины ПТ-60-130/13 на ЭВМ «Минск-22». В табл. 1 дано сравнение результатов расчета ряда режимов работы турбины с опытными данными. Как видно, погрешность расчета не превышает 2%. Машинное время при расчете составляет 2—3 мин.

Предлагаемая методика пригодна и для турбин с двухступенчатым отопительным отбором (Т-50-130, 7-100-130). В этом случае предварительно рассчитывается сетевая установка и путем совместного решения уравнения Стодола для теплофикационного отсека и уравнения конденсирующей способности сетевых подогревателей определяется давление в отопительных отборах.

Данная методика построения уточненных энергетических характеристик позволяет также легко вводить поправки к расходу тепла на изменение параметров свежего и отработавшего пара. В настоящее время нами составляется программа расчета энергетических характеристик для турбин Т-100-130 с учетом параметров эксплуатации, а также с более детальным учетом регенеративной выработки (в программе для турбины ПТ-60-130/13 доля регенеративной выработки электроэнергии для различных потоков на переменных режимах считалась неизменной).

Разработанная методика может найти применение в расчете энергетических характеристик теплофикационных турбин, определении удельного расхода тепла по конденсационному циклу и удельной выработки электроэнергии на тепловом потреблении с учетом работы на переменных режимах и т. д. В отличие от полиномиальных зависимостей [1, 2, 3] она не

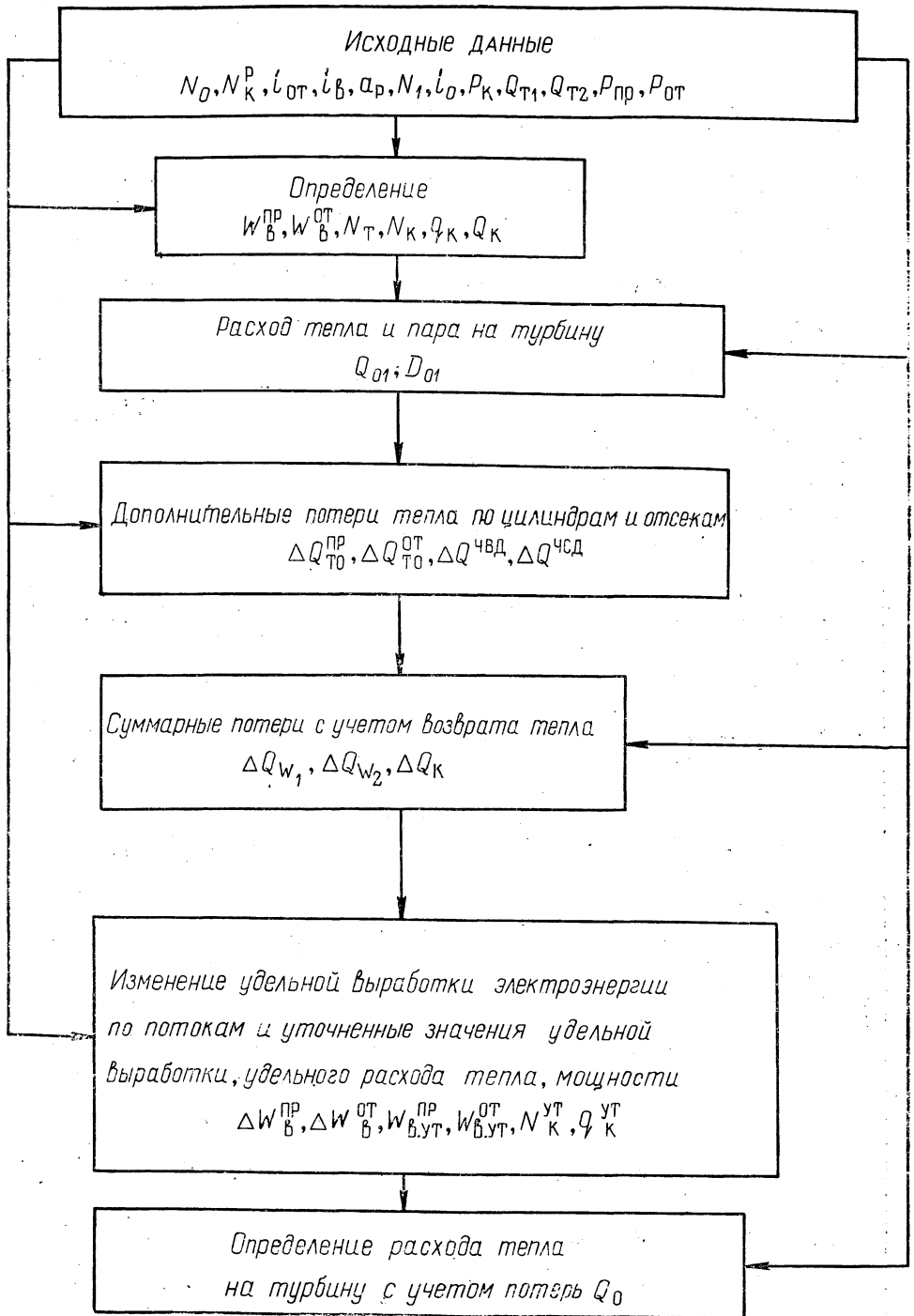


Рис. 1. Алгоритм расчета энергетических характеристик теплофикационных турбин на ЭВМ «Минск-22».

Параметр	Обозначения		Раз- мер- ность	Режим с отпуском тепла на производство и теплофикацию			Режим с отпуском тепла только на производство			Режим с отпуском тепла только на теплофикацию		
	в урав- нении	для ЭВМ										
Текущее значение элек- трической мощности	N	N_1	<i>Мвт</i>	59,9	61,6	61,3	49,07	52,5	57,0	37,8	34,1	43,2
Энтальпия острого пара	i_0	I_0	<i>кдж/кг</i>	3515,2	3507,3	3504,4	3492,6	3496	3493,5	3516,5	3509,8	3498,9
Количество тепла, отпу- скаемого на производство	$Q_{т1}$	Q_1	<i>Мвт</i>	43,8	58,2	67,2	57,6	56	55,9	0,0	0,0	0,0
Давление пара в камере производственного отбора:												
отбора нет	$p_{про}$	P_6	<i>бар</i>	13,2	13,4	12,95	12,6	12,6	12,6	12,03	11,2	13,87
отбор есть	$p_{пр}$	P_1	<i>бар</i>	13,2	13,4	12,95	12,6	12,6	12,6	0,0	0,0	0,0
Количество тепла, от- пускаемого на теплофикацию	$Q_{т2}$	Q_2	<i>Мвт</i>	40,2	56,5	61,8	0,0	0,0	0,0	74,7	70,4	85,4
Давление в камере ото- пительного отбора:												
отбора нет	$p_{ото}$	P_7	<i>бар</i>	1,07	1,09	1,09	1,14	1,22	1,43	1,21	1,21	1,21
отбор есть	$p_{от}$	P_2	<i>бар</i>	1,07	1,09	1,09	0,0	0,0	0,0	1,21	1,21	1,21
Давление отработавшего пара	p_k	P_4	<i>бар</i>	0,082	0,061	0,061	0,071	0,082	0,092	0,071	0,071	0,071
Расход тепла на турбину:												
по данным испытаний	$Q_0^{исп}$	—	<i>Мвт</i>	190,7	210,04	218,6	162,2	169,8	180,3	128,4	118,5	147,1
по уравнению (4)	Q_0	Q_0	<i>Мвт</i>	192,7	213,5	221,4	165,4	172,2	182,7	129,6	120,4	144,4
Расхождение в значениях расхода тепла	—	—	%	1,03	1,65	1,28	1,86	1,37	1,33	0,9	1,47	1,8

требует проведения большого объема тепловых испытаний турбин, так как для нее достаточно наличия только экономических характеристик отдельных отсеков турбины.

Литература

1. *Акименкова В. М.* Исследование некоторых тепловых характеристик теплофикационных турбоустановок статистическими методами. Автореф. дис. М., 1971. 2. *Бененсон Е. И., Резникова Р. С.* Определение энергетических характеристик теплофикационных турбин с использованием ЭЦВМ—. «Электрические станции», 1972, № 8. 3. *Гончар В. К.* Уравнения диаграмм режимов теплофикационных турбин отопительного типа со ступенчатым подогревом сетевой воды. — «Изв. вузов». Энергетика, 1972, № 9.

**А. М. Леонков, А. Д. Качан, В. К. Балабанович, В. Г. Даценко,
Н. В. Муковозчик**

(Белорусский политехнический институт)

ИССЛЕДОВАНИЕ ХАРАКТЕРИСТИК СТУПЕНЕЙ БОЛЬШОЙ ВЕРНОСТИ ПРИ МАЛЫХ ОБЪЕМНЫХ ПРОПУСКАХ ПАРА

Режимы работы турбинных ступеней с малым объемным пропуском пара характерны для проточной части низкого давления (ЧНД) теплофикационных турбин при номинальных величинах отопительных отборов, для ступеней ЧНД турбин, переведенных на теплофикационное противодействие (ухудшенный вакуум), последних ступеней конденсационных турбин на нагрузках холостого хода, ступеней заднего хода судовых турбин. При уменьшении объемного расхода пара происходит значительное снижение экономичности ступени, в основном за счет роста потерь с выходной скоростью и дополнительных потерь в рабочей решетке из-за нерасчетного угла входа потока. При некоторых малых значениях объемного пропуска пара ступень переходит на вентиляторный (с потреблением мощности) режим работы.

Течение пара в ступенях при малых объемных расходах пара характеризуется значительной нестационарностью и неравномерностью потока по радиусу и связано с появлением отрывного (вихревого) течения пара. В первую очередь возвратно-вихревое течение захватывает корневую область рабочих лопаток, в которой течение характеризуется нарастанием продольных положительных градиентов давления. Появление отрыва потока в корневой зоне рабочих лопаток ступени при уменьшении расхода пара объясняется диффузорным характером течения пара при больших отрицательных углах атаки. Развитию корневого отрыва способствуют также слабokonфузорная форма межлопаточных каналов (малая расчетная степень реактивности) в корневых сечениях и отжатие потока к периферии за счет действия центробежных сил.

В режимах с малым объемным расходом пара происходит снижение не только экономичности, но и надежности работы ступеней, связанное с появлением дополнительных динамических усилий парового потока и температурных напряжений в рабочих лопатках.

В наибольшей степени развитые вентиляторные режимы характерны для последних ступеней современных теплофикационных турбин, рассчитанных на подогрев в конденсаторе сетевой или добавочной воды (Т-50-130, Т-100-130). Исследование таких режимов имеет большое значение для установления оптимальных условий использования теплофикационных пучков в конденсаторе, в том числе и при частичных тепловых нагрузках турбины, когда подогрев сетевой воды в конденсаторе вытесняет отопительные отборы турбины; оно также позволит разработать рекомендации по профилированию и выбору расчетного режима ступеней ЧНД.

Некоторые данные об особенностях течения пара в ступенях ЧНД турбины Т-100-130 при работе ее с минимальным пропуском пара в конденсатор и ухудшенным вакуумом (давление в конденсаторе изменялось в пределах 0,04—0,2 бар) получены нами в ходе натурных испытаний,

выполненных на Минской ТЭЦ-3. Измерение газодинамических параметров пара при испытаниях осуществлялось с помощью многоканальных зондов ВТИ с дисковыми насадками [1]. В качестве вторичных приборов при измерении давления были использованы ртутные и батарейные водяные манометры, при измерении температуры — потенциометры типа ЭПП-09 и ПП-63. Во время опытов турбина работала с включенным впрыском конденсата для охлаждения выхлопного патрубка и с включенной рециркуляцией конденсата.

Характерной особенностью течения пара в исследованных режимах является возникновение отрицательного перепада на ступень по полным параметрам, что объясняется подводом к пару в рабочих лопатках энергии, снимаемой с вала турбины. Протяженность зоны возвратно-вихревого течения пара в рабочих лопатках последней ступени во время опытов достигала 70% высоты лопатки, а искривление линий тока в меридиональной плоскости превышало 60°. Эти результаты подтверждаются также другими работами [2—5].

Была отмечена большая неравномерность потока как по радиусу ступени, так и по окружности (рис. 1, 2). По замерам в двух траверсах

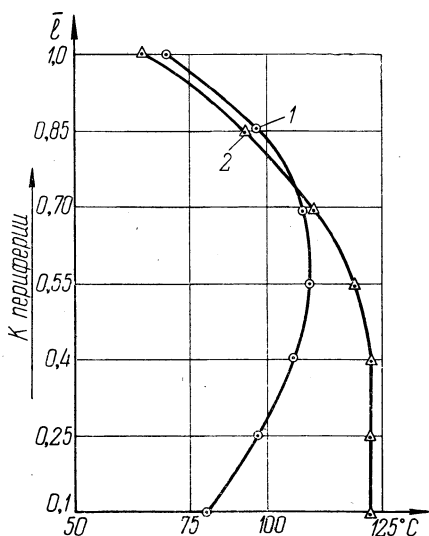


Рис. 1. Изменение температуры вдоль радиуса на входе в 25-ю ступень (турбина Т-100-130) на вентиляторном режиме:

1 — в правой траверсе горизонтального разреза; 2 — в левой траверсе.

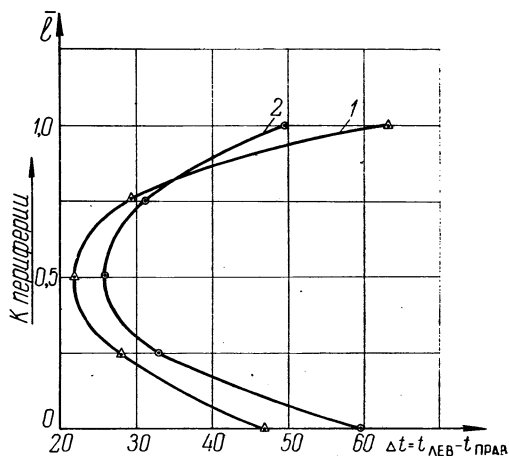


Рис. 2. Разница температур на входе в 25-ю ступень по значениям в левой и правой траверсах (турбина Т-100-130) на вентиляторном режиме:

1 — опыт № 4; 2 — опыт № 5.

разница температур перед последней ступенью достигала 60°. Наблюдалось также пульсационное изменение локальных значений температур. Всплески температур достигали 30—40 град/мин. Температура пара за последней ступенью за счет впрыска конденсата поддерживалась на уровне температуры насыщения по всему объему патрубка, кроме верхней его части, где наблюдался перегрев пара на 40—50°C. При этом было обнаружено слабое влияние количества впрыскиваемой влаги на температуру пара перед последней ступенью. В целом перепад температур на последней ступени достигал 100°C, что говорит о невысокой эффективности примененной системы охлаждения выхлопного патрубка.

Определить с достаточной достоверностью величину потребления мощности в последних ступенях во время испытаний не представилось возможным в связи с тем, что при работе турбины с включенным впрыс-

чем конденсата нельзя определить мощность ЧНД непосредственным замером параметров пара, а оценка потребления мощности в ЧНД балансовым методом дает лишь грубое приближение.

В дальнейшем предполагается повторить испытания ЧНД турбины Т-100-130 с отключенным впрыском конденсата при увеличенном по сравнению с минимальным пропуске пара в конденсатор и соответственно более значительном ухудшении вакуума.

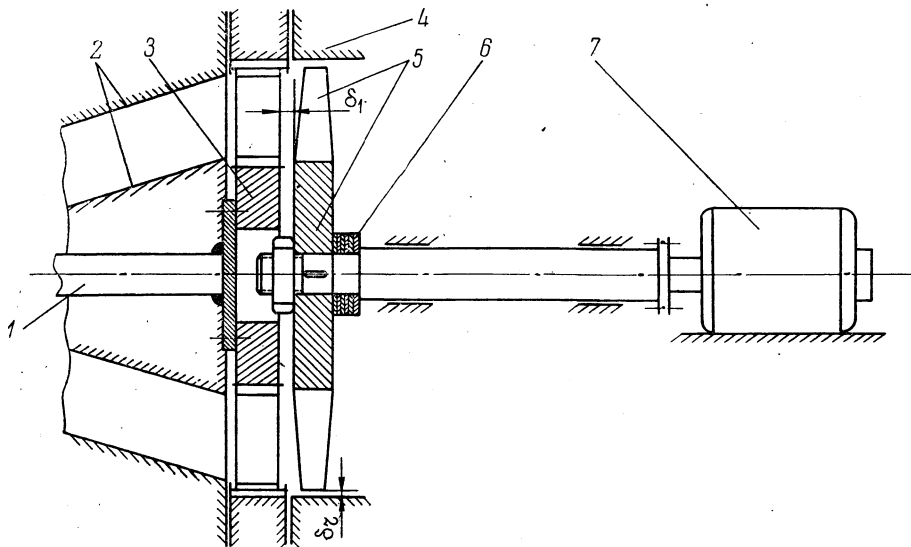


Рис. 3. Схема экспериментальной одноступенчатой воздушной турбины: 1 — привод устройства регулирования навала; 2 — подводящий канал; 3 — диафрагма с переменным навалом сопл; 4 — обечайка сменная; 5 — рабочее колесо; 6 — набор шайб для изменения осевого зазора; 7 — электродвигатель (генератор).

Кроме того, для более детального исследования работы ступеней большой верности в широком диапазоне режимов и определения потребления мощности в них в лаборатории будут выполнены эксперименты на установке, состоящей из одноступенчатой воздушной турбины (модель последней ступени турбины Т-100-130) и обратимой машины постоянного тока. Характеристики машины постоянного тока получены путем тарировки и позволяют с высокой точностью измерять мощность экспериментальной турбины при работе ее как с положительным, так и отрицательным к.п.д. Особенностью установки является также то, что конструкция соплового аппарата позволяет менять радиальный навал сопловых лопаток. Это позволяет исследовать влияние расчетной степени реактивности и характера изменения ее по высоте на величину потерь в ступени в режимах с малыми объемными расходами пара.

На наш взгляд, применение ступеней с повышенной корневой степенью реактивности и малым градиентом изменения ее по высоте лопаток обеспечит уменьшение интенсивности корневой зоны вихревого течения пара и повышение экономичности ступени на переменных режимах. Еще более эффективным представляется создание ступеней с переменным навалом сопловых лопаток, что позволит регулировать радиальное равновесие в зазоре ступени в различных режимах работы и практически полностью исключить радиальные и возвратные перетекания потока.

Экспериментальная установка позволяет также исследовать влияние условий входа потока в ступень и величин межвенцового и радиального зазоров на ее характеристики. Схема установки представлена на рис. 3.

Литература

1. *Лагун В. П., Симою Л. Л.* Комбинированный зонд, схема и методика измерения параметров потока в ступенях низкого давления паровых турбин.— «Теплоэнергетика», 1966, № 6.
2. *Кириллов И. И., Носовицкий А. И., Рахманина В. Д.* Особенности течения пара в турбинной ступени на режиме холостого хода. — «Энергомашиностроение», 1968, № 8.
3. Котельные и турбинные установки энергетических блоков (опыт освоения). Под ред. В. Е. Дорощука, Л. Б. Кроля, Я. М. Рубинштейна, Н. С. Чернецкого. М., 1971.
4. *Шнез Я. И. и др.* Особенности работы ступени с малым $D_{ср}/l$ в режимах малых нагрузок.— «Теплоэнергетика», 1971, № 1.
5. *Леонков А. М. и др.* Работа ступени в режиме потребления мощности. — В сб.: «Теплоэнергетика». Вып. 3. Минск, 1973.

П. В. Бачище, В. Б. Рубахин, Е. В. Сороко

(Белорусский политехнический институт — Лукомльская ГРЭС)

ИССЛЕДОВАНИЕ ДИНАМИКИ И СХЕМ РЕГУЛИРОВАНИЯ МОЩНОСТИ ЭНЕРГОБЛОКА 300 Мвт

Важнейшей проблемой для современных энергосистем является повышение экономичности и маневренности энергетического оборудования. Одним из перспективных путей экономического прохождения минимальных нагрузок суточных графиков электропотребления является перевод блоков на скользящее давление острого пара. В этом направлении в настоящее время проводят исследования ряд ведущих организаций страны и коллективы работников некоторых электростанций.

Расчетные данные и результаты опытно-эксплуатационных исследований показывают, что для условий ОЭС Северо-Запада перевод блока 300 Мвт на скользящее начальное давление (СНД) позволяет получить годовой экономический эффект порядка 56 тыс. руб. При работе блоков на скользящем давлении увеличивается срок службы пароперегревателей и паропроводов, улучшаются температурные условия ЦВД, что повышает маневренность турбины. Единодушно признается, что оптимальным при СНД для блока 300 Мвт является режим с полностью открытыми четырьмя регулирующими клапанами. При этом уменьшается проигрыш за счет некоторого ухудшения термического к.п.д. и появляется возможность повысить приемистость блока за счет открытия в момент набора нагрузки оставшихся трех клапанов. Тепловые испытания блока ст. № 1 Лукомльской ГРЭС [1] подтвердили, что при СНД блок работает устойчиво в диапазоне нагрузок 100—300 Мвт при питании от турбонасоса. Полная экономия от применения скользящего давления может быть получена при расширении диапазона регулирования турбопривода основного питательного насоса.

Ввиду того что проект не предусматривает перевода работающих энергоблоков 300 Мвт в режим СНД, одним из не решенных в настоящее время является вопрос автоматического регулирования их мощности. С целью определения динамических свойств по основным регулировочным каналам были проведены испытания блока ст. № 2 Лукомльской ГРЭС. Известно, что блок как объект регулирования мощности характеризуется двумя регулируемыми параметрами: давлением острого пара перед стопорным клапаном p_t и мощностью турбины N_s . Регулирующими воздействиями являются перемещение регулировочных клапанов турбины Z_t и обобщенного условного органа Z_k , согласованно изменяющего подачу топлива, питательной воды и воздуха в котел.

Испытания проводились на дубль-блоке. Прямоточный котел ТГМП-114 рассчитан на паропроизводительность 950 т/ч и параметры пара 255 кгс/см², 560/565°C; выполнен в двухкорпусном симметричном варианте. Пароводяной такт четырехпоточный, по две нитки в каждом корпусе. Котлоагрегат оборудован двумя ступенями регулирования температуры острого пара. Первый впрыск осуществляется перед ширмовым пароперегревателем, второй — в расщелку конвективного пароперегревате-

ля. Регулирование температуры вторичного пара выполняется путем изменения степени рециркуляции дымовых газов. Регулирование питания каждого тракта производится индивидуальными регулировочными питательными клапанами (РПК). В соответствии с расходом питательной воды регуляторами топлива и воздуха устанавливается количество подаваемого в топку топлива и воздуха. Топливом является мазут марки 100.

Опыты проводились на одном корпусе. Перед началом каждого опыта оба корпуса загружались симметрично по первичному и вторичному

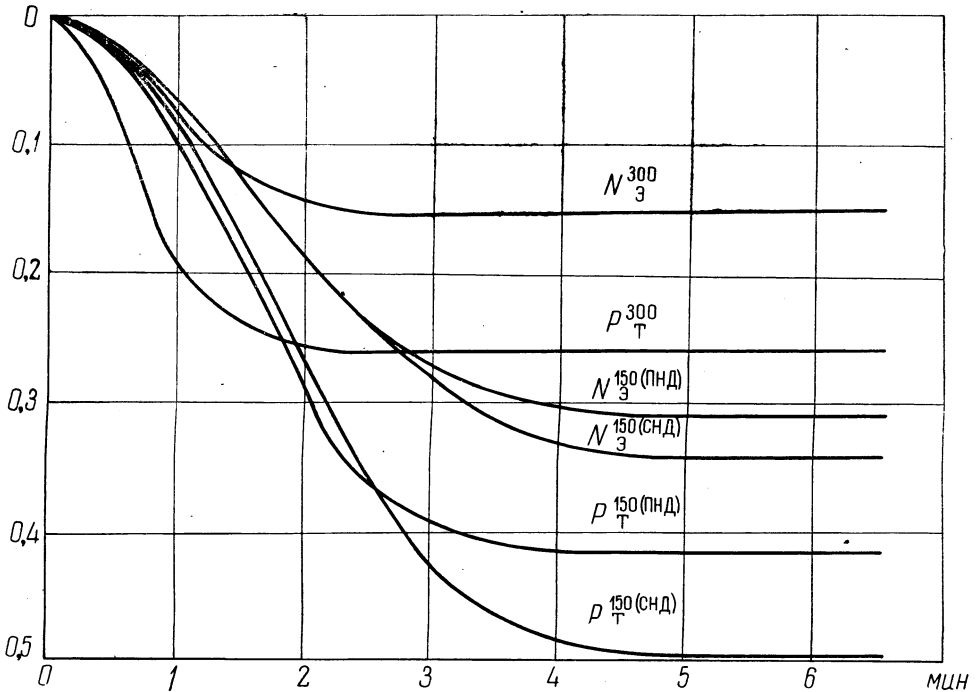


Рис. 1. Разгонные характеристики блока 300 Мвт, приведенные к возмущению со стороны котла, равному 1 т/ч:

N_3^{300} , $N_3^{150(ПНД)}$, $N_3^{150(СНД)}$ — изменение электрической мощности блока соответственно в области 300, 150 Мвт при постоянном (ПНД) и скользящем (СНД) давлении пара; p_T^{300} , $p_T^{150(ПНД)}$, $p_T^{150(СНД)}$ — изменение давления острого пара в области нагрузок 300 и 150 Мвт.

пару. Для уменьшения влияния случайных возмущений были включены на каждом корпусе стабилизаторы питания и топлива, регуляторы производительности, температуры пара и разрежения. Регулятор давления «до себя» отключен.

Динамические характеристики снимались при возмущении согласованным воздействием со стороны котла и регулировочными клапанами турбины.

В ходе испытаний регистрация параметров выполнялась электронными потенциометрами ЭПП-09, оснащенными специальными высокоомными выпрямительно-преобразовательными приставками, разработанными южным отделением ОРГРЭС. Время пробега шкалы кареткой прибора составляло 2,5 сек, скорость диаграммной ленты 1200 мм/ч. В установившихся режимах выполнялись записи значений регистрируемых параметров по щитовым приборам.

На рис. 1 показаны усредненные разгонные характеристики давления пара перед турбиной p_T и электрической нагрузки N_3 при скачкообразном перемещении регулирующего воздействия Z_K . Положение регу-

лировочных клапанов турбины Z_T оставалось постоянным. Кривые приведены к возмущению, соответствующему расходу питательной воды, равному 1 т/ч . Как видно из графиков, электрическая мощность блока $N_э$ начинает изменяться по мере изменения давления пара p_T . График изменения p_T определяется инерционностью пароводяного и газозводного трактов котла. При всех нагрузках приведенные зависимости носят

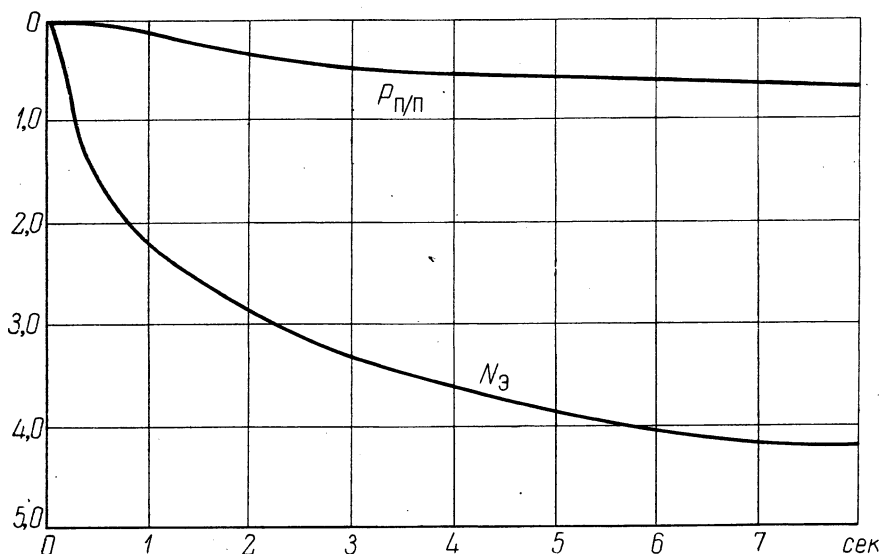


Рис. 2. Разгонные характеристики блока при возмущении клапанами турбины, приведенные к $\Delta Z_T = 1\%$.

монотонный S-образный характер. При переходе на пониженную нагрузку наблюдается существенное изменение динамики блока: процессы становятся более затяжными, увеличиваются коэффициенты усиления и динамические постоянные времени регулируемых участков. При переходе на скользящее начальное давление динамические свойства блока изменяются незначительно.

Динамические характеристики турбогенератора, определяющие свойства объекта при возмущении клапанами турбины Z_T , приведены на рис. 2. Опыты проводились при поддержании с помощью БРОУ постоянного давления пара p_T . Графики приведены к перемещению клапанов, равному 1% . Как видно из представленных характеристик, изменение мощности турбогенератора $N_э$ и давления пара после промпрегревателя $p_{п/п}$ происходит со значительным отставанием по сравнению с процессом перемещения регулировочных клапанов. В первые секунды мощность изменяется только за счет изменения мощности ЦВД турбины и достигает $0,33$ общего изменения. Изменение мощности на полную величину происходит по мере перехода промежуточного пароперегревателя на новый режим.

На рис. 3 показаны усредненные кривые разгона, снятые при скачкообразном перемещении регулировочных клапанов турбины Z_T . Нагрузка котла при этом оставалась неизменной. Резкое открытие клапанов Z_T вызывает изменение расхода пара и, следовательно, электрической мощности блока в начальный момент. По истечении $4-5 \text{ мин}$ мощность блока становится примерно равной исходной. Это объясняется тем, что в статике расход пара примерно равен расходу питательной воды. Динамика изменения мощности турбогенератора определяется аккумулярующей способностью котла: при снижении давления пара уменьшается темпера-

тура испарения, и аккумулированное в металле котла тепло, соответствующее разности температур металла и рабочего котла, служит дополнительным источником парообразования. График изменения мощности блока в начальный момент после открытия клапанов позволяет оценить начальную стадию переходных процессов при работе блока в регулирующем режиме.

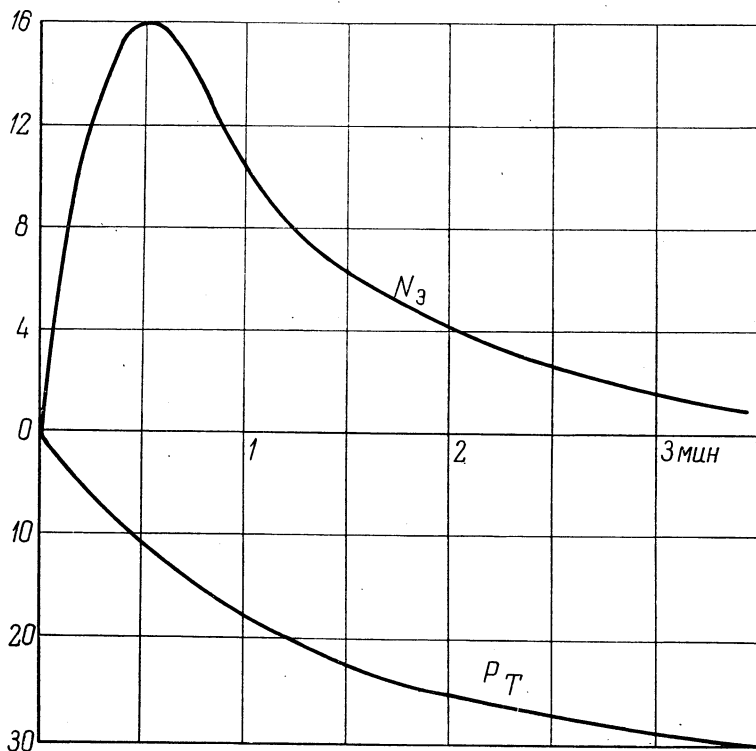


Рис. 3. Усредненные разгонные характеристики при возмущении клапанами турбины, $\Delta Z_{т} = 7,2\%$; исходная нагрузка $N_{э} = 295$ Мвт; начальное давление пара $p_{т} = 230$ кгс/см².

Анализ результатов проведенных испытаний дубль-блока 300 Мвт позволяет сделать следующие выводы.

1. При изменениях нагрузки блока как при ПНД, так и при СНД существенно изменяются динамические характеристики регулируемых участков. Для обеспечения устойчивого и требуемого качества процесса регулирования необходимо вводить коррекцию параметров настройки регуляторов. В качестве ведущего параметра при коррекции следует выбирать импульс, однозначно зависящий от мощности блока.

2. Изменение давления острого пара в переходных режимах в диапазоне $\pm 15\%$ исходного незначительно влияет на температуру острого пара при включенных регуляторах впрысков.

3. Переход на скользящее давление приводит к некоторому ухудшению динамических характеристик блока. Для обеспечения маневренности блока, сравнимой с режимом блока при ПНД, необходимо предусматривать в системе регулирования мощности дополнительные форсирующие связи.

4. Одной из возможностей повышения приемистости блока является использование аккумулирующей способности котла. Так, при резком открытии регулировочных клапанов турбины на $7,2\%$ может быть получена дополнительная мощность за счет аккумуляции порядка 16 Мвт в тече-

ние одной минуты (исходная мощность 260 Мвт; давление пара 240 кгс/см²).

Перевод блоков в режим скользящего давления делает электрическую мощность функцией двух параметров: положения регулировочных клапанов турбины Z_T и давления пара p_T . (При СНД также имеется возможность на пониженных нагрузках повышать по сравнению

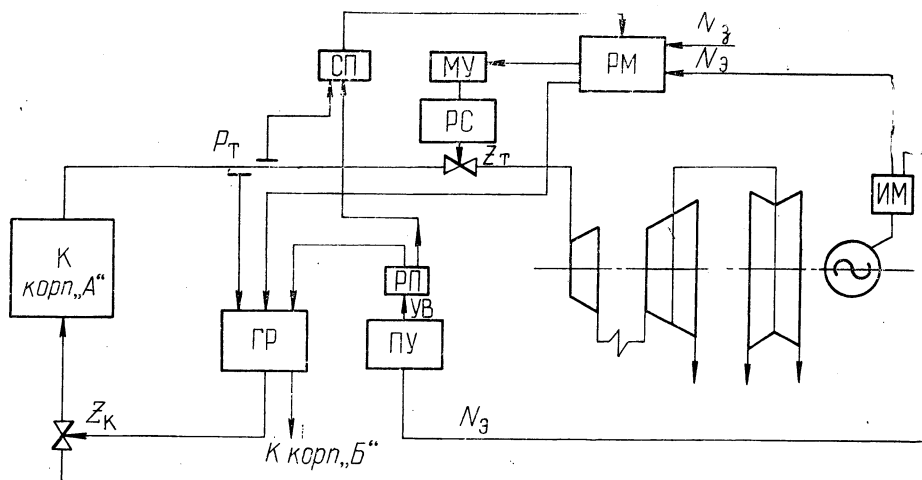


Рис. 4. Схема регулирования мощности дубль-блока 300 Мвт:

ГР — главный регулятор; РС — регулятор скорости; РМ — регулятор мощности; МУ — механизм управления; ИМ — измеритель мощности; РП — размножитель сигналов; СП — сумматор.

с номинальным значением температуру острого пара. В таком случае N_3 может являться функцией трех переменных величин.) Это позволяет значительно расширить количество программ регулирования. Основой существующих схем [2], как известно, является жесткая программа регулирования температуры и давления острого пара, осуществляемая посредством регуляторов температуры и главных регуляторов либо регуляторов «до себя». При переходе на СНД применение таких схем становится невозможным без дополнительных устройств программного управления и выключающих связей.

В настоящее время предложен ряд схем автоматического регулирования блоков при СНД. Одни из них затрагивают отдельные регуляторы, предполагая, что на новый режим блок переводится вручную [3]. Другие [4] имеют некоторые недостатки, которые не позволяют реализовать их на действующих блоках.

На рис. 4 приведена предлагаемая схема автоматического регулирования мощности блока 300 Мвт с котлом ТГМП-114 и турбиной К-300-240ЛМЗ. Основу предлагаемой схемы составляет существующая на данных блоках система автоматического регулирования с главным регулятором. Для изменения программы регулирования давления пара, а при необходимости и температуры предусматривается новый элемент — нелинейное программное устройство (ПУ). Программное устройство имеет нормированный входной сигнал (УВ), нелинейно зависящий (рис. 5) от входного, получаемого от измерителя мощности, в качестве которого может быть использован датчик электрической мощности либо датчик, однозначно определяющий N_3 . Для возвращения клапанов в исходное положение (полностью либо частично открытое) используется дополнительный регулятор мощности (РПИБ), воздействующий на механизм управления турбиной.

Применение замкнутой системы регулирования мощности позволяет также значительно улучшить маневренность блока, обеспечить его участие в регулировании режимов энергосистемы. Для повышения качества переходных процессов предусмотрено введение сигнала в виде разности заданной и фактической мощностей ($N_3 - N_9$) одновременно в регулятор мощности и главный регулятор котла. В схеме предусматривается подача сигнала, соответствующего отклонению фактического давления p_T от заданного значения УВ в РМ. Это необходимо для ограничения недопустимого отклонения давления острого пара.

Схема разработана с учетом того, что блок может эксплуатироваться в режимах постоянного и скользящего давлений пара. С этой целью ПУ имеет два параметра настройки Δ_N и α (см. рис. 5). Для перехода к режиму ПНД необходимо выбрать настроечный параметр Δ_N таким, чтобы УВ во всем диапазоне изменения нагрузки блока был равен нулю. Изменяя коэффициент α , можно получить различную степень открытия регулировочных клапанов турбины в статике. Предварительные результаты моделирования предложенной системы регулирования мощности блока подтверждают ее работоспособность.

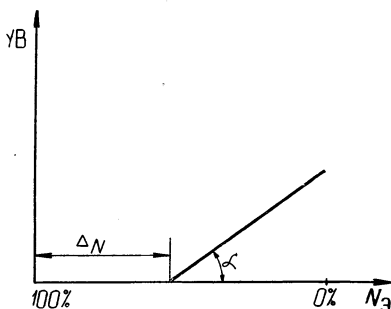


Рис. 5. Характеристика нелинейного программного устройства.

Реализация системы потребует применения сравнительно нового элемента — нелинейного программного устройства, которое может быть создано на базе измерительного блока электронного регулятора РПИБ. Предложенная система может найти применение на действующих блоках.

Литература

1. Леонков А. М., Кусков И. А., Рубахин В. Б. Исследование способов прохождения минимумов графиков электрической нагрузки при работе блоков 300 Мвт с турбиной К-300-240ЛМЗ и котлом ТГМП-114. — В сб.: «Теплоэнергетика». Вып. 3. Минск, 1973.
2. Рубин В. Б., Кузьмин Г. И., Давыдов Н. И. Экспериментальное исследование объекта и систем регулирования мощности блока 200 Мвт. — В сб.: «Регулирование и управление современными турбоагрегатами». М., 1969.
3. Немерский Б. В. и др. Исследование автоматического регулирования котельных агрегатов энергоблоков 300 Мвт в режиме скользящего давления. — «Электрические станции», 1973, № 2.
4. Иванов В. А. и др. Схема автоматического регулирования блока котел — турбина при скользящем давлении свежего пара. — «Изв. вузов». Энергетика, 1967, № 2.

Ю. М. Шнайдерман

(Минская ТЭЦ-3)

НЕКОТОРЫЕ МЕРОПРИЯТИЯ ПО УЛУЧШЕНИЮ ВЛАГОУДАЛЕНИЯ ПЕРЕД ПОСЛЕДНИМИ СТУПЕНЯМИ ТЕПЛОФИКАЦИОННЫХ ТУРБИН

В современных теплофикационных турбинах актуальным является вопрос о предохранении лопаток последних ступеней от эрозии для увеличения срока службы лопаток и уменьшения потерь от влажности.

В эксплуатации теплофикационных турбин наблюдается эрозия входных кромок лопаток последних ступеней, вызванная их работой на влажном паре при значительных расходах пара на конденсатор. Даже на ТЭЦ, введенных в эксплуатацию в 50-е и начале 60-х годов и обеспеченных в должной мере тепловыми потребителями, число часов работы турбин Т-100-130 и ПТ-60-130/13 при значительном расходе пара на конденсатор составляет более 2500 в год. Указанная величина еще значительнее для вновь вводимых в эксплуатацию ТЭЦ.

Следует также отметить, что при работе теплофикационных турбин на параметры 130 кгс/см^2 и 565°C влажность пара в последних ступенях у них значительно выше, чем в конденсационных турбинах на те же параметры пара, так как последние выполняются с промежуточным перегревом пара. В последние годы вследствие высокой повреждаемости пароперегревателей котлов, работающих на параметры 140 кгс/см^2 и 570°C , из-за неудовлетворительной структуры металла понижена температура перегретого пара за котлами на 10°C , а в ряде случаев -- на 20°C . При снижении температуры перегретого пара перед турбинами на 20°C имеет место увеличение влажности пара перед последней ступенью турбин Т-100-130 и ПТ-60-130/13 на 1,5—2% при таком же снижении к.п.д. последней ступени, что в свою очередь усиливает эрозионный износ лопаток. На Минской ТЭЦ-3, в частности, эрозионный износ входных кромок лопаток достиг нескольких миллиметров в год.

Для предупреждения повреждения лопаток из-за пониженной температуры перегретого пара перед турбинами заводы-изготовители вводят ограничения на давление пара в конденсаторе, в частности ЛМЗ запретил работу турбин ПТ-60-130/13 при давлении в конденсаторе ниже $0,06 \text{ кгс/см}^2$. Однако даже введение подобного ограничения, понижающего в целом экономичность турбоустановки, не остановило усиленной эрозии лопаток.

Для повышения экономичности и снижения эрозионного износа лопаток последних ступеней теплофикационных турбин, работающих в области влажного пара, необходима разработка в качестве меры борьбы с эрозией мероприятий, обеспечивающих увеличение эффективности существующих систем влагоудаления. Как известно, под действием инерционных сил от вращающегося рабочего колеса, работающего в зоне влажного пара, происходит отбрасывание влаги, соприкасающейся с рабочими лопатками, к периферии. Здесь образуется зона повышенной концентрации влаги и создаются условия для ее наиболее эффективного удаления. Улучшение отвода влаги из проточной части турбины, в особенно-

сти перед рабочим колесом, уменьшает механические потери и ослабляет эрозию лопаток.

Практически улучшение отвода влаги перед последними ступенями теплофикационных турбин можно осуществить путем выполнения ряда малозатратных мероприятий, целесообразность выполнения которых подтверждена заводами-изготовителями турбин и которые осуществляются на электростанциях. Одно из таких мероприятий при повышении влажности в последней ступени ЧНД состоит в увеличении в два раза

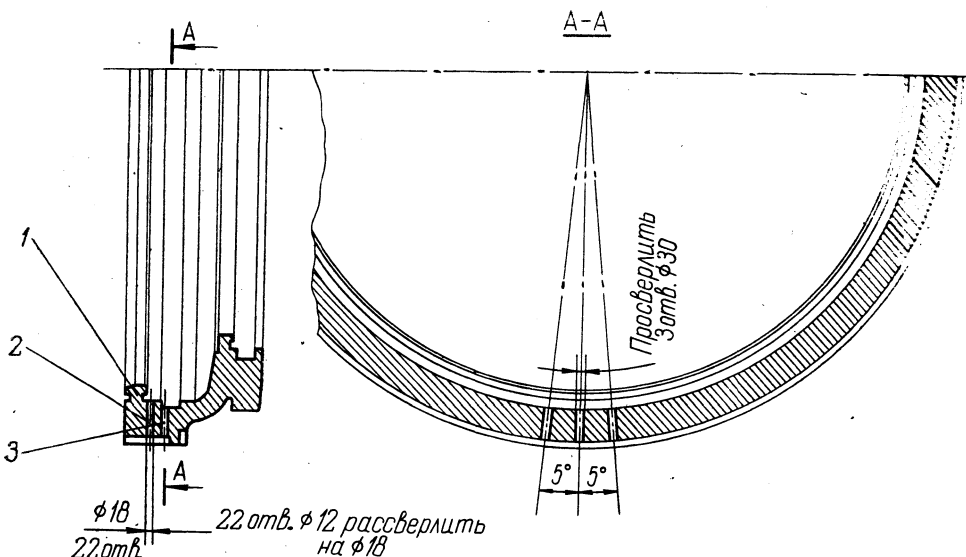


Рис. 1. Дренажные отверстия в обойме под диафрагмы 25-й и 27-й ступеней турбины Т-100-130:

1 — обойма; 2 — дренажные отверстия перед рабочими колесами 25-й и 27-й ступеней; 3 — то же под диафрагмами.

площади дренажных отверстий в обоймах последних ступеней турбин Т-100-130 и ПТ-60-130/13, через которые влага отсасывается в конденсатор. При этом, как показывают приближенные расчеты, выполненные для турбин Т-100-130, имеет место увеличение утечки рабочего тела, удаляемого из цикла перед рабочими лопатками последней ступени, с 0,24 до 0,54 т/ч при номинальном расходе пара через ЧНД, что соответствует увеличению потери мощности с 7,2 до 16 кВт.

Рекомендации, приведенные по этому вопросу в литературе [1], свидетельствуют о том, что выигрыш от уменьшения потерь из-за улучшения удаления влаги несравненно больше, чем возможные потери теоретической работы. В связи с этим к вопросам влагоулавливания нельзя подходить только с точки зрения увеличения потерь мощности за счет увеличения отсоса. Работа турбин при пониженной температуре перегретого пара уже привела, в частности на турбинах ПТ-60-130/13 Минской ТЭЦ-3 и ряда других станций, к необходимости замены рабочих лопаток последних ступеней из-за сильного эрозийного износа.

Дренажные отверстия на турбинах Т-100-130 выполняются согласно рис. 1. В нижней половине обоймы 25-й и 27-й ступеней вместо отверстия диаметром 20 мм под диафрагмой выполняются три отверстия диаметром по 30 мм, располагаемые по дуге 5°. Диаметр 22 отверстий в обоймах 25-й и 27-й ступеней перед рабочим колесом увеличивается с 12 до 18 мм.

Наряду с увеличением диаметра дренажных отверстий в обойме последней ступени на турбинах ПТ-60-130/13 для дальнейшего повыше-

ния экономичности и надежности целесообразно выполнить периферийное влагоулавливающее устройство непосредственно перед рабочими лопатками 30-й ступени. Для этого обойму и диафрагму 30-й ступени следует проточить так, как показано на рис. 2. Одновременно в обойме выполняется 10 дренажных отверстий диаметром 12 мм, предназначенных для отсоса улавливаемой влаги в конденсатор.

Приближенные расчеты эффективности предложенного решения, выполненные в соответствии с указаниями, приведенными в работе [2],

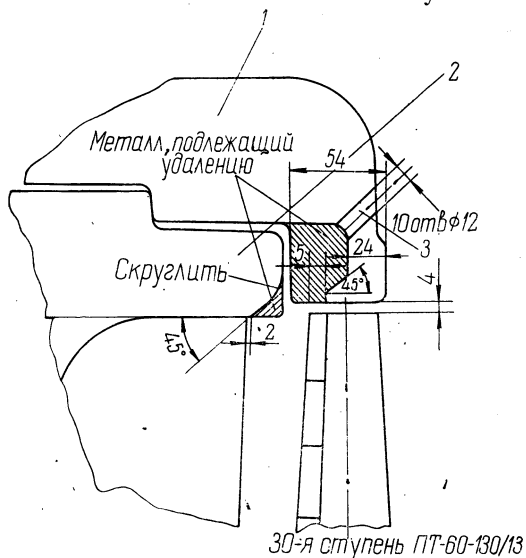


Рис. 2. Периферийное влагоулавливающее устройство перед рабочими лопатками 30-й ступени турбины ПТ-60-130/13:

1 — обойма; 2 — диафрагма; 3 — дренажные отверстия перед рабочим колесом 30-й ступени.

показывают, что прирост мощности за счет уменьшения влажности в последней ступени при номинальном расходе пара через ЧНД составляет 50—60 кВт; это соответствует увеличению мощности последней ступени приблизительно на 1%. Более точное определение эффективности периферийного влагоуловителя, связанное с постановкой достаточно сложных опытов в ЧНД турбины, позволит отказаться от ограничений на давление в конденсаторе, установленных заводом-изготовителем и связанных с определенной потерей турбоустановкой экономичности.

Литература

1. Кириллов И. И., Яблоник Р. М. Основы теории влажнопаровых турбин. М., 1968.
2. Щегляев А. В. Паровые турбины. М., 1955.

В. А. Анищенко, В. В. Петров

(Белорусский филиал Энергетического института
им. Г. М. Кржижановского)

ВЕРОЯТНОСТНЫЙ АНАЛИЗ СИСТЕМЫ АВТОМАТИЧЕСКОГО РЕГУЛИРОВАНИЯ МОЩНОСТИ РЕГУЛИРУЮЩЕЙ ТЭС

ТЭС, участвующие в автоматическом регулировании частоты и перетоков мощности по межсистемным связям, находятся в неблагоприятных условиях работы. С улучшением качества регулирования частоты и перетоков мощности экономичность и надежность работы регулирующих станций ухудшаются.

Переменный режим работы особенно сильно сказывается на экономичности паровых котлов. При быстрых изменениях нагрузки возникает несоответствие между избытком воздуха и нагрузкой, что приводит к

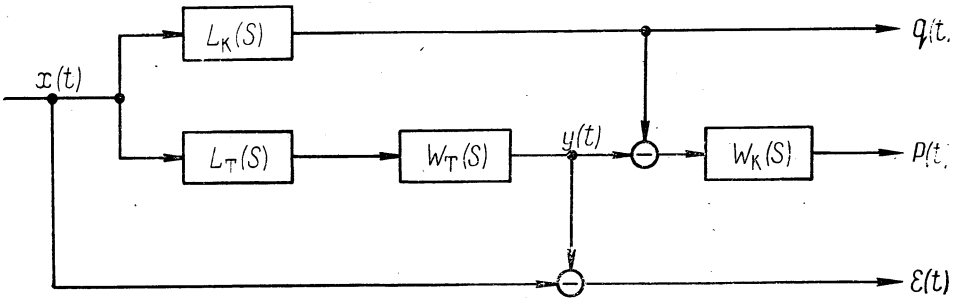


Рис. 1. Блок-схема постановки задачи.

дополнительным потерям топлива. Наименьшие потери бывают при жидком и газообразном топливе, а наибольшие — при низкокалорийном, многозольном и влажном твердом топливе. Они могут достигать 1—2% [1, 2].

Необходимо также учитывать отрицательное влияние переменного режима работы на надежность паросилового оборудования. Термические и механические напряжения накладываются друг на друга и могут превосходить предел текучести, в результате чего возникают и развиваются микротрещины. При осмотре турбин зарубежных фирм [3], а позже и в СССР были обнаружены трещины во многих корпусных деталях, а также в роторах, причиной которых в большинстве случаев являлись температурные напряжения, возникающие при переменном режиме работы [4].

В настоящей статье рассматривается задача вероятностного анализа системы регулирования перетока мощности совместно с системой регулирования расхода топлива. Целью анализа является сравнение существующих типовых законов регулирования перетока мощности и расхода топлива и выбор наилучшего их сочетания с точки зрения качества регулирования.

На рис. 1 представлена блок-схема математической модели задачи анализа. Приняты следующие обозначения: $x(t)$ — внеплановая составляющая колебаний нагрузки энергообъединения, соответствующая

колебаниям нерегулируемого перетока активной мощности; $y(t)$ — внеплановая составляющая колебаний турбинной мощности; $q(t)$ — внеплановая составляющая колебаний положения регулирующего органа топлива; $\varepsilon(t)$ — внеплановая составляющая колебаний перетока мощности относительно заданного значения; $p(t)$ — внеплановая составляющая колебаний давления пара на входе турбины; $W_T(S)$ — передаточная функция турбоагрегата; $W_K(S)$ — передаточная функция котлоагрегата; $L_K(S)$ — передаточная функция регулятора расхода топлива; $L_T(S)$ — передаточная функция регулятора перетока мощности.

С учетом случайного характера колебаний нагрузки энергосистемы качество регулирования перетока мощности и расхода топлива целесообразно оценивать согласно следующему вероятностному критерию [5]:

$$F = Dq' + \lambda_1 D_\varepsilon + \lambda_2 D_p = \min, \quad (1)$$

где Dq' — дисперсия случайных колебаний скорости изменения положения регулирующего органа топлива; D_ε — дисперсия случайных колебаний перетока мощности; D_p — дисперсия случайных колебаний давления пара на входе турбины; λ_1, λ_2 — неопределенные множители Лагранжа.

Критерий (1) обеспечивает минимум дополнительных потерь топлива в переменном режиме работы при ограничениях, накладываемых на дисперсии случайных колебаний перетока мощности и расхода топлива.

Неопределенные множители Лагранжа выбираются таким образом, чтобы дисперсии D_ε и D_p не превосходили допустимых значений $D_{\varepsilon \text{ доп}}$ и $D_{p \text{ доп}}$.

Анализ законов регулирования проводился при помощи методов спектральной теории стационарных случайных функций [6]. Согласно рис. 1, будем иметь:

$$D_\varepsilon = D_y - 2D_{yx} + D_x; \quad (2)$$

$$D_y = \int_{-\infty}^{\infty} \Phi_x(\omega) |L_T(i\omega) W_T(i\omega)|^2 d\omega; \quad (3)$$

$$D_{yx} = \int_{-\infty}^{\infty} \Phi_x(\omega) L_T(i\omega) W_T(i\omega) d\omega, \quad (4)$$

где D_{yx} — взаимная дисперсия случайных процессов $y(t)$ и $x(t)$; $\Phi_x(\omega)$ — спектральная плотность входного сигнала $x(t)$; $L_T(i\omega)$ — частотная функция регулятора перетока; $W_T(i\omega)$ — частотная функция турбоагрегата.

Дисперсии D_p и Dq' определяются из уравнений:

$$D_p = \int_{-\infty}^{\infty} \Phi_x(\omega) |L_K(i\omega) - L_T(i\omega) W_K(i\omega)|^2 d\omega; \quad (5)$$

$$Dq' = \int_{-\infty}^{\infty} \Phi_x(\omega) |L_K(i\omega) W_D(\omega)|^2 d\omega, \quad (6)$$

где $L_K(i\omega)$ — частотная функция регулятора расхода топлива; $W_K(i\omega)$ — частотная функция котлоагрегата; $W_D(\omega)$ — частотная функция оператора дифференцирования.

Интегрируя функции (3) — (6) при помощи теории вычетов, получим аналитические зависимости, связывающие дисперсии выходных параметров с вероятностными характеристиками нерегулируемого перетока мощности при разных законах регулирования.

Спектральная плотность входного сигнала $x(t)$ была получена в результате вероятностной обработки колебаний нерегулируемого перетока мощности и аппроксимировалась выражением, соответствующим дифференцируемому случайному процессу [7]:

$$\Phi_x(\omega) = \frac{\alpha(\beta^2 - \alpha^2)D_x}{\pi(\omega^2 + \alpha^2)(\omega^2 + \beta^2)},$$

где α и β — коэффициенты, характеризующие быстроту затухания автокорреляционной функции рассматриваемого случайного процесса.

Турбоагрегат и котлоагрегат эквивалентировались инерционными звеньями первого порядка.

Результаты вероятностного анализа в относительных единицах для схемы, при которой сигнал об отклонении давления пара поступает на регулятор топлива, представлены на рис. 2. По оси абсцисс отложены значения среднеквадратичного отклонения давления пара $\sigma_p = \sqrt{D_p}$, а по оси ординат — значения среднеквадратичного отклонения производной случайного процесса колебаний регулирующего органа топлива $\sigma_{q'} = \sqrt{D_{q'}}$. При этом были приняты среднеквадратичные отклонения нерегулируемого и регулируемого перетоков мощности $\sigma_x = \sqrt{D_x} = 1,0$ о. е. и $\sigma_s = \sqrt{D_s} = 0,1$ о. е., коэффициенты $\alpha = 0,005 \text{ сек}^{-1}$ и $\beta = 1,0 \text{ сек}^{-1}$, постоянные времени турбоагрегата и котлоагрегата соответственно 10 и 150 сек.

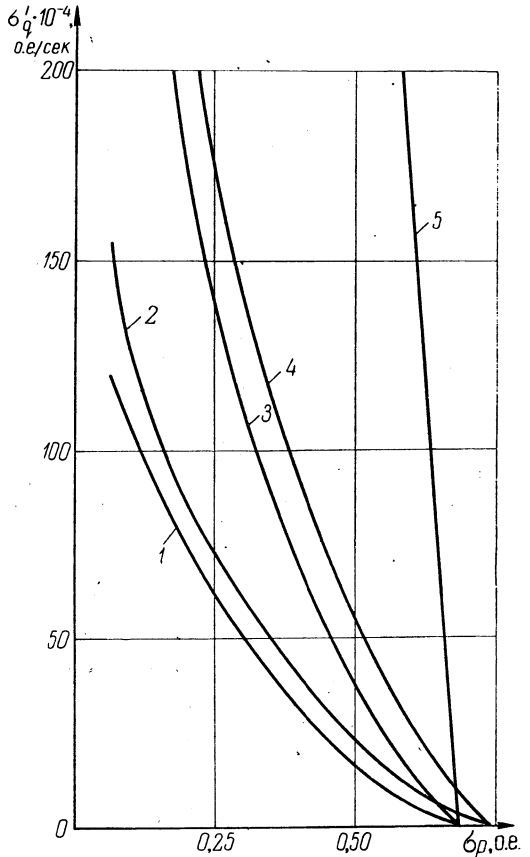


Рис. 2. Результаты вероятностного анализа системы регулирования перетока мощности и расхода топлива.

Кривые на рис. 2 расшифрованы в табл. 1.

Минимум расхода топлива и максимальная надежность работы паросилового оборудования соответствуют пропорциональным законам регулирования перетока мощности и расхода топлива.

Таблица 1

Кривая	1	2	3	4	5
Закон регулирования перетока мощности	П	И	П	И	П
Закон регулирования расхода топлива	П	П	И	И	Д

Литература

1. Рабинович С. М. и др. Эффективность автоматического регулирования процессов горения.— «Электрические станции», 1959, № 12. 2. Kreisl L. Beeinflussung der Wirtschaftlichkeit von Dampfkraftwerken durch die Frequenz-und Übergabeleistungsregelung.— „Energietechnik“, 1966, № 8. 3. Тимо Д. Предупреждение термоусталостных трещин в роторах мощных паровых турбин. Экспресс-информация. Сер. «Теплоэнергетика», № 42. М., 1968. 4. Арсеньев Г. В. Термические напряжения в элементах блока 300 Мвт при работе в регулирующем режиме. — В кн.: «Докл. на науч.-техн. конф. по итогам науч.-иссл. работ за 1968—1969 гг.» МЭИ. Секц. теплоэнергетики. Подсекц. тепловых электрических станций. М., 1969. 5. Анищенко В. А. Статистический расчет регуляторов межсистемных перетоков активной мощности.— В сб.: «Примечание автоматики и вычислительной техники для повышения надежности и экономичности работы энергосистем». Минск, 1971. 6. Пугачев В. С. Теория случайных функций и ее применение к задачам автоматического управления. М., 1962. 7. Петров В. В., Анищенко В. А., Семашко П. С. Вычислительное устройство для экстраполяции случайных колебаний активной нагрузки между системой линии электропередачи. — В кн.: «Мат-лы II Респ. научн.-техн. конф. по применению вычислит. техники в энергетике». Минск, 1968.

Л. М. Стадник

(Белорусский филиал Энергетического института
им. Г. М. Кржижановского)

ВЛИЯНИЕ ОТКЛОНЕНИЙ РЕЖИМНЫХ ПАРАМЕТРОВ НА ЭКОНОМИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ БЛОКОВ КЭС

При решении задачи наивыгоднейшего распределения электрической нагрузки между агрегатами КЭС часто пользуются характеристиками удельного прироста расхода тепла (УПРТ). Эти характеристики зависят от многих режимных параметров, являющихся в большинстве функциями нагрузки. В процессе эксплуатации оборудования неизбежны отклонения этих параметров от номинальных значений, что приводит к изменению характеристик УПРТ. Для количественной оценки влияния отклонений значений режимных параметров на характеристики УПРТ конденсационных блоков были проведены расчеты на ЭВМ «Минск-22М» применительно к блокам 150 Мвт Литовской ГРЭС (топливо — мазут). Расчеты проводились по выражению

$$b = \left(1 + \frac{d \Delta Q_{к.у}}{dN_э} + \frac{d \Delta Q_{т.у}}{dN_э} \right) \left[1 / \left(1 - \frac{dQ_{с.н}}{dN_э} \right) \right], \quad (1)$$

где $\Delta Q_{к.у}$ — потери тепла в котельной установке; $\Delta Q_{т.у}$ — потери тепла в турбоустановке; $Q_{с.н}$ — расход энергии на собственные нужды; $N_э$ — электрическая нагрузка блока.

При расчете величины $\Delta Q_{к.у}$ учитывались две составляющие — потеря тепла с уходящими газами q_2 и потеря тепла в окружающую среду q_5 [1, 2]. После несложных преобразований производная $d\Delta Q_{к.у}/dN_э$ может быть записана в виде

$$\begin{aligned} \frac{d \Delta Q_{к.у}}{dN_э} = & \frac{(q_2 + q_5) \left(\frac{dQ_{п}}{dN_э} + \frac{dQ_{пп}}{dN_э} \right)}{1 - q_2 - q_5} + \\ & + \frac{(Q_{п} + Q_{пп}) \left[\frac{d(q_2 + q_5)}{dN_э} \right]}{(1 - q_2 - q_5)^2} + \frac{dQ_{пп}}{dN_э}, \end{aligned} \quad (2)$$

где $Q_{пп}$ — потеря тепла с продувочной водой; $Q_{п} = D_0(i_0 - i_{п.в}) + D_{п.п}(i_{п.п} - i_{х.п})$; D_0 , $D_{п.п}$ — расход острого пара и промперегрева; i_0 , $i_{п.в}$ — теплосодержание острого пара и питательной воды; $i_{п.п}$, $i_{х.п}$ — теплосодержание пара «горячего» и «холодного» промперегрева.

При расчете величины $\Delta Q_{т.у}$ учитывались потери в турбогенераторе и потеря тепла в конденсаторе турбины $\Delta Q_{к}$, которая определялась по выражению

$$\Delta Q_{к} = D_{к} [i_{п.п} - i'_{к} - \eta_{0i}^{ЦСНД} (i_{п.п} - i_{к.а})], \quad (3)$$

где D_k — расход пара в конденсаторе; $i_{п.п}$, i'_k — теплосодержание пара промперегрева и основного конденсата; $\eta_{oi}^{ЦСНД}$ — внутренний относительный к.п.д. ЦСД и ЦНД; $i_{п.п} - i_{к.а}$ — адиабатное теплопадение пара в ЦСД и ЦНД.

Производная $d\Delta Q_{т.у}/dN_э$ в итоге определялась по выражению

$$\frac{d\Delta Q_{т.у}}{dN_э} = D_k \left[\frac{di_{п.п}}{dN_э} - \frac{di'_k}{dN_э} - (i_{п.п} - i_{к.а}) \frac{d\eta_{oi}^{ЦСНД}}{dN_э} - \eta_{oi}^{ЦСНД} \frac{d(i_{п.п} - i_{к.а})}{dN_э} \right] + [i_{п.п} - i'_k - \eta_{oi}^{ЦСНД} (i_{п.п} - i_{к.а})] \frac{dD_k}{dN_э} + \frac{d\Delta N_{г}}{dN_э}, \quad (4)$$

где $\Delta N_{г}$ — электрическая составляющая потерь в генераторе.

Расход энергии на собственные нужды блока учитывался по выражению

$$Q_{с.н} = N_{п.эн} + N_{ц.н} + N_{д.в} + N_{дс}, \quad (5)$$

где $N_{п.эн}$, $N_{ц.н}$ — расход энергии на питательный и циркуляционные насосы; $N_{д.в}$, $N_{дс}$ — расход энергии на дутьевые вентиляторы и дымососы.

Характеристики УПРТ блоков вычислялись по выражению (1) с учетом формул (2), (4), (5) в относительных единицах ($Mвт/Mвт$). При изменении значений исследуемого параметра остальные параметры оставались постоянными. Результаты расчетов приведены в табл. 1.

Таблица 1

Параметр	Абсолютные приращения к характеристикам УПРТ блоков 150 Мвт при отклонении значений параметров от номинальных величин на		
	1 °C	1 кгс/см ²	1%
Температура острого пара t_o	0,0002		
Температура пара промперегрева $t_{п.п}$	0,001		
Температура пара «холодного» промперегрева $t_{х.п}$	-0,0002		
Температура питательной воды $t_{п.в}$	-0,0004		
Температура уходящих газов $t_{у.г}$	0,0013		
Температура холодного воздуха $t_{в}$	-0,0012		
Температура основного конденсата t_k	-0,003		
Давление острого пара p_o		-0,0001	
Давление пара «холодного» промперегрева $p_{х.п}$		-0,0045	
Давление в конденсаторе p_k		0,018*	
Давление в барабане p_b		0,00002	
Коэффициент избытка воздуха α			0,002
Коэффициент присосов воздуха $\alpha_{пр}$			0,002
Коэффициент продувки $k_{пр}$			0,001
Внутренний относительный к.п.д. ЦСНД $\eta_{oi}^{ЦСНД}$			-0,004

* Коэффициент соответствует отклонению давления 0,01 кгс/см².

Таким образом, приведенные расчеты показывают, что при корректировании характеристик УПРТ блоков не обязателен учет изменений всех режимных параметров и для практических расчетов достаточно использовать наиболее важные из них.

Литература

1. Равич М. Б. Упрощенная методика теплотехнических расчетов. М., 1961. 2. Гатев С. Б. Теплотехнические испытания котельных установок. М., 1955.

В. С. Каханович, Р. А. Калько

*(Белорусский филиал Энергетического института
им. Г. М. Кржижановского)*

ПРИБЛИЖЕНИЕ ФУНКЦИЙ В ОБЛАСТИ ТЕПЛОТЕХНИЧЕСКИХ ИЗМЕРЕНИЙ

Широкое внедрение комплексной автоматизации производственных процессов вызвало развитие автоматических вычислительных приборов для косвенных измерений, с помощью которых выполняются функциональное преобразование и математическая обработка сигналов датчиков [1]. Структура вычислительного прибора зависит от вида и сложности реализуемой функциональной зависимости. Для получения рациональной структуры и лучших характеристик прибора прибегают к упрощению исходных выражений путем замены вида функциональной зависимости. При аттестации приборов по основной погрешности, определяемой по одночленной формуле, замена исходных выражений является задачей наилучшего, в чебышевском смысле, приближения.

Многие нелинейные функции, встречающиеся в теплоэнергетике, такие, как функция влажности газа при измерении расхода, теплофизические характеристики перегретого пара (плотность, энтальпия в функции давления или температуры), функция квадрата расхода тепла с водой и др., в разумных пределах изменения независимых переменных, ограничивающих, например, нормальный режим работы оборудования, могут быть описаны полиномом наилучшего приближения не выше второй степени $\varphi_2(x)$. Однако структура прибора в таком случае получается сложной и не всегда рациональной [6]. Ее можно упростить, заменив полином $\varphi_2(x)$ дробно-линейной функцией:

$$y(x) = c \frac{x + a}{x + b} \quad (1)$$

Целесообразность такой формы аппроксимации объясняется тем, что ее реализация возможна на обычном автокомпенсационном приборе, что осуществлено в работе [2], где вычислительный прибор — тепломер — решает следующее уравнение [3]:

$$q = k \sqrt{h \frac{t - k_1}{k_2 - t}} \text{ см,}$$

где q — расход тепла по трубопроводу с потоком воды; h — перепад давления на сужающем устройстве; t — текущее значение температуры воды, °С; k, k_1, k_2 — постоянные коэффициенты.

В расходомерии форму аппроксимации (1) можно применить для извлечения квадратного корня при измерении расхода методом переменного перепада давления. При этом вместо подгонки функционального лекала достаточно проверить погрешность только в четырех точках рабочего диапазона, составляющего 30—100% предела измерения. Погрешность при этом не превышает 0,7% предела измерения. Применение функ-

ции (1) в качестве приближающей является частным примером приближения рациональными дробями; теория аппроксимации еще не систематизирована, хотя быстро развивается [4—6].

В настоящей статье предлагается простая схема организации вычислений, позволяющая получить равноколеблющееся приближение параболы $\varphi_2(x)$ гиперболой (1), определяемой тремя параметрами a, b, c .

Такая функция, согласно теории интерполирования, может быть проведена только через три заданные точки. Следовательно, на отрезке приближения будут иметь место два экстремальных отклонения δ_2 и δ_3 и два отклонения на концах интервала δ_1 и δ_4 (рис. 1).

Выбрав точку x_0 , $\varphi_2(x_0)$, произведем замену переменных:

$$z = \frac{x - x_0}{\varphi_2(x) - \varphi_2(x_0)};$$

$$\gamma = \frac{x - x_0}{y(x) - \varphi_2(x_0)}.$$

После преобразования получим (см. рис. 1):

$$z = \frac{1}{b_1x + b_0}; \quad \gamma = b_3x + b_4.$$

Кривая $z(x)$ будет фиксированной, поскольку ее прототипом является исходная функция $\varphi_2(x)$, а прямую линию $\gamma(x)$, являющуюся изображением

Рис. 1. Схема построения приближения: φ_2 — исходная функция; y — аппроксимирующая дробно-линейная функция; z — изображение исходной функции после преобразования координат; γ — изображение аппроксимирующей функции; Δ — отклонение изображений; δ — погрешность аппроксимации.

гиперболы (1), можно перемещать относительно первой до получения наилучшего приближения. Эта операция после преобразования координат упрощается, так как прямая линия может быть задана только двумя точками (x_1, γ_1) и (x_4, γ_4) . Заметим, что наилучшее приближение на новой плоскости не будет соответствовать наилучшему на исходной плоскости из-за нелинейного преобразования координат. Запишем выражение для уклонений на новой плоскости:

$$\Delta = z - \gamma = \delta \frac{\gamma z}{x - x_0},$$

где $\delta = y - \varphi_2$ — погрешность аппроксимации (уклонение на исходной плоскости). Следовательно,

$$\delta = \Delta \frac{x - x_0}{\gamma z} = \Delta \frac{x - x_0}{z(z - \Delta)}. \quad (2)$$

Из выражения (2) видно, что погрешность аппроксимации при пробегании переменной x отрезка $[x_1, x_4]$ будет поочередно менять знак в точках: x_2 (где $\Delta = 0$), x_0 (где $x - x_0 = 0$) и в точке x_3 (где $\Delta = 0$) (см. рис. 1). Следовательно, первым необходимым условием наилучшего

приближения (чебышевский альтернанс [6]) является $\delta_1 = -\delta_4$. Откуда, учитывая выражение (2), получим

$$\Delta_4 = \frac{\Delta_1 z_4^2}{(z_4 + kz_1)\Delta_1 - kz_1^2},$$

где

$$k = \frac{x_4 - x_0}{x_1 - x_0}. \quad (3)$$

Вторым необходимым условием является равенство $-\delta_2 = \delta_3$, выполнение которого достигается соответствующим выбором x_0 .

Так как получение для этой задачи регулярного решения прикладного характера не представляется возможным, то здесь предлагается численный метод, при котором за первое приближение x_0 принимается средний корень полинома Чебышева третьего порядка, ввиду того что погрешность приближенно можно аппроксимировать полиномом третьей степени. Итак, первое приближение [6]

$$x_0 = \frac{x_1 + x_4}{2}.$$

Оптимизация значения x_0 производится при условии $\delta_1 - \delta_4 = 0$, т. е. $\Delta_1 = 0$. Критерием служит выполнение равенства $|\delta_2| = |\delta_3|$.

Выражение (2) позволяет, задавшись значением Δ_1 , определить положение прямой $\gamma(x)$, при котором $\delta_1 = -\delta_4$. Выбором Δ_1 достигается выполнение третьего необходимого и достаточного условия $|\delta| = |\delta_2|$.

Первое приближение Δ_1 может быть вычислено из уравнения

$$\Delta_1^2 + p\Delta_1 + q = 0, \quad (4)$$

где

$$p = \frac{n(z_4 - kz_1) - k(1-m)z_1^2 - z_4^2}{(1-m)(z_4 + kz_1)}; \quad q = -\frac{nkz_1^2}{(1-m)(z_4 + kz_1)};$$

$$n = (z_4 - z_1) - m(z_2 - z_1); \quad m = \frac{x_4 - x_1}{x_2 - x_1}.$$

Величина x_2 является младшим корнем полинома Чебышева третьего порядка:

$$x_2 = x_0 - \frac{\sqrt{3}}{4}(x_4 - x_1).$$

Значение Δ_1 по выражению (4) определяется из условия прохождения прямой $\gamma(x)$ через три точки: (γ_1, x_1) , (z_2, x_2) , (γ_4, x_4) .

Если не требуется точного выполнения условия альтернанса, первое приближение может оказаться достаточным. Если же задана точность $[\varepsilon]$ отклонения достигнутого приближения от наилучшего, необходима оптимизация значений Δ_1 и x_0 , которая может быть выполнена по следующей схеме.

Положим, в результате первого приближения получено значение погрешности ε_1 при $x_{0,1}$ (точка 1). Производим пробный шаг $x_{0,2} = x_{0,1} \pm \pm h_1$, где h_1 ориентировочно равен 0,5 шага таблицы исходной функции

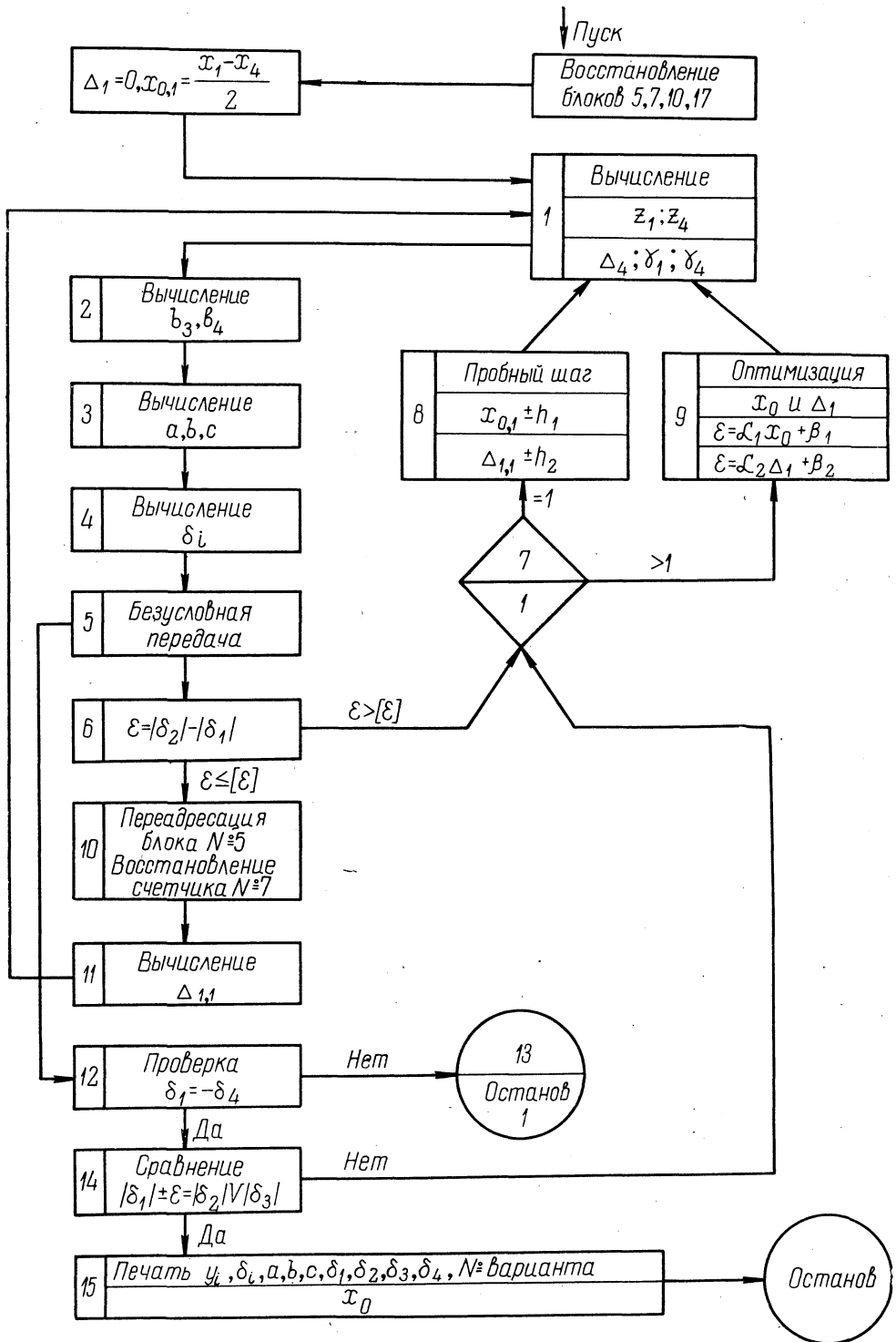


Рис. 2. Блок-схема программы при реализации процесса вычислений на ЭВМ.

$\varphi_2(x)$. После этого получим ε_2 (точка 2). Через полученные две точки $(x_{0,1}, \varepsilon_1)$ и $(x_{0,2}, \varepsilon_2)$ проводим прямую линию до пересечения с осью $\varepsilon_3=0$. Соответствующее значение $x_{0,3}$ принимается за оптимальное. Однако зависимость $\varepsilon=f(x_0)$ может быть нелинейной, и при найденном $x_{0,3}$ значение ε_3 в действительности может выйти за пределы допуска $\pm[\varepsilon]$ (точка 3). В таком случае производится второй шаг, при котором прямая линия $\varepsilon=f(x_0)$ проводится через точки 2 и 3. Полученное новое значение $x_{0,4}$ может оказаться близким к оптимальному, в противном случае производится следующий шаг, при котором прямую линию проводят через точки 3 и 4, и так далее до получения сходимости процесса.

По найденным значениям b_3 и b_4 вычисляются коэффициенты выражения (1) по формулам:

$$a = \frac{\varphi_2(x_0) b_4 - x_0}{1 + \varphi_2(x_0) b_3}; \quad b = \frac{b_4}{b_3}; \quad c = \varphi_2(x_0) + \frac{1}{b_3}.$$

На рис. 2 показана блок-схема реализации вычислительного процесса на ЭВМ. Она же является примерной логической схемой последовательности вычислений, производимых вручную.

Изложенный метод аппроксимации может быть применен в качестве стандартного блока в алгоритме приближения функций нескольких переменных, таких, как плотность, энтальпия пара и др.

Нелинейную функцию, например, двух независимых переменных можно представить выражением

$$F(x, y) = \left(k_1 + \frac{k_2}{b+x}\right) \left(k_4 + \frac{k_5}{b_1+y}\right) = C(x) + \frac{M(x)}{b_1+y}. \quad (5)$$

При фиксированном значении x , например $x=x_{cp}$, строят наилучшее приближение по вышеизложенной методике в форме (1). Далее для всех остальных фиксированных значений x_i производятся линейные приближения с предварительной заменой переменной $u_j = 1/(b_1+y_j)$, например с помощью метода наименьших квадратов [6]:

$$\left. \begin{aligned} F_1 &= C(x_1) + M(x_1)u; \\ \dots & \dots \dots \dots \dots \dots \\ F_i &= C(x_i) + M(x_i)u; \\ \dots & \dots \dots \dots \dots \dots \\ F_n &= C(x_n) + M(x_n)u. \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

Затем на множестве значений коэффициентов C_i и M_i строятся: аналогичное выражению (1) наилучшее приближение

$$C_i = \alpha + \frac{\beta}{b+x_i}, \quad (7)$$

где $\alpha = k_1 k_5$; $\beta = k_2 k_5$, и линейное приближение

$$M_i = \gamma + \nu v_i, \quad (8)$$

где $v_i = 1/(b+x_i)$; $\gamma = k_4 k_1$; $\nu = k_4 k_2$. Отсюда

$$k_1/k_2 = \alpha/\beta \quad \text{и} \quad k_1/k_2 = \gamma/\nu. \quad (9)$$

Из выражения (9) следует, что в форме (5) можно построить лишь ограниченное приближение, при котором $\gamma = \nu\alpha/\beta$. Для снятия этого

ограничения можно принять какое-либо соглашение, например положить, что

$$\gamma/v = \frac{k_4 k_1 + k}{k_4 k_1}.$$

Приняв $k = k_4$, получим

$$\gamma/v = \alpha/\beta + 1/k_2. \quad (10)$$

Из соотношений (9), (10), (7) и (8) в итоге получим формулы для вычисления коэффициентов выражения (5):

$$k_2 = v\beta/(\beta\gamma - \alpha v); \quad k_1 = k_2 \alpha/\beta; \quad k_4 = v/k_2; \quad k_5 = \beta/k_2.$$

Таким образом, приближающая функция (5) в общем случае должна иметь постоянную составляющую:

$$F = k_4 + \left(k_1 + \frac{k_2}{b+x}\right) \left(k_4 + \frac{k_5}{b_1+y}\right) = k_4 + m \frac{(a+x)(a_1+y)}{(b+x)(b_1+y)}, \quad (11)$$

где $a = b + \alpha/\beta$; $a_1 = b_1 + \alpha/\gamma$; $m = k_1 k_4$. Однако для приборной реализации применима также форма (5), так как величина $F - k_4$ однозначно определяет функцию $F(x, y)$.

Хотя функции вида (5) или (11) присущи некоторые ограничения [постоянство коэффициентов b и b_1 , см. формулы (6) и (8)], она удобна для приборной реализации, и с ее помощью легко построить приближение функции нескольких переменных, используя в качестве подпрограммы изложенный выше метод приближения функции одной независимой переменной. Так, например, относительная погрешность приближения по изложенной методике энтропии пара функцией (11) в области параметров $p = 10 - 34$ кгс/см², $t = 320 - 400^\circ\text{C}$ не превышает $\pm 0,12\%$.

Литература

1. Куликовский Л. Ф. Автоматические измерительные приборы с устройствами для выполнения математических операций. М., 1970.
2. Каханович В. С., Мороз И. Н., Калько Р. А. Устройство для измерения тепла потока жидкого теплоносителя. Авт. св. № 272614. — «Бюллетень изобретений», 1970, № 19.
3. Каханович В. С., Мороз И. Н., Калько Р. А. Измерение тепла потока жидкого теплоносителя с учетом действительных параметров теплоносителя и сужающего устройства. — В сб.: «Теплоэнергетика». Вып. 1. Минск, 1970.
4. Русак В. Н. Интерполирование и приближение функций рациональными дробями. Автореф. дис. Минск, 1963.
5. Смолов В. Б., Кантор Е. Л. Мостовые вычислительные устройства. Л., 1971.
6. Хемминг Р. В. Численные методы. М., 1972.

В. Е. Башлаков

*(Белорусский филиал Энергетического института
им. Г. М. Кржижановского)*

ДАТЧИК УРОВНЯ ПСЕВДООЖИЖЕННОГО СЛОЯ

Псевдоожигенный слой применяется в промышленности для классификации, сушки и термической обработки зернистых материалов.

При проведении технологических процессов часто необходимо поддерживать уровень псевдоожигенного слоя на заданной величине. Автоматическое регулирование уровня можно осуществить при помощи датчика уровня, принцип работы которого излагается ниже.

Датчик уровня изготавливается из проволоки с большим температурным коэффициентом электрического сопротивления, например меди. Температурный коэффициент электрического сопротивления можно определить по соотношению [1]

$$\rho_t = \frac{R_t - R_0}{R_0 (t - t_0)},$$

где R_t — сопротивление датчика, измеренное при температуре t ; R_0 — сопротивление датчика, измеренное при температуре t_0 ; ρ_t — температурный коэффициент электрического сопротивления — величина относительного изменения сопротивления при изменении температуры датчика на 1°C .

При прохождении тока через датчик в последнем выделится количество тепла

$$Q_1 = IU\tau \cdot 0,24,$$

где I — ток; U — напряжение; τ — время прохождения тока.

Выделяющееся тепло нагревает датчик, повышая его температуру. Нагретый электрическим током датчик будет отдавать тепло в окружающую среду. Количество тепла, отданное в окружающую среду, можно определить по выражению

$$Q_2 = \alpha \Delta t F \tau,$$

где α — коэффициент теплообмена между датчиком и окружающей средой; Δt — разность температур между датчиком и окружающей средой: $\Delta t = t_2 - t_1$; t_1 — температура псевдоожигенного слоя; t_2 — температура датчика; F — поверхность охлаждения датчика; τ — время установления теплового равновесия.

При установившемся режиме $Q_1 = Q_2$. Тогда

$$0,24 IU \tau = \alpha \Delta t F \tau. \quad (1)$$

В практических условиях поверхность охлаждения датчика не изменяется, т. е. $F = \text{const}$. Если поддерживать постоянными разность тем-

ператур между датчиком и средой, а также напряжение на зажимах датчика, т. е. $\Delta t = \text{const}$ и $U = \text{const}$, то из уравнения (1) следует, что

$$I = \frac{\alpha \Delta t F}{U}$$

Следовательно, ток в датчике является функцией коэффициента теплообмена α :

$$I = f(\alpha).$$

В связи с тем что теплообмен в псевдоожигенном слое материала в 4—5 раз выше [2, 3], чем в газе, ток в датчике, помещенном в псевдоожигенный слой, также будет выше, чем в том же датчике, изъятном из слоя. По изменению тока в цепи датчика можно судить о местонахождении последнего. Сигналом для регулирования уровня может служить изменение тока в цепи датчика.

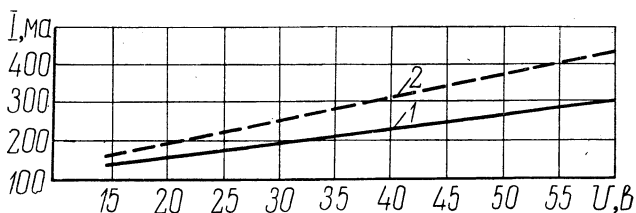


Рис. 1. Изменение электрического тока в зависимости от местонахождения датчика:
1 — над псевдоожигенным слоем; 2 — в псевдоожигенном слое.

На рис. 1 представлен график изменения электрического тока датчика в зависимости от места его нахождения: в псевдоожигенном слое или над ним. Из графика видно, что с повышением напряжения на зажимах датчика увеличивается разность токов в нем в зависимости от

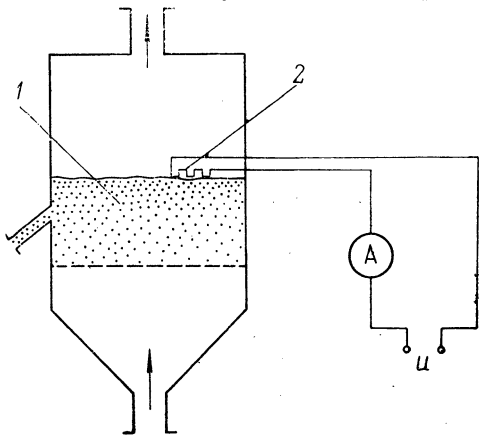


Рис. 2. Схема сигнализации уровня псевдоожигенного слоя:
1 — псевдоожигенный слой; 2 — датчик уровня.

места его нахождения. Эта разность токов используется в поляризованном реле, которое, срабатывая, сигнализирует об изменении уровня слоя материала. Схема сигнализации уровня псевдоожигенного слоя дана на рис. 2.

Литература

1. Железнякова М. Т., Ширшова Л. Г. Проволочные резисторы. М., 1970.
2. Забродский С. С. Гидродинамика и теплообмен в псевдоожигенном слое. М., 1963.
3. Гельперин Н. И., Айнштейн В. Г., Кваша В. Б. Основы техники псевдоожигения. М., 1967.

А. П. Несенчук, В. А. Седнин

(Белорусский политехнический институт)

ИЗУЧЕНИЕ РАБОТЫ ПЛАМЕННОЙ ТЕРМИЧЕСКОЙ ПЕЧИ НА МОДЕЛИ

Исключительная сложность изучения процесса теплообмена на образце приводит к необходимости замены образца моделью, подобной в гидромеханическом и тепловом отношениях. Образование такой модели возможно лишь при соблюдении гидромеханического и теплового подобия. Для этого в модели должно создаваться температурное поле, подобное температурному полю образца. Однако осуществить это на практике очень трудно.

В 1932 г., базируясь на свойствах локальности, стабильности и автомодельности, М. В. Кирпичев и М. А. Михеев предложили методику (конечно, приближенную) локального теплового моделирования, которая была апробирована в Энергетическом институте АН СССР.

Как известно, метод локального подобия предполагает, что модель и образец подобны в гидромеханическом отношении. Это условие нетрудно осуществить приближенно. Полное моделирование теплообмена (получение подобия конвективного теплообмена во всех точках рабочего пространства печи) потребовало бы, как уже отмечалось, создания в рабочем пространстве подобного температурного напора во всех его точках, что практически выполнить трудно. Но если поставить более узкую задачу — создать подобие не полное, а локальное, в одном лишь интересующем нас месте, то последнее условие выполняется сравнительно просто.

Основными условиями приближенного теплового моделирования являются следующие: $Pr = idem$ и $Nu = idem$. Причем критерий Pr — определяющий, а критерий Nu — определяемый.

Моделируя теплообмен в пламенных печах, уместно рабочую жидкость образца в модели заменить воздухом. Выполнив такую замену, мы практически соблюдаем условие $Pr = idem$.

Установление же гидромеханического подобия автоматически приводит к выполнению условия $Nu = idem$ (конечно, в изучаемом месте рабочего пространства печи).

При соблюдении условий $Pr = idem$ и $Re_{вх} = idem$ коэффициент теплоотдачи конвекцией для модели

$$\alpha'' = \frac{q''}{\Delta t''},$$

где q'' и $\Delta t''$ — соответственно тепловой поток и температурный перепад в рассматриваемом месте.

После этого можно записать:

$$Nu'' = \frac{\alpha'' x''}{\lambda''}$$

или, так как

$$Nu'' = Nu' = Nu,$$

то

$$Nu = \frac{\alpha'' x''}{\lambda''}.$$

И, наконец, для образца

$$\alpha' = \frac{Nu \lambda'}{x''} k_l,$$

где k_l — множитель подобного геометрического преобразования.

Объектом изучения явилась проходная термическая конвейерная печь, разработанная институтом «Теплопроект», с площадью активного

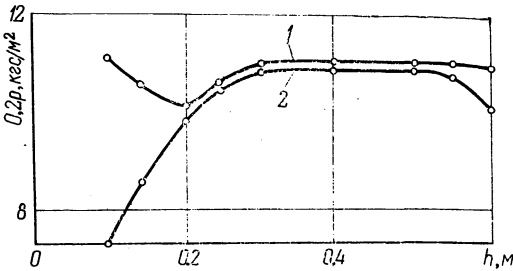


Рис. 1. Распределение статического давления по длине печи (по оси):

1 и 2 — соответственно давление под сводом и на уровне ленты конвейера при скорости газов в кратере горелок 40 м/сек.

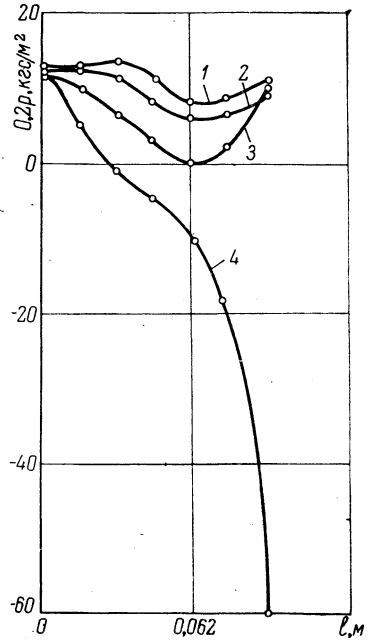


Рис. 2. Распределение статического давления в поперечном сечении печи (изображена правая часть графика):

1 и 4 — соответственно давление под сводом и на уровне ленты конвейера, 2 и 3 — давление в промежуточных сечениях при скорости газов в кратере горелок 40 м/сек.

пода $10,6 \text{ м}^3$. Как показали наладочные испытания, печь работала неудовлетворительно, что выражалось в низкой интенсивности нагрева садки в средней части рабочего пространства и повышенной скорости нагрева в торцах загрузки и выгрузки.

Для выявления причины этого недостатка и его ликвидации было выполнено экспериментальное исследование работы печи. Так как существует тесная взаимосвязь между характером движения греющих газов и конвективной составляющей теплового потока к поверхности садки, изучалась картина движения газов в печи. Изучение выполнялось на «холодной» модели.

При образовании гидромеханически подобной модели были использованы: $k_l = \frac{1}{15}$ и $Re_{вх} = idem = 5300$.

Для выявления картины движения газов в печи делались замеры статического давления по оси рабочего пространства печи на уровне пода и свода (рис. 1), а также по ширине печи в сечении торца выгрузки (рис. 2).

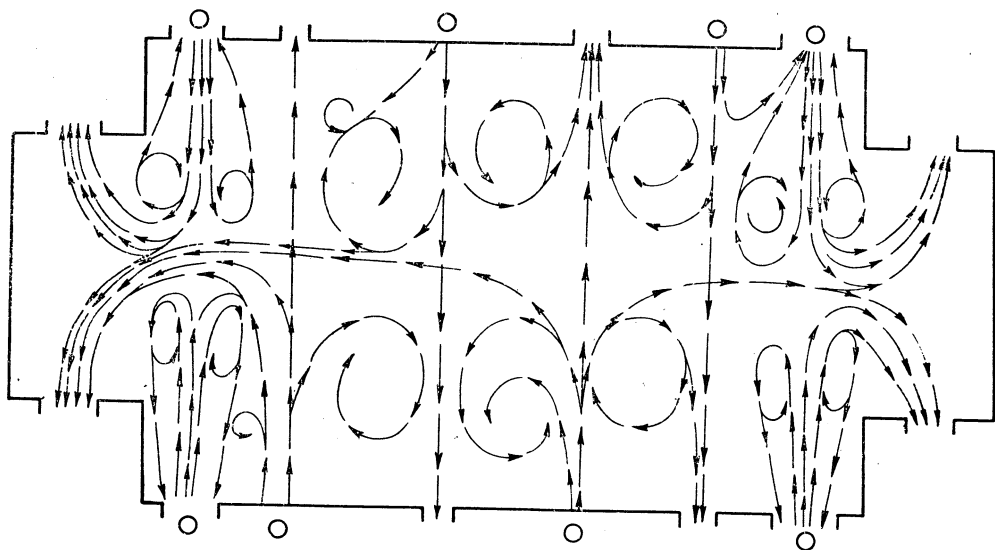


Рис. 3. Общая картина движения печных газов в рабочем пространстве (получена на водяной модели печи).

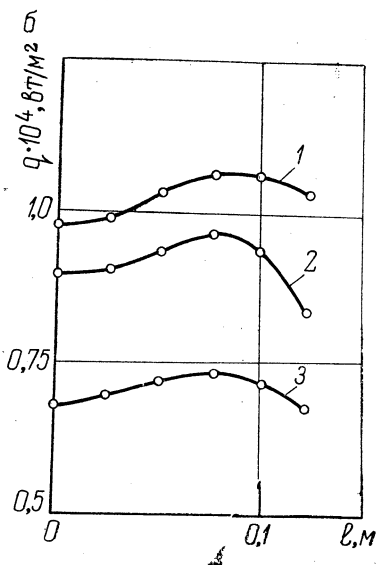
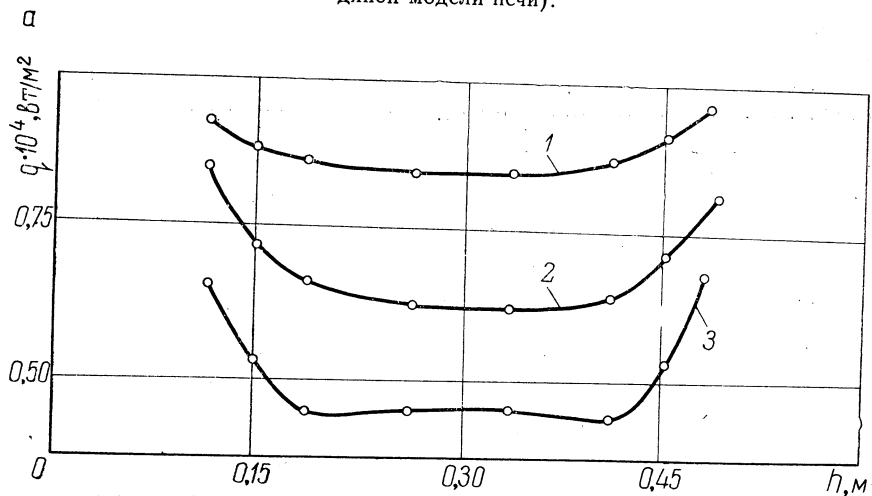


Рис. 4. Распределение тепловых потоков: а — по длине печи (по оси); б — по ширине печи (изображена правая часть графика); 1, 2 и 3 — соответственно для скоростей газов в кратере горелок 40, 35 и 30 м/сек.

Анализ рис. 3 (опыты проводились на воде) указывает на слабую циркуляцию печных газов в средней части рабочего пространства печи. Характер распределения тепловых потоков по длине (рис. 4,а) и ширине (рис. 4,б) печи полностью согласуется с данными, приведенными на графиках рис. 1—3. Как видно из рис. 4,а и б, в средней части печи тепловые потоки к поверхности металла малы по сравнению с потоками в торцах. Что касается потоков тепла по ширине печи, то они распределены сравнительно равномерно.

Как показал опыт, имеет место значительная неравномерность омывания садки печными газами. Из рис. 4,а и б видно, что наиболее благоприятное омывание наблюдается в торцах и по ширине печи. Недостаточное же омывание газами средней части садки вызывает неравномерность прогрева по длине печи, а в конечном итоге при значительных величинах критерия Био — неравномерность прогрева сечения засыпки.

При проведении опытов на модели была предпринята попытка ликвидировать неравномерность распределения тепловых потоков по длине печи путем форсировки работы существующих горелочных устройств. Как показали такие эксперименты, при скорости воздуха в кратере горелок 40 м/сек распределение теплового потока по длине печи становится более равномерным. При этом работа печи существенно улучшается.

Однако следует помнить, что изменение скорости газов в кратере горелки (помимо изменения качества сжигания топлива) повлечет за собой изменение режима работы в печи в целом, что в конечном итоге скажется на темпе толкания и на производительности печи.

Д. Ф. Жуков, И. И. Искренкова

(Белорусский филиал Энергетического института
им. Г. М. Кржижановского)

УЧЕТ ВЛИЯНИЯ ДОЛГОВРЕМЕННЫХ КОЛЕБАНИЙ ТЕМПЕРАТУРЫ ВОЗДУХА НА ЗАТРАТЫ ТЕПЛА В ПРОМЫШЛЕННОСТИ

Колебания погодных условий существенно влияют на расходы тепловой энергии промышленного производства, особенно на те, которые непосредственно зависят от погоды, например связанные с вентиляцией, отоплением, воздушно-тепловыми завесами, оттаиванием и низкотемпературным нагревом материалов, производством на открытом воздухе, строительством.

Следует различать *кратковременные* колебания температур, которые взаимокompенсируются за короткий промежуток времени, и *долговременные*, наблюдающиеся в течение кварталов и отдельных лет.

Кратковременные колебания влияют в основном на выбор мощности теплотехнического оборудования. При правильной эксплуатации оборудования эти колебания не должны в большой мере влиять на расходы энергии в течение отчетных кварталов и года. Долговременные колебания непосредственно влияют на величину затрат тепла за кварталы и год.

Характеристикой, подвергающейся наиболее заметным долговременным колебаниям, является температура воздуха.

Долговременные колебания температуры можно характеризовать абсолютной величиной отклонения от средней величины за многолетний период и вероятностью появления этого отклонения.

Таблица 1

Пункт	Число лет наблюдений	Математическое ожидание, град			Фактические экстремальные отклонения за период наблюдений, град
		среднеголетней годовой температуры	отклонения годовой температуры от среднеголетней 5%-ной вероятности	отклонения годовой температуры от среднеголетней 1%-ной вероятности	
Архангельск	136	+ 0,61 ± 0,1	± 2,41	± 3,16	-3,0+2,7
Ереван	62	+11,4 ± 0,12	± 1,74	± 2,29	-2,1+1,9
Минск	70	+ 5,4 ± 0,05	± 1,57	± 2,06	-2,0+1,7
Тула	42	+ 4,8 ± 0,15	± 1,72	± 2,24	-1,7+1,7

В табл. 1 приведены значения среднеголетней годовой температуры воздуха и отклонения от нее годовых температур 5%- и 1%-ной вероятности для четырех пунктов наблюдения. Значения отклонений определены соответственно нормальному закону распределения температур.

Фактические отклонения годовой температуры во всех случаях, кроме, г. Тулы, лежат в пределах математически определенных отклонений 1%- и 5%-ной вероятности. Для г. Тулы фактические отклонения близки к отклонению 5%-ной вероятности.

Экстремальные отклонения средних температур для кварталов значительно больше годовых (см. табл. 2).

Таблица 2

Пункт	Число лет наблюдений	Математическое ожидание, град			Фактические экстремальные отклонения за период наблюдений, град
		среднегогодовой температуры I квартала	отклонение квартальной температуры от среднегогодовой 5%-ной вероятности	отклонение квартальной температуры от среднегогодовой 1%-ной вероятности	
Архангельск	136	-11,0	± 4,69	± 6,15	-6,3 + 6,1
Ереван	62	- 1,3	± 6,0	± 7,9	-6,9 + 5,2
Минск	70	- 5,4	± 4,28	± 5,6	-6,1* + 4,2
Тула	42	- 7,7	± 5,0	± 6,56	-8,0** + 5,3

Примечания: * соответствует менее 1% вероятности. ** соответствует примерно 0,3% вероятности.

Рассмотрим влияние долговременных колебаний температуры на примере заводов сборного железобетона. На этих заводах тепло расходуется на тепловую обработку изготавливаемых изделий в цехах и на полигонах, оттаивание и нагрев заполнителей бетона, нагрев воды затворения бетона, отопление и вентиляцию трех типов помещений — формо-

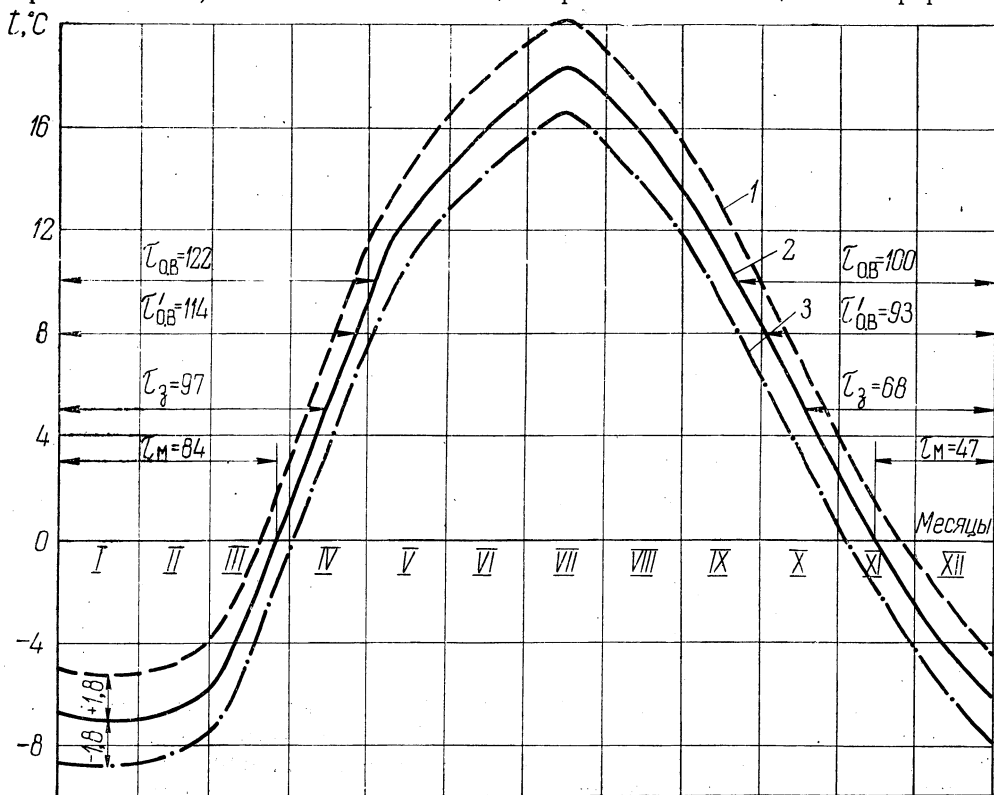


Рис. 1. Средняя температура воздуха г. Минска при равномерном в течение года похолодании и потеплении 5%-ной вероятности:

$\tau_{0.в}$ — продолжительность использования тепла при отоплении и вентиляции вспомогательных цехов и помещений; $\tau'_{0.в}$ — то же основных формовочно-тепловых цехов; τ_3 — то же воздушно-тепловых завес; τ_m — то же на оттаивание и нагрев материалов для бетона изделий; 1 — холодный год; 2 — среднегодовой год; 3 — теплый год.

вочных, вспомогательных производств, административно-бытовых, воздушно-тепловые завесы производственных зданий, горячее водоснабжение, компенсацию тепловых потерь в сетях.

Расчеты проводились для завода с годовым производством сборного железобетона 52 тыс. м³ и климатическими условиями г. Минска с равномерными по году отклонениями 5%-ной вероятности как в сторону потепления, так и похолодания, а также, если все похолодание за год падает только на первый квартал. Температурные условия и продолжительность расчетных периодов приняты из температурного графика рис. 1.

Расчеты затрат тепла по видам теплоснабжения выполнены по обычным методам. Отклонения затрат тепла в процентах от среднегогодового приведены в табл. 3. Для г. Минска по статьям Q₃—Q₈ колебания затрат тепла достигают —26—+46%. В целом по заводу колебания находятся в пределах —4—+5%. Несколько большие отклонения в расчетных затратах тепла получены для условий Архангельска и Еревана.

Таблица 3

Статья расхода	Архангельск		Минск		Ереван	
	теплый	холодный	теплый	холодный	теплый	холодный
Q ₁	100	100	100	100	100	100
Q ₂	95	105	98	102	93	105
Q ₃	83	111	74	114	68	124
Q ₄	80	113	82	112	81	122
Q ₅	87	121	91	126	77	122
Q ₆	79	138	79	146	47	146
Q ₇	87	117	87	114	83	118
Q ₈	87	117	89	115	83	119
Q ₉	100	100	100	100	100	100
Q ₁₀	95	103	99	101	98	102

$\sum_{i=1}^{10} Q_i$	94	106	96	105	95	105
-----------------------	----	-----	----	-----	----	-----

Обозначения, принятые в таблице:

- Q₁ — тепловая обработка изделий в цехах;
- Q₂ — то же на полигонах;
- Q₃ — оттаивание и нагрев материалов;
- Q₄ — воздушно-тепловые завесы;
- Q₅ — вентиляция;
- Q₆ — дежурное отопление формовочно-тепловых цехов;
- Q₇ — отопление вспомогательных цехов;
- Q₈ — отопление административно-бытовых помещений;
- Q₉ — бытовые нужды;
- Q₁₀ — потери в сетях;

$\sum_{i=1}^{10} Q_i$ — суммарные годовые расходы.

Обращает на себя внимание тот факт, что не существует четкой связи между величинами колебаний отдельных статей и в целом по заводу. Например, по статье Q₅ (вентиляция) в теплый год отклонения больше для Архангельска, чем для Минска, а в холодный — наоборот. Такие на первый взгляд нелогичные связи обусловлены различиями в форме температурных кривых и сложной степенной зависимостью расходов тепла от температурных условий. Что касается отклонения затрат тепла в I квартале, то они могут быть больше годовых в 3—4,3 раза. Естественно, что за месяц и пятидневку колебания значительно больше.

Для других видов производства колебания затрат тепла в той или иной мере отличаются от производства сборного железобетона, что связано с различными задаваемыми расчетными перепадами температур и различиями удельных весов отдельных статей затрат.

На рис. 2 показано изменение годовых затрат тепла при различных отклонениях температуры для завода электромонтажных изделий по трем расчетным статьям: отоплению, вентиляции и воздушно-тепловым завесам, которые в общем расходе тепла по заводу составляют более 70%. Из рис. 2 следует, что отклонения существенны во всем диапазоне долговременных колебаний температуры.

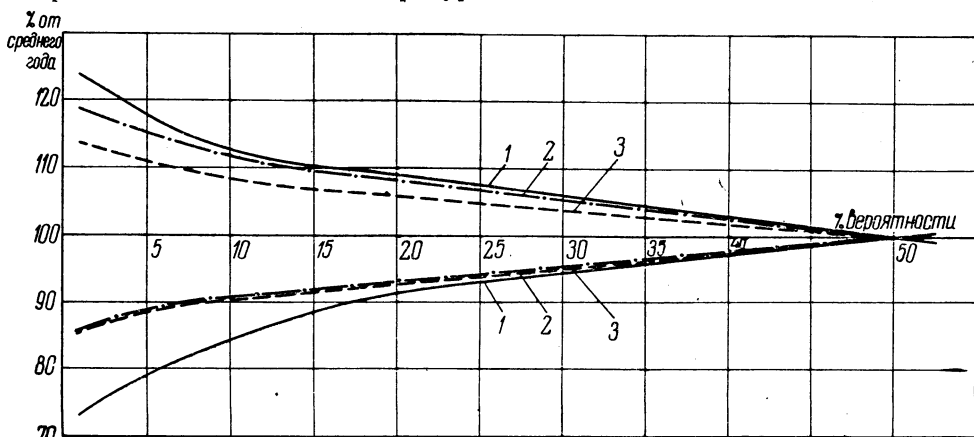


Рис. 2. Изменение годовых затрат тепла при различной вероятности похолодания (потепления) в процентах от среднего года на:

1 — воздушно-тепловые завесы; 2 — вентиляцию; 3 — отопление.

Проведенный анализ показывает, что долговременные колебания температуры воздуха существенно влияют на расчетные расходы тепла по статьям, непосредственно зависимым от погодных условий. Учет колебаний затрат тепла необходим при назначении норм расхода тепла и определении качества эксплуатации теплового хозяйства многих предприятий. Значение учета объективно неизбежных колебаний затрат тепла возрастает по мере приближения фактических затрат тепла к расчетным.

Актуальность этого уже ощущается рядом производств, исчерпавших легкодоступные резервы экономии энергии. Представляется целесообразным продолжение исследований по учету влияния колебаний температуры на затраты и нормы тепловой энергии применительно к различным видам производства и процессов теплопотребления.

В. А. Бондарев, А. А. Андрушевич
(Белорусский политехнический институт)

ИНЖЕНЕРНЫЙ РАСЧЕТ ПРОЦЕССОВ НАГРЕВА И ОХЛАЖДЕНИЯ ТЕЛ ПРИ СЛОЖНЫХ ГРАНИЧНЫХ И НАЧАЛЬНЫХ УСЛОВИЯХ

Разработка новых технологических режимов термической обработки литья, сварки металлов непосредственно связана с тепловыми расчетами процессов нагрева и охлаждения заготовок различной конфигурации при сложных начальных и граничных условиях.

Существующие решения задач теплообмена с такими краевыми условиями немногочисленны и во многих случаях не могут быть использованы в инженерных расчетах вследствие сравнительной сложности. Анализ показывает, что большинство инженерных тепловых расчетов может быть выполнено приближенно с достаточной для практики степенью точности на основе классического решения дифференциального уравнения теплопроводности для плоской неограниченной стенки с равномерным начальным распределением температуры и линейными граничными условиями путем введения соответствующих поправок, учитывающих неравномерное начальное распределение температуры t , конфигурацию тела k , нелинейность граничных условий p . При этом расчетная формула может быть представлена в виде

$$\theta = mkr \theta_n,$$

где θ_n — относительная избыточная температура пластины при линейных граничных условиях и равномерном начальном распределении температуры.

Относительная температура пластины в общем виде определяется выражением

$$\theta_n = \psi \left(\frac{x}{R}, Bi, Fo \right),$$

где $\frac{x}{R}$ — относительная координата; Bi — критерий Био; Fo — число Фурье.

Коэффициент m можно представить в виде отношения относительных температур с начальным неравномерным и равномерным распределением температур для пластины при одинаковых линейных граничных условиях:

$$m = \frac{\theta_n}{\theta_n}, \quad (1)$$

где θ_n — относительная температура пластины при неравномерном начальном распределении температур.

Решения дифференциального уравнения теплопроводности при неравномерном начальном распределении температур приведены в работах [1—3].

Дивергенция теплового потока, обусловленная формой тела, учитывается поправочным коэффициентом k , равным отношению относительной избыточной температуры для тела заданной конфигурации к относительной избыточной температуре пластины при одинаковых начальных и линейных граничных условиях:

$$k = \frac{\theta_k}{\theta_n},$$

где θ_k — относительная избыточная температура тела заданной конфигурации при линейных граничных условиях и равномерном начальном распределении температуры.

Величины θ_k , θ_n можно определить по номограммам и формулам, приведенным в работах [1, 2].

При расчетах технологических режимов с нелинейными граничными условиями для упрощения расчетов их обычно сводят к линейным. Вместе с тем влияние нелинейности граничных условий можно учесть приближенно с помощью множителя p :

$$p = \frac{\theta_{н.у}}{\theta_n}, \quad (2)$$

где $\theta_{н.у}$ — относительная температура пластины с равномерным начальным распределением температуры при нелинейных граничных условиях.

Найдем величину коэффициента p , исходя из уравнения теплового баланса для пластины при ее охлаждении в среде с коэффициентом теплоотдачи, изменяющемся по нелинейному закону:

$$\alpha = A(T - T_c)^n,$$

где α — коэффициент теплоотдачи, $вт/м^2 \cdot град$; A , n — экспериментальные коэффициенты, зависящие от теплофизических свойств среды; T_c — температура среды, °К; T — температура пластины, изменяющаяся во времени, °К.

Уравнение теплового баланса в дифференциальной форме для единицы площади пластины толщиной δ можно представить в виде

$$-\delta \rho c \frac{\partial T}{\partial \tau} d\tau = A(T - T_c)^{n+1} d\tau, \quad (3)$$

где ρ , c — соответственно плотность и теплоемкость материала пластины; τ — время, $сек$.

Решение уравнения (3) при $n=0$ (линейные граничные условия) имеет вид

$$\frac{T - T_c}{T_n - T_c} = \exp(-BiFo), \quad (4)$$

где T_n — температура пластины в момент $\tau=0$, °К.

При $n \neq 0$ (нелинейные граничные условия) дифференциальное уравнение (3) имеет следующее решение:

$$\frac{T - T_c}{T_n - T_c} = (1 - BiFo n)^{1/n}. \quad (5)$$

Подставив выражения (4) и (5) в уравнение (2), получим

$$p = (1 - \text{BiFo}n)^{1/n} \exp(\text{BiFo}). \quad (6)$$

Проведем анализ вводимой поправки в зависимости от значения критерия Био и числа Фурье. Для значений критерия Био $\text{Bi} \rightarrow \infty$ ($\text{Bi} > 100$) температура поверхности мгновенно становится равной температуре среды, и поправка на нелинейность граничных условий для всех значений числа Фурье равна единице.

При малых значениях критерия Био (меньше 0,1) интенсивность теплообмена определяется скоростью переноса тепла от поверхности

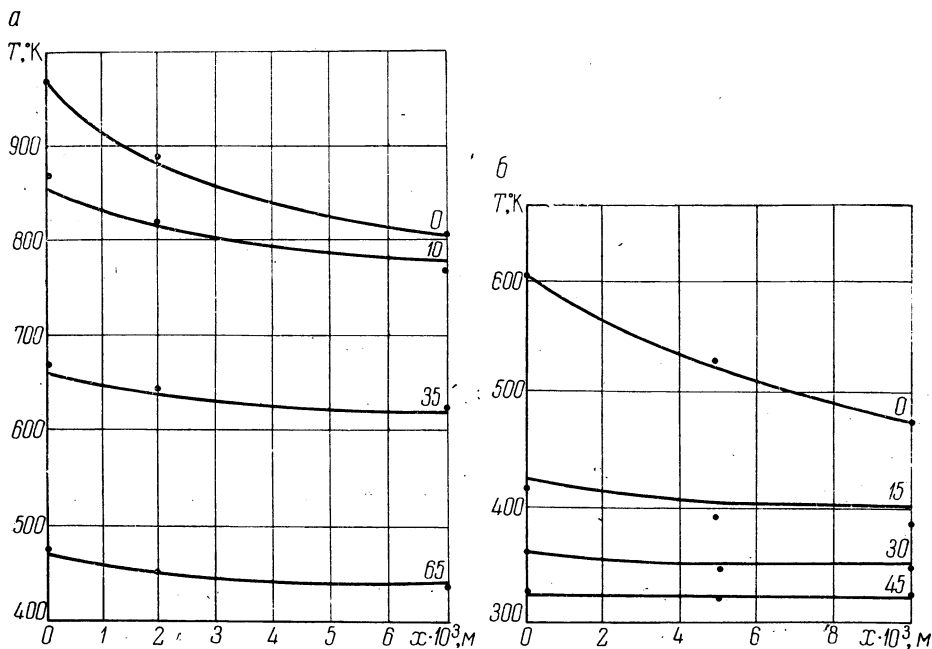


Рис. 1. Опытные и расчетные значения температурного поля охлаждаемых полого цилиндра (а) и пластины (б).
Числами обозначено время охлаждения в сек.

пластины к окружающей среде. Эффект, вызываемый нелинейностью граничных условий, будет сказываться в наибольшей степени, и величина поправки p по абсолютному значению будет минимальной.

Для значений критерия Био больше 0,1 и меньше 100 интенсивность нагревания (охлаждения) пластины определяется как скоростью переноса тепла внутри материала, так и значением коэффициента теплоотдачи. Для упрощения расчетов при этих значениях критерия Био коэффициент p может быть вычислен по следующей интерполяционной формуле:

$$p = p_1 + (1 - p_1) \frac{\text{Bi} - \text{Bi}_1}{100 - \text{Bi}_1}, \quad (7)$$

где Bi_1 — фиксированное значение критерия Био меньше 0,1; p_1 — поправка, вычисленная по формуле (6), при $\text{Bi} = \text{Bi}_1$; Bi — заданное значение критерия Био.

По приведенной методике сделан расчет температурных полей при охлаждении полого цилиндра с линейными граничными условиями и пластины с нелинейными граничными условиями при неравномерном начальном распределении температур.

На рис. 1, а и б представлены экспериментальные данные и расчет-

ные кривые изменения температуры по сечению цилиндра и пластины для различных моментов времени охлаждения. Опыты проводились на чугуном цилиндре с внешним диаметром $3 \cdot 10^{-2}$ м и внутренним $1,6 \cdot 10^{-2}$ м нагреваемом до температуры наружной поверхности 973°K , а затем охлаждаемом изнутри водой со скоростью движения $0,15$ м/сек и температурой $T_c = 283^\circ\text{K}$. Внешняя поверхность цилиндра в этот момент теплоизолировалась.

Медная пластина толщиной 10^{-2} м нагревалась с одной стороны до температуры 603°K , затем охлаждалась с другой стороны потоком водовоздушной смеси, имеющей скорость $1,1$ м/сек, при массовом расходе жидкости, равном 10 , температуре $T_c = 293^\circ\text{K}$ и угле встречи с охлаждаемой поверхностью 90° .

Температурные поля измерялись хромель-алюмелевыми термомпарами диаметром $0,2$ мм, приваренными к телам конденсаторной сваркой.

Расчет температурных кривых проводился при тех же исходных данных. Коэффициент теплоотдачи на охлаждаемой поверхности цилиндра определен из уравнения теплоотдачи для ламинарного течения жидкости ($Re < 2000$) в трубках [4] и равен 520 вт/м²·град.

Для пластины коэффициент теплоотдачи в начальный момент охлаждения имеет значение 1500 вт/м²·град. Коэффициент теплоотдачи в этом случае вычислен по эмпирической формуле, полученной из опытов по охлаждению плоской стенки водовоздушной смесью:

$$\alpha = 0,75 \Delta T^{1,1} m_{\text{ж}}^{0,9} \text{ вт/м}^2 \cdot \text{град},$$

где $m_{\text{ж}}$ — отношение массовых расходов воды и воздуха; ΔT — температурный напор на поверхности, равный разности температур пластины и охлаждающей среды.

В качестве начального для цилиндра и пластины принято параболическое распределение температур.

Порядок расчета рассмотрим на примере определения температуры охлаждаемой поверхности пластины через 15 сек после начала охлаждения. По номограммам для пластины [1] при равномерном начальном распределении температур $T(x, 0) = 603^\circ\text{K}$, критерии Био, равном $0,04$, числе Фурье $17,2$ находим относительную температуру выбранной точки $\theta_{\text{п}} = 0,49$.

Коэффициент m получим из выражения (1) на основе решений для пластины [1]. Поправка m равна $0,66$.

Коэффициент $p = 0,985$ вычислен по формуле (7) при значении $p_1 = 0,996$, определенном из выражения (6) при $n = 1$, $Bi = 0,01$. С учетом найденных поправок температура поверхности равна 404°K . Опытное значение составляет 383°K .

Литература

1. Лыков А. В. Теория теплопроводности. М., 1967.
2. Пехович А. И., Жидких В. М. Расчеты теплового режима твердых тел. Л., 1968.
3. Карслоу Г., Егер Д. Теплопроводность твердых тел. М., 1964.
4. Исаченко В. И., Осипова В. А., Сукомел А. С. Теплопередача. М., 1969.

М. М. Клаз, А. А. Ганжин, М. И. Пухтеев, И. Г. Рогачев

(Минский автомобильный завод — Белорусский филиал Энергетического института им. Г. М. Кржижановского)

ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ТЕПЛА ОТРАБОТАВШЕГО ПАРА КУЗНЕЧНЫХ МОЛОТОВ НА МИНСКОМ АВТОМОБИЛЬНОМ ЗАВОДЕ

Одним из путей экономии топлива на промышленных предприятиях является утилизация вторичных энергоресурсов — отработавшего пара, отходящих газов промышленных печей. При выборе рациональных способов использования этого тепла следует учитывать непрерывный рост тепловых нагрузок, совершенствование технологического и энергетического оборудования. При использовании тепла отработавшего пара кузнечного цеха Минского автомобильного завода учитывалось влияние этих факторов.

Основным потребителем технологического пара повышенного давления (10—12 бар) является кузнечный цех, который потребляет до 40 т/ч. Отработавший пар имеет давление до 1,5 бар [1] и содержит значительное количество тепла. Возвращается около 80% отработавшего пара, что составляет 70—80 Гдж/ч.

В течение ряда лет отработавший пар использовался для нагрева сетевой воды, возвращаемой на ТЭЦ.

Несмотря на то что нагрев обратной сетевой воды значительно ухудшал экономичность работы ТЭЦ за счет снижения выработки электроэнергии на тепловом потреблении, в целом для народного хозяйства обеспечивалась экономия топлива [3]:

$$\Delta B = \Delta Q_{0,п} [b_{т} - y(b_{3}^{к} - b_{3}^{т})] \text{ т у. т./год}, \quad (1)$$

где $\Delta Q_{0,п}$ — количество тепла отработавшего пара, необходимое для нагрева обратной воды, Гдж/ч; y — удельная выработка электроэнергии ТЭЦ на тепловом потреблении, кВт/Мвт; $b_{т}$, $b_{3}^{к}$ и $b_{3}^{т}$ — удельные расходы топлива на выработку тепла на ТЭЦ, электроэнергии соответственно по конденсационному и теплофикационному режимам, т у. т./Гдж.

С учетом уменьшения удельной выработки электроэнергии на тепловом потреблении при повышении температуры обратной воды (в среднем на 5 кВт/Мвт при повышении на 1°C [2]) величина ΔB составляет около 7000 т у. т./год, или 0,012—0,017 т у. т./Гдж, что подтверждает экономическую эффективность указанной схемы.

Схема нагрева обратной сетевой воды отработавшим паром в свое время была целесообразна, поскольку длительное время имелись резервы тепловой мощности ТЭЦ и пропускной способности тепловых сетей.

В настоящее время условия существенно изменились — непрерывно растущие потребности завода в тепле не обеспечиваются пропускной способностью тепловых магистралей, а резервы тепловой мощности ТЭЦ практически исчерпаны. В связи с этим необходимо пересмотреть схему использования тепла отработавшего пара, чтобы сократить расход сетевой воды от ТЭЦ и дополнительно обеспечить теплоснабжение новых потребителей.

Разработана и внедряется новая схема (рис. 1), предусматривающая полное использование тепла отработавшего пара непосредственно на заводе. Эта схема включает три группы водоподогревателей — для нагрева сетевой воды на отопление и вентиляцию 1, для нагрева артезианской воды на технологические нужды и горячее водоснабжение 2, для охлаждения замасленного конденсата перед фильтрами маслоочистки 3. Для перекачки сетевой воды на первом этапе используются насосы 4, уста-

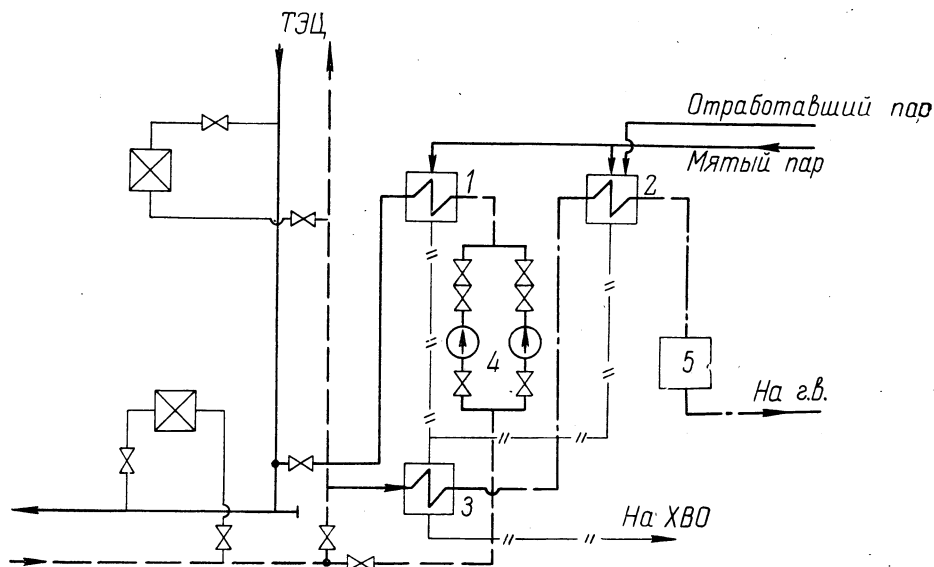


Рис. 1. Схема использования тепла отработавшего пара кузнечных молотов на Минском автомобильном заводе.

новленные в соответствии с проектом. В дальнейшем для обеспечения требуемых гидравлических режимов эти насосы могут быть заменены.

Схема работает следующим образом. Из имеющегося тепла отработавшего пара в соответствии с потребностью около 50% используется для нагрева воды в подогревателях 2 и 3. Целесообразность использования тепла для технологии и горячего водоснабжения сомнений не вызывает, отсутствуют и трудности круглогодичного использования этого тепла. Неравномерный график потребления воды на горячее водоснабжение и технологию выравнивается за счет применения аккумуляторов горячей воды 5.

Остальное тепло отработавшего пара (40 Гдж/ч) в течение всего отопительного сезона используется для нагрева сетевой воды после систем отопления и вентиляции перед поступлением ее в подающую магистраль. Максимальная температура сетевой воды при давлении пара 1,4—1,5 бар с учетом недогрева в подогревателе составляет 95—100°C.

Использование отработавшего пара по данной схеме приводит к снижению температуры сетевой воды, подаваемой в системы отопления и вентиляции группы цехов, подключенной к этой схеме. Однако это не отразится на теплоотдаче нагревательных приборов, поскольку поверхности нагрева этой группы потребителей рассчитаны на график 130—70°C (по проекту).

Расчетная тепловая нагрузка потребителей обеспечивается дополнительным расходом сетевой воды, циркулирующим в системе.

Расход сетевой воды через подогреватель определяется давлением в точке присоединения к магистрали и напорной характеристикой насоса 4. Рассчитано, что для конденсации отработавшего пара в подогревателе-

ле 1 необходимо подавать 400 м³/ч сетевой воды, что также соответствует расчетной пропускной способности указанного подогревателя.

Как показали испытания схемы, этот расход может быть обеспечен при давлении в точке присоединения к подающей магистрали 5 бар. Повышение давления в этой точке приводило к нарушению гидравлического режима и ухудшению теплоснабжения конечных потребителей.

Выполненные расчеты гидравлического режима схемы с подачей сетевой воды через подогреватель 1 показали, что для нормальной работы в период низких наружных температур потребуется заменить один из установленных нососов 14НДС. В этом случае станет возможным использование тепла отработавшего пара на заводе в течение всего отопительного сезона, независимо от гидравлического режима магистрали, что позволит подогреть сетевую воду в подогревателе 1 на 25°С.

Поскольку через подогреватель 1 проходит обратная сетевая вода, температура которой изменяется в соответствии с графиком центрального качественного регулирования и режимом работы отопительно-вентиляционных установок, температура воды, поступающей в подающую магистраль, будет изменяться, что приведет к снижению расхода сетевой воды от ТЭЦ.

При известных температурных графиках в подающей и обратной магистралях расход сетевой воды из подающей магистрали при данной схеме определяется из совместного решения уравнений:

$$G_c \tau_1 + G_n \tau_n = (G_c + G_n) \tau_{см}; \quad (2)$$

$$\tau_2 = \tau_{см} - \frac{Q \cdot 10^3}{G_c + G_n}, \quad (3)$$

где G_c , G_n — расходы сетевой воды соответственно из подающей магистрали ТЭЦ и через подогреватель 1, т/ч; τ_1 , τ_n , $\tau_{с\tau_2}$ — температуры соответственно в подающей магистрали ТЭЦ, подмешиваемой воды (после подогревателя 1), в системах отопления и вентиляции после смешения и обратной сетевой воды после систем отопления и вентиляции, °С; Q — тепловая нагрузка отопления и вентиляции группы цехов, Гдж/ч.

Решение уравнений (2) и (3) производится методом последовательных приближений.

На рис. 2 приведены результаты расчета расходов сетевой воды при центральном регулировании по отопительной нагрузке и графике 150—70°С. Линия *a* показывает изменение расхода сетевой воды из магистрали при работе указанной схемы; *b* — дополнительный расход воды на отопление и вентиляцию, нагреваемой в подогревателе 1; *в* — суммарный расход воды в системах отопления и вентиляции; *г* — расход сетевой воды на группу цехов до внедрения схемы.

На рис. 2 изображены также температурный график сетевой воды в магистрали (кривая 1) и график температур воды, подаваемой в системы отопления и вентиляции группы цехов после смешения (кривая 2). В расчетах принято, что температура обратной воды в обоих случаях изменяется в соответствии с отопительным графиком 150—70°С (кривая 3).

Из рис. 2 видно, что в течение отопительного сезона расход сетевой воды от ТЭЦ снижается в среднем на 30%. Это приводит к уменьшению расхода электроэнергии на перекачку около 1 млн. кВт·ч за сезон. С другой стороны, происходит увеличение расхода электроэнергии на перекачку во внутривзаводских сетях до 0,25 млн. кВт·ч.

Применение указанной схемы использования тепла отработавшего пара позволяет получить экономию тепла в сетевой воде за сезон около 320 тыс. Гдж. Кроме того, за счет сокращения расхода тепла от ТЭЦ

можно дополнительно подключить новых потребителей с тепловой нагрузкой до 80 Гдж/ч.

Сравнение вариантов сооружения дополнительного источника тепла (котельной) и использования тепла отработавшего пара для покрытия

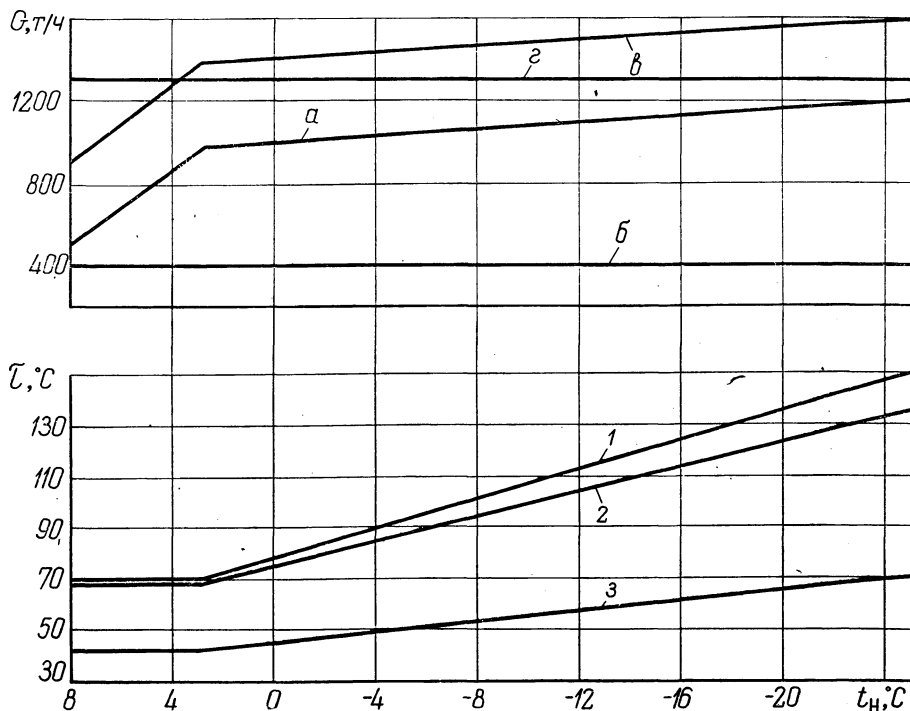


Рис. 2. Графики температур и расходов сетевой воды для группы потребителей тепла.

части тепловой нагрузки завода показывает преимущества последнего варианта. Дополнительные капиталовложения в источник тепла на эту нагрузку составят около 200 тыс. руб., а затраты на реконструкцию теплового пункта не превышают 10 тыс. руб.

Литература

1. Карабин А. И. Энергетика паровоздушных молотов. М., 1958.
2. Соколов Е. Я. Теплофикация и тепловые сети. М., 1963.
3. Методика определения выхода и экономической эффективности использования побочных (вторичных) энергетических ресурсов. М., 1972.

В. Ф. Степанчук, Э. П. Минич

(Белорусский политехнический институт — Белэнергоремналадка)

РАСПРОСТРАНЕНИЕ ТЕМПЕРАТУРНОЙ ВОЛНЫ В ТЕПЛОВЫХ СЕТЯХ

В ряде случаев при испытаниях тепловых сетей требуется определить время прохождения тепловой волной некоторого участка. Задача формулируется следующим образом: дана тепловая сеть с внутренним диаметром d и скоростью движения теплоносителя u . Заданы: распределение температуры по длине сети (на участке $0 < x < l$) в начальный момент времени $t(0, x)$ и изменение температуры в зависимости от времени $t(\tau, 0)$ для входного сечения трубопровода. Требуется найти температуру сетевой воды в любой точке для любого момента времени.

При анализе будем рассматривать задачу как одномерную, т. е. примем, что скорость потока и его температура по сечению трубы не меняются, а зависят только от координаты x и времени τ , т. е. $t = t(x, \tau)$.

Вначале рассмотрим задачу в ее простейшей постановке, т. е. будем считать, что сетевая вода вообще не теряет тепловой энергии. В этом случае рассмотрение процесса на элементарном участке тепловой сети позволяет записать следующее дифференциальное уравнение:

$$c_p u \frac{\pi d^2}{4} \gamma \frac{\partial t}{\partial x} = -c_p \frac{\pi d^2}{4} \gamma \frac{\partial t}{\partial \tau}$$

или

$$\frac{\partial t}{\partial x} = -\frac{1}{u} \cdot \frac{\partial t}{\partial \tau} \quad (1)$$

Для решения уравнения воспользуемся методом д'Аламбера, т. е. перейдем к новым переменным: $\xi = x$; $\eta = u\tau - x$. Тогда, учитывая, что

$$\frac{\partial t}{\partial x} = \frac{\partial t}{\partial \xi} \cdot \frac{\partial \xi}{\partial x} + \frac{\partial t}{\partial \eta} \cdot \frac{\partial \eta}{\partial x} = \frac{\partial t}{\partial \xi} - \frac{\partial t}{\partial \eta};$$

$$\frac{\partial t}{\partial \tau} = \frac{\partial t}{\partial \xi} \cdot \frac{\partial \xi}{\partial \tau} + \frac{\partial t}{\partial \eta} \cdot \frac{\partial \eta}{\partial \tau} = u \frac{\partial t}{\partial \eta},$$

получим

$$\frac{\partial t}{\partial \xi} - \frac{\partial t}{\partial \eta} = -\frac{\partial t}{\partial \eta}$$

или

$$\frac{\partial t}{\partial \xi} = 0.$$

Это означает, что решение уравнения (1) имеет вид

$$t = f(\eta) = f(u\tau - x). \quad (1')$$

Таким образом, в трубопроводе будет распространяться волна постоянной формы — такой же, как во входном сечении, причем для всех точек $u\tau - x = \text{const}$ температура будет одинаковой и равной температуре в начале участка в момент времени $\tau - \tau_0 = x/u$. Следовательно, скорость распространения волны в рассматриваемом случае будет равна скорости потока.

В более сложном случае будем считать, что металл трубопровода и часть его изоляции следуют за температурой сетевой воды. Причем долю тепла, аккумулированного металлом, будем считать пропорциональной теплу сетевой воды, находящейся в пределах элементарного участка. Последнее эквивалентно положению о том, что теплоемкость воды, входящей и выходящей из элементарного участка, равна c_p , в то время как теплоемкость воды, находящейся в пределах элементарного участка, как бы возросла.

Дифференциальное уравнение при этом будет иметь вид

$$c_p u \frac{\pi d^2}{4} \gamma \frac{\partial t}{\partial x} = -c_p \frac{\pi d^2}{4} \gamma \frac{\partial t}{\partial \tau} - m c_p \frac{\pi d^2}{4} \gamma \frac{\partial t}{\partial \tau}$$

или

$$\frac{\partial t}{\partial x} = - \frac{1 + m}{u} \cdot \frac{\partial t}{\partial \tau}. \quad (2)$$

Полученное дифференциальное уравнение отличается от дифференциального уравнения (1) первого случая только значением коэффициента. Совершенно очевидно, что при этом температурные волны будут распространяться без изменения их формы со скоростью, меньшей скорости потока и равной $u' = \frac{u}{1 + m}$.

Наконец, рассмотрим наиболее общий случай, когда температура металла и части изоляции следует за температурой теплоносителя и, кроме того, имеют место тепловые потери, величина которых пропорциональна разности температур теплоносителя и окружающей среды. Дифференциальное уравнение для элементарного участка при этом может быть записано следующим образом:

$$c_p u \frac{\pi d^2}{4} \gamma \frac{\partial t}{\partial x} = - \left(\gamma \frac{\pi d^2}{4} c_p + m \gamma \frac{\pi d^2}{4} c_p \right) \frac{\partial t}{\partial \tau} - K \pi d t, \quad (3)$$

где K — аналог коэффициента теплопередачи, равный коэффициенту теплопередачи только в случае стационарного режима работы тепловой сети.

В уравнении (3) отсчет температуры проводится от температуры окружающей среды. Это уравнение может быть легко приведено к следующему виду:

$$\frac{\partial t}{\partial x} = - \frac{1 + m}{u} \cdot \frac{\partial t}{\partial \tau} - \frac{K \cdot 4}{u \gamma d c_p} t \quad (3')$$

или

$$\frac{\partial t}{\partial x} = - \frac{1}{u'} \cdot \frac{\partial t}{\partial \tau} - b t. \quad (3'')$$

Здесь $u' = \frac{u}{1+m}$ — скорость распространения температурной волны;

$b = \frac{4\kappa}{\gamma u d c_p}$ — фактор, характеризующий величину относительных потерь тепла.

Для решения уравнения (3''), как и раньше, воспользуемся методом д'Аламбера, т. е. введем новые переменные: $\xi = x$; $\eta = u'\tau - x$. Тогда соотношение (3'') примет вид

$$\frac{\partial t}{\partial \xi} = bt.$$

Решением этого уравнения будет

$$t = f(\eta) e^{-bx}$$

или

$$t = f\left(\frac{u}{1+m}\tau - x\right) e^{-bx}. \quad (4)$$

Порядок расчета температуры в любой точке для любого момента времени по уравнению (4) следующий. По заданным значениям x и τ определяется время, соответствующее прохождению волны через начальное сечение тепловой сети:

$$\tau_0 = \tau - x \frac{1+m}{u}.$$

Это время определяет значение функции

$$f\left(\tau - x \frac{1+m}{u}; x\right) = f(0, \tau_0),$$

которая является заданной. Далее температура определяется как

$$t = f(0, \tau_0) e^{-bx}.$$

Если окажется, что $\tau_0 < 0$, то представляется целесообразным следующий путь расчета: из соотношения $x_{\text{нач}} - \frac{u}{1+m}\tau = 0$ определяется $x_{\text{нач}} = \frac{u}{1+m}\tau$, которое в свою очередь определяет значение функции начального распределения температуры:

$$t = f(x_{\text{нач}}, 0) \exp(-bx_{\text{нач}}).$$

Легко заметить, что при переходе к стационарному режиму работы тепловой сети $f(\tau_0, 0) = t_0$, и, следовательно,

$$t = t_0 e^{-bx}.$$

Таким образом, в рассматриваемом случае скорость распространения температурной волны не зависит от величины теплотерь и оказывается равной $u' = \frac{u}{1+m}$. Протяженность тепловых волн не изменяется, т. е. не происходит их растягивания или сжатия, уменьшается только величина температуры по длине сети.

Из рассмотренного выше анализа вытекает следующая методика определения коэффициентов b и m . Для определения b через начальный

участок посылается сравнительно плоская температурная волна. Естественно, что концевые эффекты, которые волны имеют в головной и хвостовой частях, не оказывают влияния на изменение температуры на участке «плоскогорья». Поэтому опыт, заключающийся в замере t_0 (температура «плоскогорья» во входном сечении тепловой сети) и температуры t (температура «плоскогорья» в контрольном сечении), позволяет определить величину b как

$$b = \frac{\ln t_0/t}{x}$$

Кроме того, этот же опыт позволяет определить величину теплопотерь и, следовательно, состояние изоляции. В самом деле,

$$Q_{\text{пот}} = c_p \gamma u \frac{\pi d^2}{4} (t_0 - t)$$

или

$$Q_{\text{пот}} = \frac{b \gamma u d c_p}{4} \cdot \frac{t_0 - t}{\ln t_0/t} x \pi d.$$

Порядок нахождения величины m , входящей в скорость распространения температурной волны, по опытным данным, следующий: определяется в заданном сечении температура как функция времени, т. е. на основании опытных данных о распространении температурной волны находится $t(\tau, x_{\text{оп}})$. Предварительно найденное значение b позволяет определить температуру в контрольном сечении для процесса распространения температурной волны без потерь:

$$t_0(\tau, x_{\text{оп}}) = t(\tau, x_{\text{оп}}) e^{bx}.$$

На кривой зависимости температуры во входном сечении сети находятся моменты времени, соответствующие данной температуре $t_d(\tau_0, 0)$. Тогда скорость распространения температурной волны

$$u' = \frac{x_{\text{оп}}}{\tau - \tau_0} = \frac{u}{1 + m},$$

откуда

$$m = u/u' - 1.$$

Если проделать эти расчеты на основании опытных данных для ряда значений температуры, то можно учесть также фактор деформации фронта температурной волны. Как показывает опыт, даже очень крутые температурные волны при движении по тепловой сети приобретают некоторую практически стационарную (неизменяющуюся) форму, т. е. при достаточно большой протяженности тепловой сети величина m практически не зависит от формы температурной волны на входе в тепловую сеть.

Если известны значения m и b , то определение времени, необходимого для того, чтобы поставить участок тепловой сети в заданные температурные условия, никаких затруднений не вызывает:

$$\tau = \tau_0 + \frac{x}{u'}.$$

Таким образом, проведенный в данной статье анализ может служить основой для создания оправданной методики определения тепловых потерь и расчета времени прохождения температурной волны, необходимого при испытании работы компенсаторов.

Я. С. Опман

(Институт «Белгипроторф»)

ВЛИЯНИЕ АЭРОДИНАМИЧЕСКИХ ФАКТОРОВ НА ПАРАМЕТРЫ ПРОЦЕССА В ПНЕВМОПАРОВЫХ СУШИЛКАХ

Пневмопаровые сушильные установки торфобрикетных заводов работают с переменной концентрацией торфа в воздушном потоке, что связано с изменениями влажности сырья и требуемой производительности сушилки. При этом изменяются сопротивление сети сушильной установки, режим работы вентилятора сушилки и, следовательно, расход воздуха, проходящего через сушильную систему, а также другие технологические параметры и энергетические показатели процесса. Указанные изменения параметров, связанных с аэродинамическим режимом сети и вентилятора сушилки, необходимо учитывать при разработке систем регулирования и автоматизации сушильных установок.

В данной статье приводится вывод уравнения, определяющего влияние аэродинамических условий на взаимосвязь основных параметров процесса в пневмопаровой сушилке при разомкнутой схеме сушки.

Величина объемного расхода воздуха, поступающего в сушилку,

$$V_1 = \frac{L}{\rho_1} \text{ м}^3/\text{ч}, \quad (1)$$

где L — массовый расход сухого воздуха, кг/ч.

Плотность воздуха, поступающего в сушилку при температуре t_1 и влажосодержании d_1 , определяется из выражения

$$\rho_1 = \frac{(0,775 + 1,242d_1)(t_1 + 273)}{273} \text{ кг/м}^3. \quad (2)$$

Величина полного напора вентилятора может быть записана в виде аппроксимированной аэродинамической характеристики вентилятора пневмопаровой сушилки (участок характеристик в рабочей зоне близок к прямолинейному):

$$H = a - bV_1 \text{ кг/м}^2. \quad (3)$$

Подставив формулу (2) в выражение (1), а затем в (3), получим

$$H = a - \frac{bL}{273} \frac{(0,775 + 1,242d_1)(t_1 + 273)}{273}. \quad (4)$$

Сопротивление сети вентилятора равно сумме сопротивлений участков пневмотранспорта торфа и «чистого» воздуха:

$$H = \Sigma H_{\text{п}} + \Sigma H_{\text{ч}}. \quad (5)$$

Переменную величину сопротивления участков пылепроводов при известной расчетной величине сопротивления для определенного режима $\Sigma H_{п.р}$ можно записать в виде

$$\Sigma H_{п} = \frac{V_{ср}^2 \rho_{ср} (1 + \mu_{ср})}{V_{ср.р}^2 \rho_{ср.р} (1 + \mu_{ср.р})} \Sigma H_{п.р}, \quad (6)$$

где индексы «ср» и «р» относятся соответственно к средним и расчетным значениям параметров; μ — расходная концентрация торфа в воздухе, кг/кг.

Вводим величину комплекса известных значений параметров, относящихся к определенному расчетному режиму сушки:

$$K_{п} = \frac{\rho_{ср.р} \Sigma H_{п.р}}{L_p^2 (1 + \mu_{ср.р})}. \quad (7)$$

Используя формулу (7), преобразуем выражение (6) к виду

$$\Sigma H_{п} = K_{п} \frac{L^2 (1 + \mu_{ср})}{\rho_{ср}}. \quad (8)$$

Величину сопротивления участков «чистого» воздуха по аналогии с выражением (6) можно записать так:

$$\Sigma H_{ч} = \frac{V_{ср}^2 \rho_{ср}}{V_{ср.р}^2 \rho_{ср.р}} \Sigma H_{ч.р}. \quad (9)$$

Вводим комплекс параметров

$$K_{ч} = \frac{\rho_{ср.р} \Sigma H_{ч.р}}{L_p^2}. \quad (10)$$

Используя формулу (10), преобразуем выражение (9):

$$\Sigma H_{ч} = K_{ч} \frac{L^2}{\rho_{ср}}. \quad (11)$$

После подстановки выражений (8) и (11) в формулу (5) получим

$$H = \frac{L^2}{\rho_{ср}} [K_{п} (1 + \mu_{ср}) + K_{ч}]. \quad (12)$$

Средняя плотность воздуха в сушильной системе

$$\rho_{ср} = \frac{273}{(0,775 + 1,242d_{ср})(t_{ср} + 273)}. \quad (13)$$

На основании данных испытания пневмопаровой сушилки торфобрикетного завода «Тоотси», проведенных Калининским политехническим институтом (В. М. Наумович, В. А. Петин, 1969), при разомкнутой схеме сушки средние значения влагосодержания и температуры воздуха в системе можно принять соответственно: $d_{ср} = 0,086$ кг/кг и $t_{ср} = 57^\circ\text{C}$. Тогда средняя величина плотности воздуха из выражения (13) $\rho_{ср} = 0,94$ кг/м³.

Величину средней концентрации торфа в потоке воздуха, проходящем через сушилку, можно выразить в виде следующей формулы:

$$\mu_{\text{ср}} = \frac{G_1 - 0,5W}{(1 + d_1)L + 0,5W},$$

где G_1 — количество торфа, поступающего в сушилку, кг/ч; W — количество испаряемой в сушилке влаги, кг/ч.

Выразив W через влажность исходного W_1 и подсушенного W_2 торфа, получим

$$\mu_{\text{ср}} = \frac{G_1 - 0,5 G_1 \left(\frac{W_1 - W_2}{100 - W_2} \right)}{(1 + d_1)L + 0,5 G_1 \left(\frac{W_1 - W_2}{100 - W_2} \right)}.$$

Подставив значение $\rho_{\text{ср}}$ и выражение для $\mu_{\text{ср}}$ в формулу (12), получим

$$H = \frac{L^2}{0,94} \left[\frac{K_n \left(1 + d_1 + \frac{G_1}{L} \right)}{1 + d_1 + 0,5 \frac{G_1}{L} \left(\frac{W_1 - W_2}{100 - W_2} \right)} + K_v \right]. \quad (14)$$

Приравняем выражение для H из формул (4) и (14):

$$a - \frac{bL(0,775 + 1,242d_1)(t_1 + 273)}{273} = \frac{L^2}{0,94} \left[\frac{K_n \left(1 + d_1 + \frac{G_1}{L} \right)}{1 + d_1 + 0,5 \frac{G_1}{L} \left(\frac{W_1 - W_2}{100 - W_2} \right)} + K_v \right]. \quad (15)$$

Уравнение (15) определяет связь между параметрами процесса с учетом влияния аэродинамических характеристик сети и вентилятора пневмопаровой сушилки при разомкнутой схеме сушки.

Если принять коэффициенты характеристики вентилятора (3) $a = 1055$ и $b = 0,011$ (получены при обработке опытных данных из работы [1], $W_2 = 16\%$, $d_1 = 0,01$ кг/кг, $t_1 = 25^\circ\text{C}$, то из формулы (15) получим частный вид уравнения:

$$1055 - 0,0094L - 1,063L^2 \left[\frac{K_n(1,01L + G_1)}{1,01L + 0,00595G_1(W_1 - 16)} + K_v \right] = 0.$$

Литература

1. Вебер Р. Я. Брикетирование торфа. М., 1957.

А. Н. Александров
(СКБ-3)

ТЕПЛОБМЕН В ВЫСОКОТЕМПЕРАТУРНОМ РЕБРИСТО-ЗУБЧАТОМ РЕКУПЕРАТОРЕ

Рекуператоры значительно повышают экономичность работы нагревательных печей. Поэтому очень важно во время эксплуатации обеспечить такой тепловой режим рекуператора, при котором температура подогреваемого в нем воздуха будет максимальной, а температура стенок его элементов не превысит допустимой.

Так как в производственных условиях нагрузка печей и, следовательно, рекуператора изменяется в широких пределах, поставленная цель

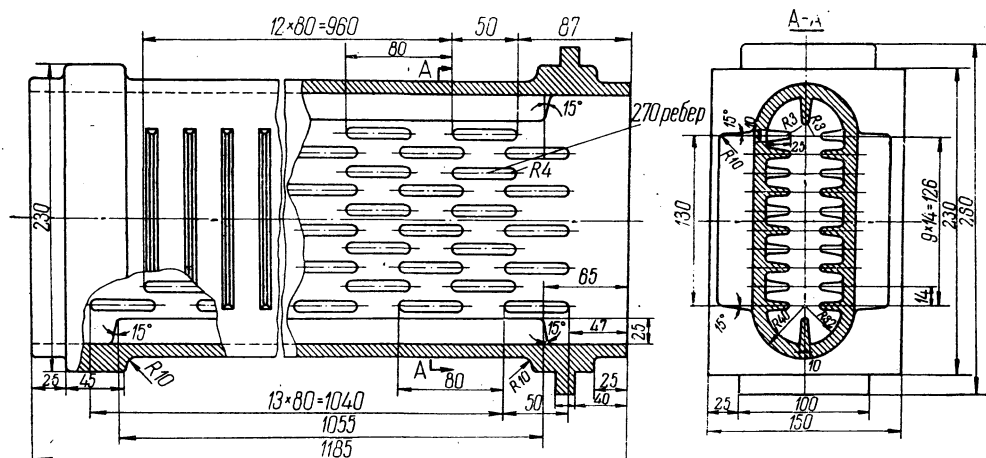


Рис. 1. Конструкция ребристо-зубчатого элемента.

достигается регулированием воздуха на разбавление дымовых газов. При программировании расхода воздуха на разбавление необходимо располагать математической моделью нагрева стенки наиболее нагреваемых участков рекуператора. Для этого требуется описать зависимости теплообмена с дымовой и воздушной сторон стенки от режимных и конструктивных параметров: расхода V_d и температуры t_d дымовых газов; расхода V_v воздуха через рекуператор; объема и геометрии предрекуператорного пространства; компоновки элементов рекуператора.

В данной статье излагается математическая модель теплообмена в ребристо-зубчатом рекуператоре, конструкция которого приведена на рис. 1, 2, а основные характеристики — в табл. 1. Для подобных рекуператоров известны [1, 2] данные по теплоотдаче лишь для низкотемпературных условий работы (температура дымовых газов до 900°C).

Анализ теплообмена по рядам показал, что в наиболее тяжелых условиях работают элементы 1-го ряда таких рекуператоров, так как с наружной стороны они подвергаются воздействию не только дымовых газов с высокой температурой, но и излучения предрекуператорного

пространства. Больше других нагреваются средние участки каждого элемента 1-го ряда. Это объясняется тем, что коэффициент теплоотдачи α_B с воздушной стороны на среднем участке ниже, чем на крайних участках, за счет теплоотдачи фланцев [2], в то время как коэффициент тепло-

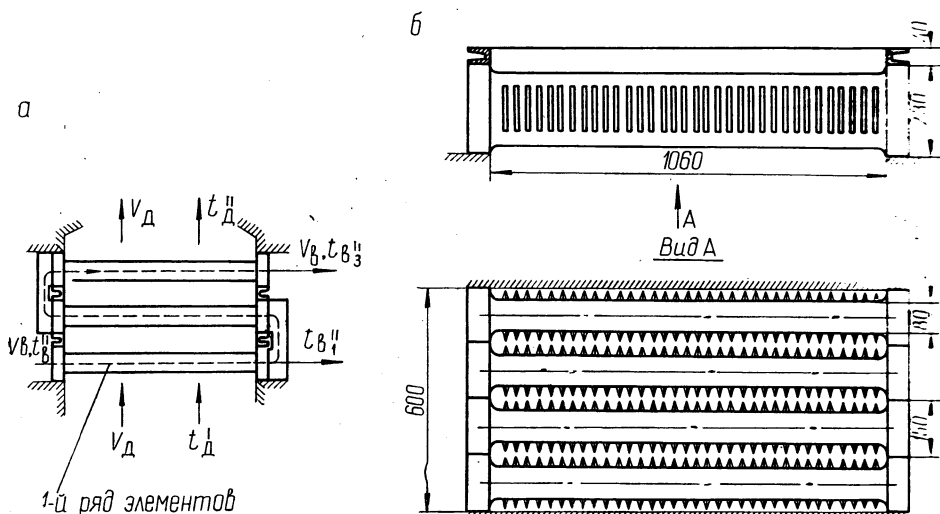


Рис. 2. Конструктивная схема рекуператора:

а — схема движения дымовых газов и воздуха; б — схема компоновки элементов 1-го ряда.

Таблица 1

Параметры и характеристики рекуператора			
конструктивные	величина	режимные	величина
Длина рабочей части элемента L , м	1,06	Температура дымовых газов t_d , °C	800—1250
Наружная поверхность элемента F_H , м ²	0,959	Температура подогрева воздуха в 1-м ряду t_B , °C	260—480
Внутренняя поверхность элемента F_B , м ²	1,206	Объем дымовых газов V_d , нм ³ /ч	800—2400
Эквивалентный диаметр* с дымовой стороны d_d , м	0,107	Объем подогреваемого воздуха V_B , нм ³ /ч	300—1300
Эквивалентный диаметр с воздушной стороны d_B , м	0,0294	Спротивление воздушного тракта при $V_B=725$ нм ³ /ч и $t_B=600$ °C, кгс/м ²	100
Количество элементов в ряду, шт.	4	Допускаемая температура стенки $t_{ст}$, °C	1050
Сечение для прохода дымовых газов S_d^{**} , м ²	0,249	Материал—сталь X18H9T	
Сечение для прохода воздуха S_B , м ²	0,0234		

Примечания: * Согласно работе [1], $d_э = \frac{4V_c}{F}$ (V_c — объем, занимаемый газом; F — поверхность, омываемая газом).

** При компоновке элементов согласно рис. 2.

отдачи с дымовой стороны α_d можно считать постоянным по всей длине элемента.

Температура стенки связана с перечисленными выше параметрами уравнением теплового баланса, которое для 1-го ряда элементов при стационарном режиме имеет вид

$$Q_{из} + \alpha_{д.к} F_H (\bar{t}_d - t_{ст}) - \alpha_B F_B (t_{ст} - \bar{t}_B) = 0, \quad (1)$$

где $Q_{из}$ — количество тепла, передаваемого элементам излучением из предрекуператорного пространства; $\alpha_{д.к}$ — конвективная составляющая теплоотдачи с дымовой стороны; $\bar{t}_д, \bar{t}_в$ — средние температуры соответственно дымовых газов и воздуха в 1-м ряду рекуператора.

В соответствии с экспериментально-аналитическим методом [3] для получения математического описания $Q_{из}, \alpha_{д.к}, \alpha_v$ были проведены эксперименты на объекте. Во время опытов фиксировались: V_v — расход воздуха, $t_{в.н}$ — начальная температура воздуха; $t_{в.к}$ — конечная температура воздуха после 1-го ряда элементов; V_r — расход газа на горение; $V_{в.г}$ — расход воздуха на горение; $V_{в.р}$ — расход воздуха на разбавление дымовых газов; $t_{д.н}$ — начальная температура дымовых газов; $t_{ст1}, t_{ст2}$ — температура стенок на средних участках двух элементов 1-го ряда. Величины $t_{д.н}, t_{в.н}, t_{в.к}$ измерялись с помощью отсасывающих термопар; $t_{ст1}, t_{ст2}$ — с помощью термопар, приваренных к нижним полукруглым поверхностям элементов.

Описание теплоотдачи с воздушной стороны производится по методике, изложенной в работе [1].

Теплоотдача с дымовой стороны происходит конвекцией и излучением. Для конвективной составляющей коэффициента теплоотдачи можно записать:

$$\alpha_{д.к} = \frac{Q_v - Q_{из}}{(\bar{t}_д - \bar{t}_{ст}) F_n}; \quad (2)$$

где $Q_v = \bar{c}_v \bar{t}_v V_v$ — количество тепла, переданного воздуху;

$$\bar{t}_д = \frac{t_{д.н} + t_{д.к}}{2}; \quad (3)$$

$t_{д.н}, t_{д.к}$ — соответственно начальная и конечная температуры дымовых газов для 1-го ряда:

$$t_{д.к} = \frac{c_{д.н} t_{д.н} V_d - (Q_v - Q_{из})}{c_{д.к} V_d}; \quad (4)$$

$c_{д.н}, c_{д.к}$ — теплоемкость дымовых газов, соответствующая начальной $t_{д.н}$ и конечной $t_{д.к}$ температурам дыма. При расчете $t_{д.к}$ по формуле (4) принималось, что тепловые потери через кладку, приходящуюся на 1 ряд элементов, пренебрежимо малы; $\bar{t}_{ст}$ — средняя температура стенки (по показаниям двух термопар); F_n — наружная поверхность элементов.

Положим, как обычно принято [5], что результирующее излучение кладки предрекуператорной зоны равно нулю. Тогда количество тепла, передаваемого от газов и кладки на металл рекуператора, равно

$$Q_{из} = \sum_{i=1}^n C_i F_{oi} \left[\left(\frac{T_d}{100} \right)^4 - \left(\frac{\bar{T}_{ст}}{100} \right)^4 \right], \quad (5)$$

где n — количество поверхностей делителей с различными угловыми коэффициентами системы кладка — металл; C_i — приведенные локальные коэффициенты излучения системы газ — кладка — i -я поверхность элемента:

$$C_i = \varepsilon_{mi} \varepsilon_r C_0 \frac{\Phi_{икл-м}^{\circ} (1 - \varepsilon_m) + 1}{\Phi_{икл-м}^{\circ} (1 - \varepsilon_r) [\varepsilon_{mi}^{\circ} + \varepsilon_r (1 - \varepsilon_{mi}^{\circ})] + \varepsilon_r}; \quad (6)$$

$\Phi_{i\text{кл-м}}^{\circ}$ — угловой коэффициент переноса энергии излучения поверхности кладки на i -ю поверхность металла; ϵ_{mi}° — эффективная степень черноты i -й поверхности металла:

$$\epsilon_{mi}^{\circ} = \frac{1}{1 + \frac{F_{oi}}{F_i} \left(\frac{1}{\epsilon_m} - 1 \right)} \quad [5]; \quad (7)$$

F_i — соответственно неровная поверхность элемента рекуператора и натянутая на нее поверхность-делитель F_{oi} , не имеющая вогнутостей в сто-

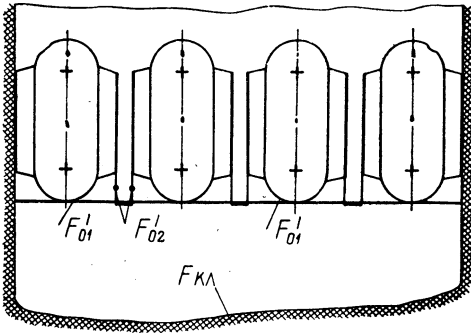


Рис. 3. Схема для расчета угловых коэффициентов системы кладка — поверхности элементов.

рону кладки; ϵ_m — степень черноты металла рекуператора; ϵ_r — степень черноты дымовых газов, определяемая содержанием в них CO_2 и H_2O :

$$\epsilon_r = 1 - \exp \left(-k_r \frac{p_{\Sigma}}{p_0} S_{\text{эф}} \right); \quad (8)$$

$p_{\Sigma} = p_{\text{CO}_2} + p_{\text{H}_2\text{O}}$ — суммарное парциальное давление CO_2 и H_2O ; k_r — суммарный коэффициент ослабления в смесях CO_2 и H_2O :

$$k_r = \left(\frac{0,78 + 1,6 \frac{p_{\text{H}_2\text{O}}}{p_0}}{\sqrt{\frac{p_{\Sigma}}{p_0} S_{\text{эф}}}} - 0,1 \right) \left(1 - 0,37 \frac{T_{\text{д.н}}}{1000} \right); \quad (9)$$

p_0 — атмосферное давление среды; $S_{\text{эф}} = \frac{3,6V_{\text{кл}}}{F_{\text{кл}}}$ — эффективная длина луча; $V_{\text{кл}}$, $F_{\text{кл}}$ — соответственно объем и поверхность предрекуператорного пространства. В наших опытах $S_{\text{эф}} = 0,66 \text{ м}$, ϵ_m принималась равной 0,8.

Расчет парциальных давлений CO_2 и H_2O производился по приведенным ниже соотношениям, полученным с учетом того, что продукты полного сгорания Дашавского газа содержат 9,6% CO_2 и 18,8% H_2O , а при влажности 60% в воздухе, идущем на горение, содержится 1,2% H_2O :

$$p_{\text{CO}_2} = \frac{10,6 \cdot 9,6 V_{\Gamma}}{V_{\text{д}}}; \quad (10)$$

$$p_{\text{H}_2\text{O}} = \frac{10,6 \cdot 9,6 V_{\Gamma} + 1,2 (V_{\text{в.г}} + V_{\text{в.р}})}{V_{\text{д}}}, \quad (11)$$

где $V_{\text{д}} = V_{\Gamma} + V_{\text{в.г}} + V_{\text{в.р}}$.

При расчете угловых коэффициентов от кладки на металл элементов последние представлялись в виде параллелепипедов (рис. 3) с нижней

поверхностью-делителем F'_{01} и двумя боковыми поверхностями-делителями F'_{02} . Считалось, что верхние цилиндрические части поверхностей элементов в теплообмене излучением с газами не участвуют. Угловой коэффициент от кладки к нижней (суммарной) поверхности элементов подсчитывается по формуле

$$\Phi_{1 \text{ кл-м}}^{\circ} = \frac{\sum_{j=1}^k F'_{01}}{F_{\text{кл}}} \quad (k = 4); \quad (12)$$

угловой коэффициент от кладки к боковым поверхностям — по формуле

$$\Phi_{2 \text{ кл-м}}^{\circ} = \frac{\sum_{p=1}^d F'_{0\text{н}}}{F_{\text{кл}}} 2\Phi_{F'_{0\text{н}}-F'_{02}} \quad (d = 3), \quad (13)$$

где $F'_{0\text{н}}$ — часть нижней поверхности-делителя, излучающей на боковые стенки элемента; $\Phi_{F'_{0\text{н}}-F'_{02}}$ — угловой коэффициент переноса энергии с поверхности $F'_{0\text{н}}$ на боковую поверхность-делитель F'_{02} .

Для данной конструкции и компоновки элементов численные значения эффективной степени черноты для их нижних и боковых поверхностей оказались равны соответственно: $\epsilon_{\text{м}1}^{\circ} = 0,81$ и $\epsilon_{\text{м}2}^{\circ} = 0,995$; угловые коэффициенты $\Phi_{1 \text{ кл-м}}^{\circ} = 0,106$ и $\Phi_{2 \text{ кл-м}}^{\circ} = 0,0112$; поверхности-делители $F_{01} = \sum_{j=1}^k F'_{0\text{м}} = 0,575 \text{ м}^2$ и $F_{0\text{н}} = \sum_{p=1}^d F'_{0\text{н}} = 0,063 \text{ м}^2$.

Для рассматриваемой конструкции рекуператора количество тепла, передаваемого излучением элементам 1-го ряда, рассчитанное по приведенным выше соотношениям, составляет в различных опытах от 20 до 50%.

В результате обработки результатов опытов методом наименьших квадратов получены следующие критериальные зависимости для теплоотдачи конвекцией с воздушной и дымовой сторон 1-го ряда элементов рекуператора:

$$\left. \begin{aligned} \text{Nu}_\text{в} &= 0,0311 \text{ Re}_\text{в}^{0,723}, \quad 10\,000 \geq \text{Re}_\text{в} \geq 2000; \\ \text{Nu}_\text{в} &= 0,0607 \text{ Re}_\text{в}^{0,647}, \quad 15\,000 \geq \text{Re}_\text{в} \geq 10\,000; \\ \text{Nu}_\text{д} &= 0,0195 \text{ Re}_\text{д}^{1,326}, \quad 7000 \geq \text{Re}_\text{д} \geq 2000. \end{aligned} \right\} \quad (14)$$

Зависимость $\text{Nu}_\text{д} = 0,0195 \text{ Re}_\text{д}^{1,326}$ показана на рис. 4, из которого видно, что разброс экспериментальных данных по теплоотдаче конвекцией для дымовой стороны значителен. Учет излучения дыма на верхние части элементов не уменьшает рассеяния, так как количество тепла, передаваемого излучением дымовых газов, незначительно ввиду небольших значений $S_{\text{эф}}$. Такое рассеяние объясняется недостаточной точностью измерения температуры стенок рекуператора [4] и высокой чувствительностью коэффициента теплоотдачи с дымовой стороны к погрешности измерения температуры стенки. Так, максимальная разность температур стенки в опытах составила 80°C , а средняя разность по множеству всех опытов — 37°C . Уравнения (1), (5)—(13) и зависимости (14) представляют математическую модель теплообмена в ребристо-зубчатом рекуператоре.

В качестве критерия для оценки точности полученной модели принята величина

$$I_j = (\bar{t}_{стj}^э - t_{стj}^р),$$

где $j=1, 2, \dots, m$ — количество опытов; $\bar{t}_{стj}^э$ — средняя температура стенки, полученная в эксперименте; $t_{стj}^р$ — температура, рассчитанная по уравнению (1) для условий j -го опыта. Значения критерия находятся в пределах $40^\circ\text{C} \geq I_j \geq 0$, а среднее значение $\bar{I} = 17^\circ\text{C}$.

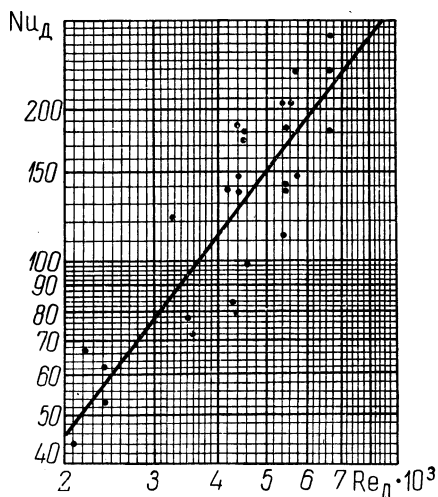


Рис. 4. Теплоотдача конвекцией с дымовой стороны 1-го ряда элементов.

Полученная математическая модель теплообмена позволяет рассчитывать температуру стенки рекуператора для любой совокупности входных параметров с точностью не ниже 40°C , что достаточно для практических целей.

Литература

1. Тебеньков Б. П. Рекуператоры для промышленных печей. М., 1967.
2. Щербаков А. З., Жирнов Н. И. Теплопередача и аэродинамическое сопротивление чугунного ребристо-зубчатого воздухоподогревателя. — «Теплоэнергетика», 1954, № 8.
3. Дудников Е. Г и др. Построение математических моделей химико-технологических объектов. Л., 1970.
4. Тебеньков Б. П. Исследование теплообмена в игольчатых рекуператорах. — «Сталь», 1954, № 11.
5. Ключников А. Д., Иванцов Г. П. Теплопередача излучением в огнетехнических установках. М., 1970.

А. И. Козлов

(Белорусский политехнический институт)

ВОПРОСЫ ПЕРЕНОСА ТЕПЛА В РАСПЛАВЕ СТЕКЛА

Для правильного построения технологии варки и расчетов производительности стекловаренных печей необходимо знание процессов распространения тепловых потоков внутри расплава. Данные о процессах передачи тепла также нужны при выборе геометрии (глубины) ванного бассейна. В настоящее время имеется ограниченное число работ, посвященных анализу теплообмена внутри расплава [1, 2]. Отчасти это объясняется трудностью проведения экспериментов на действующих агрегатах, сложностью природы процесса переноса тепла в стекломассе и отсутствием данных по теплофизическим (термотранспортным) параметрам в области высоких температур.

Трудности математического описания температурных полей состоят в том, что, помимо обычных конвективных потоков, на процессы передачи тепла накладывается перенос тепла излучением. Система интегрально-дифференциальных уравнений, описывающих теплообмен, становится нелинейной и трудно поддается решению.

Интенсивность теплового потока, или параметр $\theta = \frac{T(x, \tau)}{T_0}$, в стекле в общем виде зависит от следующих величин:

$$\theta = f [T_{ст}, \mu, \rho, \omega, (\rho\beta), x, K_{\Sigma}, a], \quad (1)$$

где μ и ρ — соответственно кинематическая вязкость и плотность расплава; ω — выработанный поток стекломассы [3]; $(\rho\beta)$ — подъемные силы расплава; x — координата слоя; K_{Σ} — суммарный коэффициент поглощения стекломассы; a — коэффициент температуропроводности расплава.

Как показали исследования, в свою очередь величина $a = f(T, x)$.

Учитывая, что стекло является лучепрозрачным (теплоизлучающим) материалом, в расчеты коэффициента температуропроводности, по-видимому, надо вводить понятие эффективного коэффициента теплопроводности $\bar{\lambda}_{\Sigma}$, равного [1]

$$\bar{\lambda}_{\Sigma} = \lambda_{\phi} + \lambda_{\phi, \tau}^{пр} + \lambda_{\phi, \tau}^{вн} = f(t), \quad (2)$$

где λ_{ϕ} — фотонная теплопроводность; $\lambda_{\phi, \tau}^{пр}$ — фотонная теплопроводность пропускания; $\lambda_{\phi, \tau}^{вн}$ — внутренняя фотонная теплопроводность.

Как видно из уравнения (1), температурные характеристики расплава зависят от многих величин, которые в свою очередь также трудно оценить в зависимости от температуры и координат измерения. Поэтому имеет определенный смысл разработка экспериментальных методов определения величины тепловых потоков и температурных градиентов в расплавленной стекломассе.

Тепловой поток внутри расплава при передаче его от слоя к слою можно записать в форме закона Бугера:

$$I = I_0 e^{-K_{\Sigma} x},$$

где I_0 — интенсивность излучения на верхней границе слоя; K_{Σ} — суммарный коэффициент поглощения слоя ($x_1 - x_2$).

Используя метод Гейфкена, можно написать уравнение передачи тепла на большом расстоянии от границ:

$$I_0 = -4\pi n^2 \int_0^{\infty} \left[\frac{1}{3K_{\Sigma}} \left(\frac{\partial E}{\partial x} \right)_a + \frac{1}{5K_{\Sigma}^3} \left(\frac{\partial E}{\partial x^2} \right)_a + \dots \right] d\lambda,$$

где n — коэффициент преломления стекла; x — координата, измеренная в направлении, перпендикулярном к пограничной поверхности; E — спектральная интенсивность излучения; λ — длина волны. Индекс « a » показывает, что все параметры относятся к слою на глубине x_a при $T^{\circ}\text{K}$.

В условиях устойчивого состояния ($I_a = \text{const}$) можно написать:

$$I_a = \text{const} = -\frac{4\pi n^2}{3} \left(\frac{\partial T}{\partial x} \right)_a \int_0^{\infty} \frac{1}{K_{\Sigma}} \left(\frac{\partial E}{\partial T} \right)_a d\lambda \dots \quad (3)$$

при

$$\frac{\partial E}{\partial x} = \frac{\partial E}{\partial T} \cdot \frac{\partial T}{\partial x}.$$

Так как поток энергии I_a и температурный градиент $\frac{\partial T}{\partial x}$ пропорциональны, то по аналогии с передачей тепла в твердых телах можно написать:

$$\lambda_{\text{луч}} = \frac{4\pi n^2}{3} \int_0^{\infty} \frac{1}{K_{\Sigma}} \left(\frac{\partial E}{\partial T} \right) d\lambda,$$

где

$$\lambda_{\text{луч}} = \lambda_{\text{ф.т.}}^{\text{пр}} + \lambda_{\text{ф.т.}}^{\text{вн}}.$$

После ряда преобразований формулы (3) получим

$$\lambda_{\text{луч}} = \frac{16}{3} \cdot \frac{n^2 \sigma}{K_{\Sigma}} T_a^3 \varphi, \quad (3')$$

где σ — постоянная Стефана—Больцмана; φ — коэффициент, учитывающий влияние краевых эффектов.

Записав выражение (2) для подсчета $\bar{\lambda}_{\Sigma}$ в виде

$$\lambda_{\Sigma} = \sum_0^n a_i \lambda_{oi} (1 + 0,00095 t) + \frac{16}{3} \cdot \frac{n^2 \sigma}{K_{\Sigma}} T_a^3 \varphi,$$

где a_i — весовая часть; λ_{oi} — коэффициент фотонной теплопроводности соответствующего окисла (для важнейших окислов λ_i вт/м·град равен:

SiO₂ — 0,974; Na₂O — 0,282; CaO — 0,406; MgO — 0,790; Al₂O₃ — 0,644; FeO — 0,600), можно по аналогии с законом Фурье для твердых тел рассчитать \bar{T} для расплавов стекол:

$$\bar{T} = -\lambda_{\Sigma} \frac{\partial T}{\partial x}.$$

Несмотря на кажущуюся простоту этого уравнения, пользоваться им все же затруднительно (трудности связаны с подсчетом λ_{Σ}). Ввиду сложности механизма фотонной теплопроводности, особенно для расплава стекла, подсчет $\lambda_{\text{луч}} = \lambda_{\text{ф.т}}^{\text{пр}} + \lambda_{\text{ф.т}}^{\text{вн}}$ весьма усложнен. И не случайно в литературе имеется очень мало данных по значениям $\lambda_{\text{луч}}$ [1]. К тому же выражение (3) было решено при ряде допущений и получено для бесконечного тела.

Величину теплового потока q (интенсивности излучения) в расплаве стекла можно оценить по величине эффективного коэффициента теп-

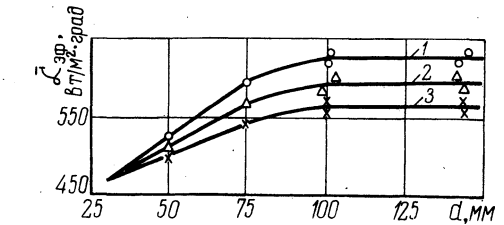
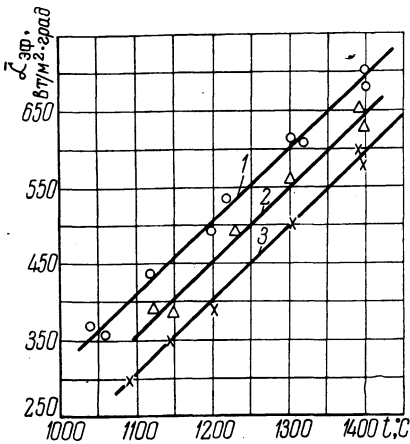


Рис. 2. Изменение коэффициента теплоотдачи $\alpha_{\text{эф}}$ в зависимости от толщины слоя стекла:
1 — стекло № 1; 2 — стекло № 2; 3 — стекло № 3.

Рис. 1. Изменение коэффициента теплоотдачи $\bar{\alpha}_{\text{эф}}$ в зависимости от расплава стекла:
1 — стекло № 1; 2 — стекло № 2; 3 — стекло № 3.

лоотдачи $\bar{\alpha}_{\text{эф}}$, подсчитанного по термограммам специальных α -калориметров, помещаемых непосредственно в стекломассу.

Для точной оценки температурных полей $t_{\text{пов}}$ α -калориметры были выполнены в форме Архимедова цилиндра ($D=H$) из стали X18H9T [4]. Подсчет $\bar{\alpha}_{\text{эф}}$ производился методом графического интегрирования в пределах отрезков времени $\Delta\tau$, где предполагалось существование регулярного режима. Полученные данные суммировались и обрабатывались на ЭВМ «Проминь».

Подсчет $\bar{\alpha}_{\text{эф}}$ производился методом теплового баланса по формуле

$$\bar{\alpha}_{\text{эф}}(t_{\text{ст}} - t_{\text{пов}}) F d \tau = G c d t_{\text{м}},$$

где G — вес образца, кг; c — теплоемкость образца, дж/кг·град; F — поверхность образца, м².

Величина $\bar{\alpha}_{\text{эф}}$ в зависимости от температуры расплава для трех испытанных марок стекол показана на рис. 1. Как видно из рис. 1, с ростом температуры расплава величина $\bar{\alpha}_{\text{эф}}$ растет.

Удельный тепловой поток q от расплава к α -калориметру равен

$$\bar{T} = K(t_{\text{ст}} - t_{\text{гов}}), \quad (4)$$

где K — коэффициент теплопередачи от расплава внутрь α -калориметра, $вт/м^2 \cdot град$. Применительно к нашему случаю

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{эф}} + R + \frac{S}{K_2 \lambda}}, \quad (5)$$

где R — эффективное сопротивление промежуточной корочки, $м^2 \cdot град/вт$; K_2 — коэффициент усреднения теплового потока по сечению α -калориметра, зависящий от режима нагрева.

Эксперименты показали, что толщина промежуточной корочки, а значит, и величина R пропорциональны размерам α -калориметров и с уменьшением толщины образца $R \rightarrow 0$. Значит, если мы будем иметь зависимость $\alpha = f(d)$, то сможем найти действительные (теоретические) значения коэффициентов теплоотдачи α_0 (здесь d — толщина образца).

Путем обработки данных различных по размерам α -калориметров в расплавах стекол было получено следующее уравнение для подсчета $\alpha_{эф}$ в зависимости от диаметра нагреваемых заготовок:

$$\bar{\alpha}_{эф} = \alpha_0 d^{-n} = 1580 d^{-0,2706}. \quad (6)$$

Предел ошибок примерно равен 1,4% в диапазоне $d = 10-100$ мм и температур $T = 1573-1600^\circ K$.

Из уравнения (6) видно, что $\alpha_0 = 1500$ $вт/м^2 \cdot град$. Подставив величину α_0 в уравнение (5) при $R = 0$ и затем величину K в выражение (4), можно определить тепловые потоки на любой глубине стекломассы. В сочетании с измеренным ΔT можно получить все необходимые тепловые параметры для расчетов процессов варки стекла.

При невозможности проведения измерений с помощью α -калориметров в ванне печи опыты по определению величины \bar{T} можно проводить на лабораторных установках. Однако в этом случае в расчеты по определению теплового потока необходимо вводить поправку на величину краевых эффектов φ , входящих в уравнение (3), для подсчета $\lambda_{луч}$.

На рис. 2 показано изменение $\bar{\alpha}_{эф}$ в зависимости от толщины расплава для различных стекол. Как видно из рис. 2, для всех марок стекол при толщине расплава более 100 мм величина $\alpha_{эф} \approx const$.

Применительно к нашим условиям $\varphi = 1$ при $x \geq 100$ мм, $\varphi = 0,72-0,75$ при $x = 50$ мм и $\varphi = 0,9-0,88$ при $x = 70$ мм.

Литература

1. Ромашин А. Г. Теплопроводность прозрачных материалов. — «Теплофизика высоких температур», 1969, т. 7, № 4.
2. Хрусталева Б. А. Радиационные свойства твердых тел. — ИФЖ, 1970, т. XVIII, № 4.
3. Соколов А. А. Расчет течения рабочего потока стекломассы в ваннных печах. — «Стекло и керамика», 1967, № 2.
4. Козлов А. И., Акименко А. Д., Скворцов А. А. Особенности процесса теплоотдачи при нагреве стальных заготовок в расплавленном стекле. — «Изв. вузов». Черная металлургия, 1965, № 7.

В. К. Судиловский

(*Минский энергетический техникум*)

ОБ ИЗМЕРЕНИИ МАССОВОГО ПАРСОДЕРЖАНИЯ ВЛАЖНОГО ПАРА ДИЭЛЬКОМЕТРИЧЕСКИМ МЕТОДОМ

Измерение массового паросодержания влажного водяного пара имеет большое значение как для обеспечения оптимального протекания и регулирования технологических процессов в паро- и турбогенераторах, так и для изучения теплообмена и механизма течения пароводяной смеси. Это обусловило появление значительного количества различных способов определения паросодержания [1, 2], из которых привлекают внимание рядом существенных достоинств методы, основанные на различии электрических параметров воды и водяного пара. При этом предпочтительнее диэлькометрический метод, вследствие того что зависимость диэлектрической проницаемости от паросодержания значительно меньше проводимости подвержена влиянию посторонних факторов.

В настоящее время имеется как положительный опыт использования диэлькометрического метода [3, 4], так и отрицательный [5]. Представляется, что более широкое применение данного метода затруднено из-за недостатка данных по измерению диэлектрической проницаемости влажного пара при различных давлениях и массовых паросодержаниях, необходимых для правильного выбора аппаратуры и методики измерений.

Влажный пар представляет гетерогенную систему, в которой диэлектрическая проницаемость смеси не является простой функцией диэлектрических проницаемостей ее компонентов. Отклонение электрических параметров гетерогенных систем от закона объемно-долевой аддитивности вызывается рядом факторов, влияющих на поляризацию, и прежде всего процессами молекулярной диссоциации, формой и размерами частиц дисперсной фазы.

Влажный пар может иметь совершенно различную структуру в зависимости от его параметров. В первом приближении его можно рассматривать как статистическую смесь, в которой частицы распределены, не образуя никаких регулярных структур, и использовать для расчета его диэлектрической проницаемости формулу В. И. Оделевского [6]. Применительно к влажному пару эта формула имеет вид

$$\epsilon_{см} = \frac{\epsilon_n(3\varphi - 1) + \epsilon_v(2 - 3\varphi)}{4} + \sqrt{\frac{[\epsilon_n(3\varphi - 1) + \epsilon_v(2 - 3\varphi)]^2}{16} + \frac{\epsilon_n\epsilon_v}{2}}, \quad (1)$$

где ϵ_n и ϵ_v — соответственно диэлектрическая проницаемость пара и воды.

Зависимость диэлектрической проницаемости влажного пара от истинного объемного паросодержания при давлениях 49, 98, 160 и 210 бар, рассчитанная по формуле (1), показана на рис. 1 сплошными линиями.

Учитывая возможность отклонения диэлектрической проницаемости пароводяной смеси от зависимости (1), на рис. 1 штрих-пунктирными

линиями показано изменение диэлектрической проницаемости, соответствующее закону объемно-долевой аддитивности:

$$\epsilon_{см} = \epsilon_n \varphi + \epsilon_b (1 - \varphi).$$

С повышением давления пара разность значений диэлектрической проницаемости воды и водяного пара заметно убывает. Это приводит к уменьшению относительного изменения диэлектрической проницаемости пароводяной смеси во всем диапазоне истинных объемных паросодержаний (см. рис. 1). Однако на данном основании нельзя делать вывод, что с увеличением параметров пара разрешающая способность (чувствительность) диэлькометрического способа измерения массового паросодержания также уменьшается.

Выясним причину этого явления. Для этого рассмотрим, в какой связи с истинным объемным паросодержанием и диэлектрической проницаемостью смеси $\epsilon_{см}$ находится вторая важнейшая характеристика потока — расходное массовое паросодержание x .

Как видно из рис. 2, построенного по данным работы [7] с учетом равенства скоростей обеих фаз, истинное объемное паросодержание находится в своеобразной зависимости от массового паросодержания и давления:

1) при данном давлении пара φ существенно возрастает в области малых значений x и медленно растет в области больших значений x ;

2) с понижением давления указанная тенденция проявляется более четко, причем область массовых паросодержаний, где наблюдается минимальное изменение φ , возрастает, а область максимального изменения φ сокращается.

Учитывая монотонность функции $\varphi = f(x)$ и ее определенную симметрию, границей областей с минимальным и максимальным изменением истинного объемного паросодержания следует считать геометрическое место точек, где частная производная первого порядка

$$\left(\frac{\partial \varphi}{\partial x} \right)_{p=\text{const}} = \frac{a}{[(1-a)x + a]^2} \quad (3)$$

обращается в единицу. Причем граничное значение массового паросодержания

$$x_{гр} = \frac{1}{a^{-1/2} + 1}. \quad (4)$$

Указанная зависимость истинного объемного паросодержания от расходного объясняется как различием удельных объемов воды и во-

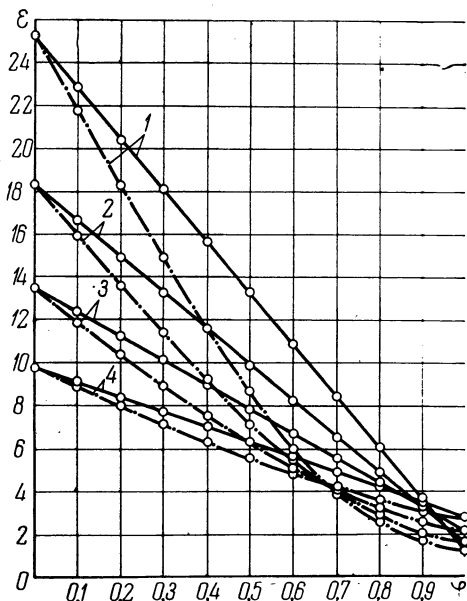


Рис. 1. Зависимость диэлектрической постоянной влажного пара от истинного объемного паросодержания при различных давлениях:

1 — 49 бар; 2 — 98 бар; 3 — 160 бар; 4 — 210 бар.

дяного пара, так и характером изменения последних на линии насыщения. Более подробное изучение этой зависимости вскрывает некоторые интересные факты.

Скорость изменения истинного объемного паросодержания, характеризующая производной $\frac{\partial \varphi}{\partial x}$ [уравнение (3), рис. 3], максимальна при $x \rightarrow 0$ и в пределе при $x=0$ равна $\frac{1}{a}$, т. е. отношению удельного объема пара к удельному объему воды на линии насыщения. С повышением

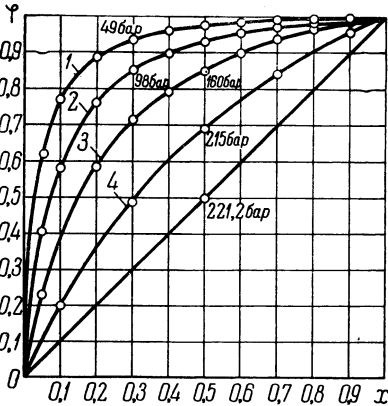


Рис. 2. Зависимость истинного объемного паросодержания от массового при различных давлениях пара:

1 — 49 бар; 2 — 98 бар; 3 — 160 бар;
4 — 210 бар.

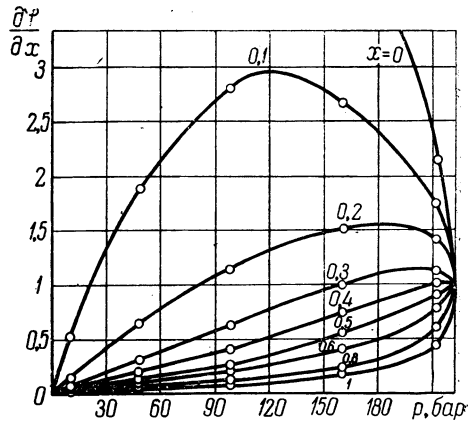


Рис. 3. Зависимость скорости изменения истинного объемного паросодержания от давления при различном массовом паросодержании.

массового паросодержания максимум скорости изменения φ уменьшается по величине и смещается в сторону более высоких давлений, при этом давление, однозначно определяемое по коэффициенту a , и массовое паросодержание связаны друг с другом следующим соотношением:

$$x = \frac{a}{1 + a}, \quad (5)$$

которое получается из условия равенства нулю частной производной $\frac{\partial}{\partial a} \left(\frac{\partial \varphi}{\partial x} \right)$. При паросодержании $x \geq 0,5$ максимальная скорость изменения φ достигается в критической точке и равна единице. Минимальная скорость изменения φ наблюдается при $x \rightarrow 1$ и в пределе при $x=1$ равна a . Обращает на себя внимание и тот факт, что при $x \geq 0,5$ во всем диапазоне давления с повышением последнего скорость изменения φ возрастает.

Необходимо отметить, что при рассмотрении зависимости $\varphi = f(x, p)$ не учитывалась относительная скорость пара, которая только при высоких давлениях приближается к нулю. Однако это приводит лишь к некоторому завышению значений и скорости изменения φ с уменьшением давления пара и ни в коем случае не изменяет характер исследованной зависимости.

Расчетные данные по диэлектрической проницаемости пароводяной смеси в зависимости от массового паросодержания при давлениях 49, 98, 160 и 210 бар сведены в табл. 1.

$\frac{p}{\epsilon}$	x											
	0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0	
49	25,2	2,64	2,10	1,50	1,43	1,39	1,37	1,355	1,34	1,33	1,35	
	25,2	6,67	4,08	3,00	2,44	2,10	1,85	1,67	1,54	1,43	1,35	
98	18,3	5,61	3,27	2,54	2,19	2,05	1,91	1,83	1,77	1,73	1,70	
	18,3	8,57	5,66	4,27	3,22	2,91	2,52	2,24	2,02	1,84	1,70	
160	13,5	7,69	6,025	4,69	3,60	2,85	2,59	2,41	2,26	2,18	2,1	
	13,1	9,06	6,77	5,39	4,45	3,79	3,29	2,89	2,57	2,32	2,1	
210	9,74	8,17	6,71	5,75	4,89	4,32	3,87	3,52	3,23	2,99	2,8	
	9,74	8,39	7,32	6,38	5,63	4,99	4,43	3,95	3,52	3,14	2,8	

Рис. 1 отражает зависимость, приведенную в табл. 1. Анализ этой зависимости показывает следующее:

1) при данном давлении пара $\epsilon_{см}$ существенно изменяется в области малых значений x и незначительно — в области больших значений x ;

2) с понижением давления указанная тенденция проявляется более отчетливо, причем область массовых паросодержаний, где наблюдается существенное изменение $\epsilon_{см}$, сокращается, а область минимального изменения $\epsilon_{см}$ увеличивается.

Как в том, так и в другом случае характер изменения в зависимости от x определяется в основном показанной выше своеобразной связью ϕ и x и мало зависит от вида функции $\epsilon_{см} = f(\phi)$, что хорошо видно из сравнения рис. 1, 2 и 4. Поэтому и в данных условиях границей областей с максимальным и минимальным изменением $\epsilon_{см}$ можно с достаточной точностью считать линию $x_{гр} = \frac{1}{a^{-1/2} + 1}$.

Следует отметить, что при паросодержаниях $x > x_{гр}$ с повышением давления величина диэлектрической проницаемости смеси и ее относительное изменение возрастают. Увеличение диэлектрической проницаемости смеси в этой области обусловлено возрастанием диэлектрической проницаемости пара. Увеличение же относительного изменения $\epsilon_{см}$ при этом объясняется более высоким значением частной производной $\frac{\partial \phi}{\partial x}$.

Так как для определения влажности пара диэлькометрическим (емкостным) способом измеряют диэлектрическую проницаемость смеси, то на основании исследованной выше зависимости $\epsilon_{см}$ от x можно констатировать следующее.

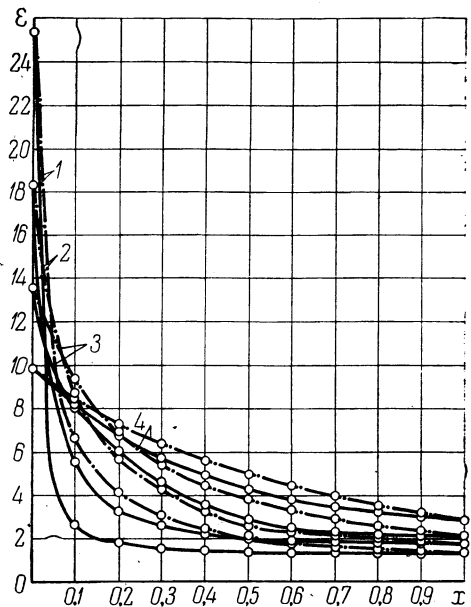


Рис. 4. Зависимость диэлектрической проницаемости влажного пара от массового паросодержания при различных давлениях:

1 — 49 бар; 2 — 98 бар; 3 — 160 бар; 4 — 210 бар.

Диэлькометрический (емкостный) способ измерения влажности (паросодержания) пара обладает минимальной разрешающей способностью (чувствительностью) в области больших массовых паросодержаний $x > x_{гр}$. При этом с повышением давления разрешающая способность способа при прочих равных условиях увеличивается, и наоборот, с уменьшением давления — уменьшается.

Изложенное в равной мере относится и к радиоинтерференционному способу определения влажности пара, поскольку он также базируется на измерении $\epsilon_{см}$.

Шкала прибора для измерения расходного паросодержания в широком диапазоне значений x будет неравномерной.

Диэлькометрический способ измерения паросодержания уже нашел применение в системах регулирования прямоточных парогенераторов и для измерения влажности пара в турбинных ступенях в лабораторных условиях.

Крайне важным является также освоение методов измерения влажности пара в последних ступенях стационарных турбин, что позволит, в частности, контролировать экономичность работы ЧНД турбин по непосредственному замеру параметров отработавшего пара. Однако течение потока в последних ступенях характеризуется большой неравномерностью распределения влаги и скоростей (расхода) пара по радиусу ступени. Поэтому для получения средневзвешенной по расходу влажности пара требуется одновременное измерение как влажности, так и скоростей потока в отдельных сечениях.

Возможность использования для этой цели емкостного датчика паросодержания предполагается проверить на Минской ТЭЦ-3. При этом датчик паросодержания будет жестко крепиться на многоканальном зонде ВТИ дисковой конструкции, позволяющем с высокой точностью определять углы и скорости потока в меридиональном и окружном направлениях.

Литература

1. Гриффен Л. А., Судиловский В. К. Способы получения импульса по влажности пара. — «Вестник КПИ». Теплоэнергетика, 1964, № 1.
2. Ермашов Н. Н., Марков Н. М. Разработка приборов для определения степени влажности пара. — «Изв. вузов». Энергетика, 1965, № 8.
3. Головин В. А., Заниц А. И., Казинцев Ф. Д. Методика исследования моделей последних ступеней турбины на влажном паре. — «Теплоэнергетика», 1965, № 3.
4. Новохацкий Е. М. Влияние диаметра трубы на структуру потока в двухфазной жидкости, движущейся в вертикальных трубах. — «Изв. вузов». Энергетика, 1961, № 4.
5. Фурсенко В. Ф. Исследование некоторых способов определения качества пара. — В кн.: «Тр. РИИЖТА». Вып. 24. М., 1958.
6. Оделевский В. И. Расчет обобщенной проводимости гетерогенных систем. — ЖТФ, 1951, т. 21, № 6.
7. Стырикович М. А., Катковская К. Я., Серов Е. П. Парогенераторы электростанций. М.—Л., 1966.

Е. Г. Мигуцкий

(Белорусский политехнический институт)

ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕПЛОТДАЧИ В ВОДОВОЗДУШНЫХ ПОТОКАХ

В настоящее время интенсификации процессов теплообмена уделяется большое внимание. Одним из способов увеличения коэффициента теплоотдачи при использовании газового теплоносителя является впрыск воды и использование, таким образом, в качестве теплоносителя водогазовой смеси.

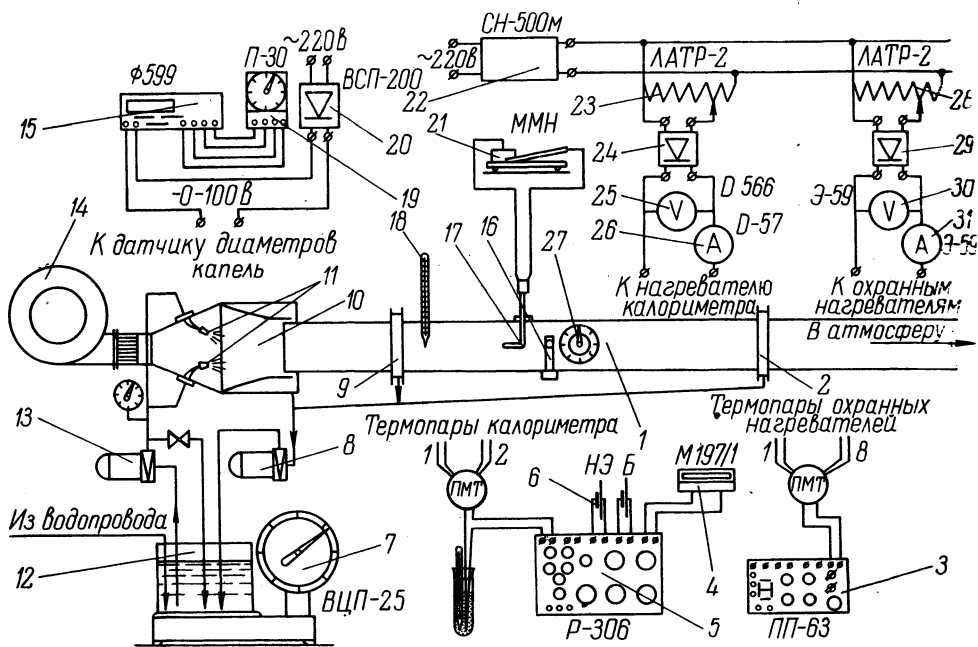


Рис. 1. Схема экспериментальной установки.

В настоящей статье описывается экспериментальная установка для определения коэффициента теплоотдачи от водовоздушной смеси, приведены некоторые результаты экспериментов и дано сравнение коэффициентов теплоотдачи для водовоздушной смеси с коэффициентами теплоотдачи для чистого воздуха и воды при тех же числах Re .

Схема экспериментальной установки изображена на рис. 1. Воздух в установку подается высоконапорным вентилятором 14. Сначала он поступает в смешительную камеру 10, в которую форсунками 11 впрыскивается вода. Вода к форсункам подается насосом 13 типа «Кама-2М». Количество впрыснутой воды измеряется весами 7 типа ВЦП-25.

Из смешительной камеры водовоздушная смесь поступает в рабочий участок 1 установки. Рабочий участок длиной 1,5 м и сечением $0,1 \times 0,15$ м

изготовлен из стеклотекстолита. Перед рабочим участком и за ним установлены камеры 9 и 2 для улавливания воды, движущейся по стенкам канала. Вода, осевшая на стенках смесительной камеры 10 и уловленная камерами 9 и 2, насосом 8 типа «Кама-2М» возвращается в расходный бак 12. Температура водовоздушной смеси перед рабочим участком измеряется термометром 18 с ценой деления 0,2°С.

В рабочем участке установлены: пневмометрическая трубка 17, датчик 16 для измерения диаметров капель воды в потоке, калориметр с охранными нагревателями 27. Измерение скорости потока производится пневмометрической трубкой 17 и микроманометром 21 с ценой деления 0,02 мм вод. ст.

Для определения диаметров капель используется метод, предложенный Виксом и Даклером [2]. В датчике использованы стальные иглы с напаянными платиновыми острями. Концы игл сводятся под микроскопом, и расстояние между ними измеряется индикатором. Напряжение на иглы подается от стабилизированного выпрямителя 20 типа ВСП-200. Число капель за единицу времени фиксируется частотомером 15 типа Ф-599 и секундомером 19 типа П-30.

Калориметр с охранными нагревателями имеет электрический обогрев. Он изготовлен из медной трубки диаметром 20/18 и длиной 100 мм. Нагреватель калориметра выполнен из нихрома, натянутого в стеклянный чулок и залитого раствором окиси хрома на жидком стекле. Нагреватель питается стабилизированным постоянным током через стабилизатор 22 типа СН-500М, автотрансформатор 23 типа ЛАТР-2 и выпрямитель 24. Сила тока и напряжение измеряются амперметром 26 типа Д-57 и вольтметром 25 типа Д-566. Охранные нагреватели питаются через автотрансформатор 28 и выпрямитель 29. Контроль за их работой производится по показаниям вольтметра 30 и амперметра 31.

Температура поверхности калориметра измеряется двумя хромель-копелевыми термопарами диаметром 0,2 мм. Э.д.с. термопар измеряется лабораторным потенциометром 5 типа Р-306 с зеркальным гальванометром 4 типа М-197/1 и нормальным элементом 6 II класса.

Конструкция калориметра позволяет поворачивать его вокруг оси, поэтому двух термопар достаточно, чтобы получить распределение температуры по периметру калориметра.

Контроль за работой охранных нагревателей производится по показаниям 8 термопар и потенциометра 3 типа ПП-63.

Для определения лучистой составляющей α_d была экспериментально определена степень черноты медных калориметров. Калориметры предельно выдерживались в течение 6 ч при температуре 150°С. Определение степени черноты проводилось по методу эквивалентов. В качестве эталонного образца использовался медный цилиндр, покрытый свечной копотью, степень черноты которой в интервале температур 95—270°С равна 0,952. В результате эксперимента получено значение $\epsilon_k = 0,388$.

После сборки установки была поставлена серия наладочных экспериментов на воздухе. Полученные в эксперименте значения конвективного коэффициента теплоотдачи α_k сравнивались со значениями коэффициентов теплоотдачи, рассчитанными по критериальному уравнению Жукаускаса [1] для $Re = 1 \cdot 10^3 - 2 \cdot 10^5$:

$$Nu_{kd} = 0,25 Re_{jd}^{0,6} Pr_{ж}^{0,38} \left(\frac{Pr_{ж}}{Pr_c} \right)^{0,25}.$$

Расхождение между экспериментальными и расчетными значениями α_k не превышало 10%, что подтверждает правильность выбранной методики и работоспособность экспериментальной установки.

Эксперименты по определению коэффициента теплоотдачи для водовоздушной смеси проводились в диапазоне чисел Re от $4,5 \cdot 10^4$ до $2,5 \cdot 10^4$, а количество впрыснутой воды g изменялось от 0,00205 до 0,00336 кг на 1 кг воздуха.

Значения экспериментальных коэффициентов теплоотдачи для водовоздушной смеси в сравнении со значениями коэффициентов теплоотдачи для воздуха и воды при тех же числах Re даны в табл. 1.

Таблица 1

$t_{ст}, ^\circ C$	$t_{пот}, ^\circ C$	$\Delta t, ^\circ C$	$w, м/сек$	$Re_{жд}$	$\alpha_k, вт/м^2 \cdot град$			$g, кг\ воды/кг\ воздуха$
					воздух	вода	водовоздушная смесь	
29,3	13,6	15,7	30,74	42459,0	168,6	11482,0	679,5	0,00205
32,3	13,4	18,9	30,87	42697,0	166,7	11626,0	725,4	0,00336
36,8	13,55	23,25	30,87	42700,0	166,8	11868,0	766,2	0,00336
41,2	11,2	30,0	31,10	43618,0	181,6	13369,0	709,1	0,00224
48,2	11,7	36,5	31,10	43466,0	170,1	12875,0	715,3	0,00224
59,3	12,3	47,0	31,85	44328,0	172,1	13318,0	824,0	0,00247
68,7	12,2	56,5	31,85	44359,0	172,2	14160,0	806,0	0,00247
26,2	12,65	13,55	24,00	33172,0	143,1	9554,0	597,2	0,00254
34,2	13,75	20,45	24,00	33103,0	142,0	10046,0	682,0	0,00254
44,2	13,9	30,3	24,00	33080,0	142,2	10514,0	705,0	0,00254
54,2	14,6	39,6	24,00	32944,0	142,8	10993,0	729,8	0,00254
70,3	14,6	55,7	24,00	32944,0	142,6	11757,0	677,1	0,00254
36,7	12,2	24,5	19,04	26518,0	126,1	8967,0	503,85	0,00354
47,1	12,3	34,8	19,04	26500,0	126,2	9471,0	562,0	0,00354
46,3	14,5	31,8	19,04	26153,0	124,0	9227,0	669,2	0,00354
54,7	14,4	40,3	19,04	26173,0	124,2	9614,0	702,3	0,00354
17,3	13,1	58,2	19,04	26371,0	125,4	10411,0	646,8	0,00354

Обозначения, принятые в таблице:

$t_{ст}$ — средняя температура поверхности калориметра, $^\circ C$;

$t_{пот}$ — температура водовоздушного потока, $^\circ C$;

Δt — температурный напор, $^\circ C$;

w — скорость в узком сечении, $м/сек$.

Из табл. 1 видно, что по сравнению с чистым воздухом коэффициент теплоотдачи для водовоздушной смеси повышается в 4—5 раз даже при незначительном количестве впрыснутой воды. Тем не менее α_k для чистой воды значительно выше.

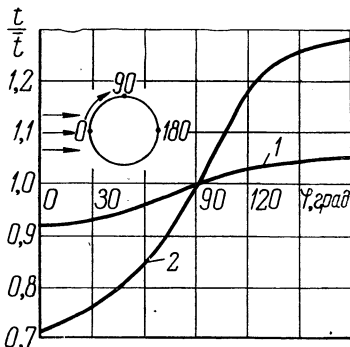


Рис. 2. Изменение температуры по окружности цилиндра, омываемого водовоздушной смесью, для $g = 2,54 \cdot 10^{-3}$ кг воды/кг воздуха;
 1 — $Re_{жд} = 33172, \Delta t = 12,65^\circ C$; 2 — $Re_{жд} = 32944, \Delta t = 55,7^\circ C$;
 t — средняя температура поверхности.

Интересно отметить, что с ростом разности температур между поверхностью и водовоздушным потоком при неизменной концентрации коэффициент теплоотдачи вначале растет, а затем начинает уменьшаться. Во всех режимах отмечен при других равных условиях рост коэффициента теплоотдачи с ростом концентрации жидкой фазы. Типичные

распределения температуры по периметру калориметра показаны на рис. 2. Из графика видно, что при малых Δt изменение температуры по периметру незначительно. Для больших Δt отклонение температуры от средней достигает 30%, причем разность температур в лобовой и кормовой точках достигает 27°C .

Проведенные эксперименты показывают, что для интенсификации теплообмена вместо чистого воздуха можно использовать двухфазную водовоздушную смесь. В рамках параметров опыта (концентрация воды $g=0,00205—0,00354$ кг воды/кг воздуха, скорость потока $w=19,04—31,85$ м/сек, разность температуры $\Delta t=15,7—58,2^{\circ}\text{C}$) коэффициент теплоотдачи увеличивается в 4—5 раз.

Литература

1. Исаченко В. П., Осипова В. А., Сукомел А. С. Теплопередача. М., 1969. 2. Достижения в области теплообмена. Сб. ст. М., 1970.

А. И. Стрельцов

(Белорусский политехнический институт)

АНАЛИЗ ВОЗМОЖНЫХ СХЕМ ДВУХКАМЕРНЫХ ХОЛОДИЛЬНИКОВ

Возросшее применение в быту замороженных продуктов привело в последнее время к значительному увеличению морозильных отделений бытовых холодильников. Однокамерные холодильники с морозильным отделением при этом работают неудовлетворительно по следующим причинам. Для поддержания требуемой низкой температуры в морозильном отделении холодильника агрегат должен работать в режиме низких температур кипения хладагента. Однако при этом неизбежно понижается температура и в камере холодильника, что вызывает перерасход электроэнергии и может привести к порче продуктов, требующих небольшого охлаждения. Если агрегат работает в режиме высоких температур кипения хладагента, то не выдерживается требуемая низкая температура в морозильнике.

Вследствие этого оказывается весьма удобным выделение морозильного отделения в отдельную камеру, изолированную от холодильной камеры. При этом в морозильной камере постоянно поддерживается температура в пределах -15 — -20°C , а в холодильной $+1$ — -4°C . Раздельное исполнение камер позволяет надлежащим образом теплоизолировать как холодильную, так и морозильную камеры с таким расчетом, чтобы максимально уменьшить теплопритоки в холодильник.

Одним из достоинств двухкамерных холодильников является также меньшее образование снеговой шубы на испарителях, так как уменьшается контакт низкотемпературного испарителя с наружным воздухом.

Существует несколько схем исполнения двухкамерных холодильников [1]. В настоящее время чаще всего применяется схема с двумя дросселированиями хладагента. После первого дросселирования хладагент направляется в испаритель холодильной камеры, а после второго дросселирования — в испаритель морозильной камеры. Существенным недостатком этой схемы является сложность подбора дросселирующих устройств.

Настоящая статья посвящена анализу двух вариантов двухкамерного холодильника, использующих одноступенчатое дросселирование хладагента: схемы с последовательным пропуском хладагента через испарители холодильной и морозильной камер и схемы с тепловой трубкой.

Последовательная схема представлена на рис. 1. Она включает компрессор 1, конденсатор 2 и регулирующий дроссель 3. Хладагент после дросселя имеет температуру, несколько меньшую, чем требуемая температура в морозильной камере 6, последовательно проходит испаритель 4 холодильной камеры 7 и испаритель 5 морозильной камеры.

При осуществлении такой схемы испаритель холодильной камеры рассчитывается таким образом, чтобы в установившемся режиме работы

холодильника он забирал из холодильной камеры количество тепла, равное теплопритоку в эту камеру.

Конструктивно такой испаритель представляет собой металлический лист с прикрепленным к нему трубчатым змеевиком для прохода хладагента. Для обеспечения в холодильной камере требуемой температуры достаточно одной петли медной трубки общей длиной 1,6 м, расположенной на алюминиевом листе толщиной 0,8 мм и размерами 0,8 × 0,4 м.

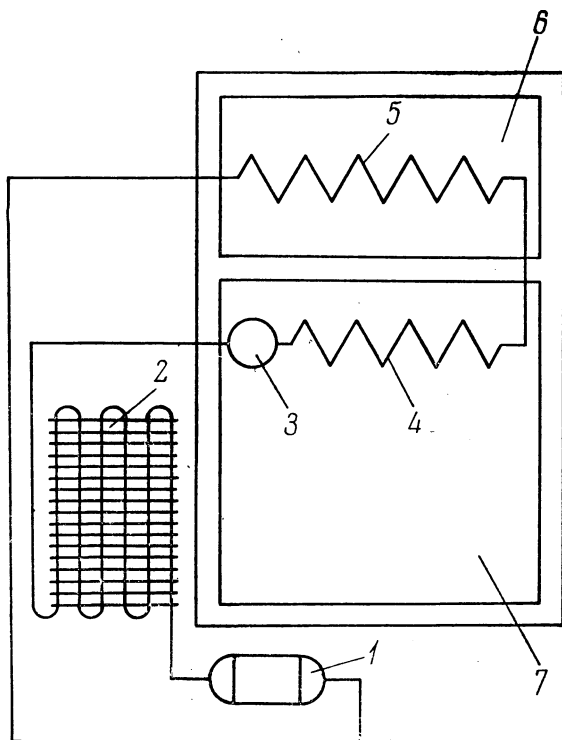


Рис. 1. Последовательная схема двухкамерного холодильника.

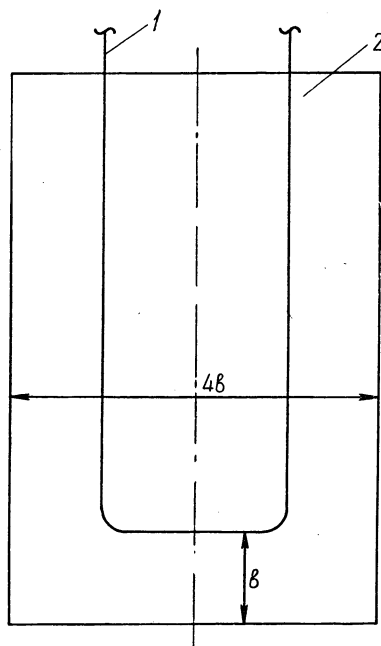


Рис. 2. Расчетная схема испарителя холодильной камеры:

1 — трубка для пропуска хладагента; 2 — металлическая пластина.

Выведем уравнение для расчета испарителя холодильной камеры, изготовляемого по принятой схеме (рис. 2). Искомой величиной в данном случае является площадь испарителя. Примем, что тепло подводится только к одной (лицевой) поверхности листа, температура листа равна температуре трубки в месте их контакта, теплообменом на торце пластины пренебрегаем.

Общее решение дифференциального уравнения для принятой конструкции испарителя имеет вид [2]

$$\vartheta = c_1 e^{mx} + c_2 e^{-mx}, \quad (1)$$

где $\vartheta = t - t_b$ — разность между температурой поверхности в точке x и температурой окружающей среды; $m = + \sqrt{\frac{\alpha_p}{\lambda \delta}}$; α_p — коэффициент теплообмена пластины с окружающей средой; λ — коэффициент теплопроводности материала пластины; δ — толщина пластины.

В соответствии с принятыми допущениями выбираем граничные условия:

$$\left. \begin{array}{l} \text{при } x = 0 \\ \text{при } x = b \end{array} \right\} \begin{array}{l} \vartheta = \vartheta_1 = t_b - t_1; \\ \left(\frac{d\vartheta}{dx} \right)_{x=b} = 0, \end{array} \quad (2)$$

где t_1 — температура пластины в сечении $x=0$; b — ширина пластины. Решение уравнений (1) и (2) дает

$$\vartheta = \vartheta_1 \frac{\text{ch}[m(b-x)]}{\text{ch}(mb)}. \quad (3)$$

Количество тепла, подводимого к поверхности пластины из окружающей среды, равно количеству тепла, отводимого от основания пластины:

$$Q_{\text{ср}} = -\lambda l \delta \left(\frac{d\vartheta}{dx} \right)_{x=0}, \quad (4)$$

где l — длина пластины.

Из формул (3) и (4) находим

$$Q_{\text{ср}} = \lambda l \delta \vartheta_1 m \text{th}(mb). \quad (5)$$

С другой стороны, количество тепла, отводимого от основания пластины к хладагенту,

$$Q_{\text{хл}} = \frac{1}{2} \alpha_{\text{хл}} \pi d l (t_1 - t_{\text{хл}}), \quad (6)$$

где $\alpha_{\text{хл}}$ — коэффициент теплообмена внутренней поверхности трубки с хладагентом; d — внутренний диаметр этой трубки; $t_{\text{хл}}$ — температура хладагента.

Из выражений (5) и (6) исключим температуру t_1 и, принимая во внимание равенство $Q_{\text{ср}} = Q_{\text{хл}} = Q$, получим

$$Q = \frac{\alpha_{\text{хл}} \pi d l \delta m \text{th}(mb)}{\alpha_{\text{хл}} \pi d + 2\lambda \delta m \text{th}(mb)} (t_b - t_{\text{хл}}). \quad (7)$$

Из выражения (7) будем иметь

$$l = \frac{Q}{t_b - t_{\text{хл}}} \left[\frac{\text{cth}(mb)}{\lambda \delta m} + \frac{2}{\pi d \alpha_{\text{хл}}} \right]. \quad (8)$$

Все величины, входящие в формулу (8), задаются конструктивно или определяются из условий теплопередачи.

В результате требуемая поверхность испарителя холодильной камеры определится по формуле

$$F_{\text{и. х. к}} = bl = \frac{Qb}{t_b - t_{\text{хл}}} \left[\frac{\text{cth}(mb)}{\lambda \delta m} + \frac{2}{\pi d \alpha_{\text{хл}}} \right]. \quad (9)$$

Схема двухкамерного холодильника с тепловой трубкой представлена на рис. 3. Схема включает компрессор 1, конденсатор 2, дроссель 3. Хладагент дросселируется до температуры морозильной камеры 6 и подается сначала на теплообменник 4 тепловой трубки 8, а затем на-

правляется в испаритель 5 морозильной камеры 6. Тепло забирается из холодильной камеры 7 охлаждающей поверхностью 9 и с помощью тепловой трубки 8 передается хладагенту. В такой схеме хладагент не входит в холодильную камеру, что значительно упрощает конструкцию двухкамерного холодильника.

Тепловая трубка представляет собой замкнутый объем, предварительно откакумированный и заправленный некоторым количеством рабочей жидкости. В качестве рабочей жидкости может быть использовано любое вещество, лишь бы его температура замерзания была ниже, а критическая точка выше рабочего интервала температур. Рабочая жидкость испаряется в зоне испарения, отбирая тепло от охлаждаемого объекта. Образовавшиеся пары поступают в зону конденсации и там конденсируются, отдавая холодильнику скрытую теплоту парообразования. Возврат конденсата в зону испарения осуществляется по пористым структурам за счет сил капиллярного впитывания или под действием сил тяжести (в испарительных термосифонах). В зоне испарения конденсат вновь испаряется, и, таким образом, цикл замыкается.

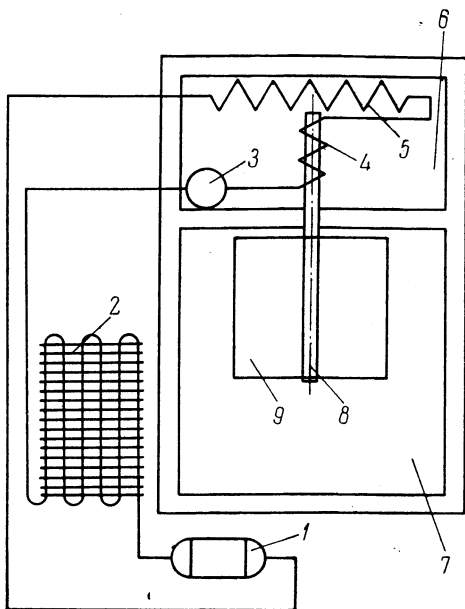


Рис. 3. Схема двухкамерного холодильника с тепловой трубкой.

Можно показать, что в двухкамерных холодильниках, когда морозильная камера расположена над холодильной, испарительный термосифон обладает преимуществами перед капиллярными тепловыми трубками. Кроме того, он значительно проще конструктивно.

Тепловой поток, передаваемый испарительным термосифоном, можно рассчитать по выражению (приводится без вывода)

$$Q = \frac{\pi}{3} d \sqrt[4]{\frac{r \rho_{ж}^2 g \lambda_{ж}^3 (t_3 - t_1) (l_1 + l_3)^3}{\mu_{ж}}}, \quad (10)$$

где d — внутренний диаметр испарительного термосифона; r — скрытая теплота парообразования рабочей жидкости; $\rho_{ж}$, $\lambda_{ж}$, $\mu_{ж}$ — соответственно плотность, коэффициент теплопроводности и коэффициент динамической вязкости рабочей жидкости; t_3 , t_1 — температуры стенок зон испарения и конденсации; l_1 , l_3 — длины зон конденсации и испарения.

Температуры стенки в зонах испарения и конденсации определяются внешним теплообменом трубки с охлаждаемым воздухом и хладагентом. Так, при достаточно развитой поверхности теплообмена в холодильной камере, но при недостаточном контакте с хладагентом эти температуры приближаются к температуре холодильной камеры, и тепловой поток значительно снижается.

После испытания различных способов отвода тепла от зоны конденсации трубки было установлено, что наилучшим вариантом является охлаждение зоны конденсации непосредственно влажным паром хладагента. При этом температура стенки зоны испарения приближается к темпе-

ратуре хладагента, что позволяет отвести из холодильной камеры требуемое количество тепла для поддержания в ней температуры $+1-4^{\circ}\text{C}$.

Описываемые двухкамерные холодильники экспериментально исследовались на установке, которая представляла собой теплоизоляционный шкаф, в который помещался испытываемый холодильник. С помощью нагревательных и охлаждающих панелей в шкафу поддерживалась требуемая температура с точностью $\pm 0,5^{\circ}\text{C}$.

Температура внутри холодильника замерялась с помощью медь-константановых термопар. При этом контролировалась температура воздуха в разных точках морозильной и холодильной камер. При испытаниях последовательной схемы измерялась температура в разных точках испарителя холодильной камеры. При испытаниях схемы с тепловой трубкой замерялась температура на поверхности трубки.

Испытания холодильников проводились при температуре $32 \pm 0,5^{\circ}\text{C}$ и при комнатных температурах. Во время испытаний принудительно задавался коэффициент рабочего времени (КРВ) компрессора. В холодильниках использовался компрессор мощностью $1/5$ л.с., а в некоторых опытах — $1/6$ л.с.

Результаты испытаний приведены в табл. 1.

Таблица 1

Параметры	Схемы							
	последовательная				с тепловой трубкой			
$t_{\text{окр}}, ^{\circ}\text{C}$	32	23,8	23	32	22	22,5		
КРВ	1	0,7	1	0,7	1	0,71	1	0,7
Средняя температура в морозильной камере, $^{\circ}\text{C}$	-20,0	-15,2	-24,6	-19,7	-23,5	-18,35	-29,5	-23,4
Средняя температура в холодильной камере, $^{\circ}\text{C}$	-6,16	-2,1	-8,8	-7,4	+0,1	+4,46	-5,7	-1,88

Во время испытаний холодильника с последовательной схемой отмечено, что образования снеговой шубы на испарителе холодильной камеры не происходило. Это объясняется тем, что при остановке компрессора температура поверхности испарителя быстро достигала температуры воздуха, и образовавшийся на ней иней таял. Это происходило при достаточно большой поверхности испарителя, который в испытанных холодильниках занимал практически всю заднюю стенку холодильной камеры.

Таким образом, последовательная схема двухкамерного холодильника с необмерзающим испарителем представляется весьма удобной для домашних холодильников.

При использовании последовательной схемы возникает необходимость отдельного регулирования температур в холодильной и морозильной камерах, так как распределение температур по камерам меняется с изменением температуры наружного воздуха и коэффициента рабочего времени компрессора. При испытании двухкамерных холодильников с тепловой трубкой отмечено, что температура в холодильной камере практически не зависит от мощности установленного компрессора. Она влияет в основном на температуру морозильной камеры. Это создает возможность выполнения двухкамерных холодильников разной комфортности (определяемой температурой в морозильной камере) при установке в них компрессоров разной мощности.

Представляется интересным использование в двухкамерном холодильнике регулируемой тепловой трубки. В этом случае температура в холодильной камере может поддерживаться автоматически.

Необходимо отметить значительное упрощение процесса сборки двухкамерных холодильников с тепловой трубкой, что очень важно при серийном выпуске.

Литература

1. *Кругляк И. Н., Фильченков Н. А., Головченко К. С.* Домашние компрессионные холодильники. М., 1964.
2. *Исаченко В. П., Осипова В. А., Сукомел А. С.* Теплопередача. М., 1969.

Г. А. Фатеев, Л. И. Тарасевич

(Институт тепло- и массообмена АН БССР — Белорусский политехнический институт)

ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТОВ ПЕРЕНОСА ПРИ ДВИЖЕНИИ ТЕПЛОВЫХ ВОЛН В ПРОДУВАЕМОМ ПОРИСТОМ ТЕЛЕ

Инженерный расчет теплообмена в пористом теле (плотном слое дисперсного материала), протекающего в условиях, близких к условиям теплового резонанса [1], наиболее интересного с точки зрения практики, требует определения коэффициентов внутреннего и внешнего теплообмена.

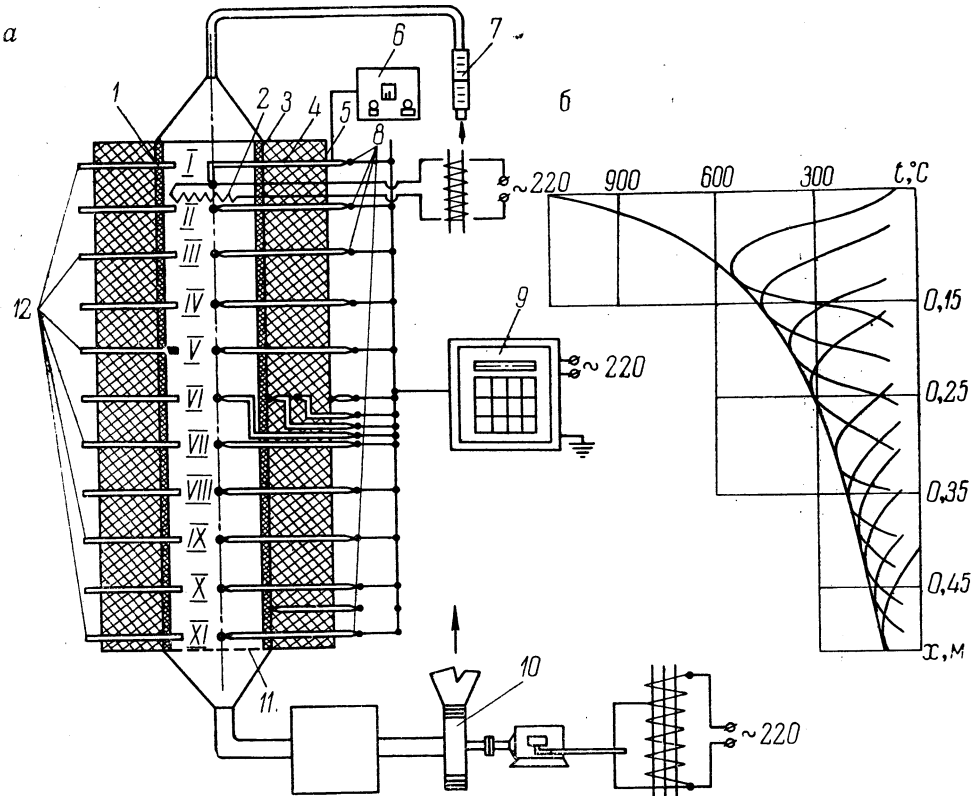


Рис. 1. Схема экспериментальной установки.

В настоящей статье предлагается упрощенная методика определения коэффициентов температуропроводности, внутреннего и внешнего теплообмена по экспериментальным графикам затухания амплитуды свободной тепловой волны и приводятся результаты экспериментальной проверки этой методики.

Схема экспериментальной установки представлена на рис. 1, а. Основу ее составляет рабочее пространство, заполняемое слоем кварца из

частиц размером 2—5 мм, огражденное стальной трубой 3 диаметром 135/145 мм, футерованной внутри слоем асбестового войлока 1 толщиной 18 мм. Снизу рабочее пространство ограничено решеткой 11. Пространство между внешней поверхностью трубы и кожухом 5 толщиной 55 мм заполнено асбестовой крошкой 4. Установка оборудована системой трубок статического давления 12 и термопар 8, отстоящих друг от друга на расстоянии 50 мм.

Эксперимент осуществлялся следующим образом. С помощью спирали 2 мощностью 100 вт разогревалась верхняя часть слоя до температуры 1100°C, регистрируемой потенциометром 6. Затем электроэнергия, подаваемая на спираль, отключалась, и с помощью вентилятора 10 устанавливался постоянный расход просасываемого воздуха, измеряемый ротаметром 7. При этом термопары 8 с помощью потенциометра 9 регистрировали перенос тепла в виде тепловой волны (рис. 1, б).

Моменты прохождения максимума тепловой волны через плоскость термопары определялись точками касания температурных кривых во времени, записанных на различных уровнях пористого тела, их огибающей, причем сама огибающая представляет график затухания свободной тепловой волны [2].

На рис. 2, а представлены графики затухания амплитуд свободных тепловых волн для различных расходов воздуха, начиная со случая отсутствия фильтрации (кривая 1). График 2, б, сопоставляющий координаты положения термопар с моментами пересечения их амплитудой тепловой волны, показывает, что распространение тепловых волн осуществляется с постоянной скоростью.

Погрешность аппроксимации полученных нами результатов формулой

$$u = \frac{j c_2}{\rho c_1}$$

не превышает 6%. Здесь u — скорость фильтрации газа; j — массовый расход воздуха; c_1 и c_2 — соответственно удельная теплоемкость частиц, слагающих слой, и воздуха; ρ — плотность слоя.

Рассеяние тепла в тепловой волне, как и график затухания амплитуды свободной тепловой волны, регулируется тремя видами переноса: теплопроводностью слоя, внутренним теплообменом между скелетом тела и фильтруемым газом, а также взаимодействием бегущей волны с холодным ограждением. Рассеивающее влияние внутренних видов теплообмена — кондуктивного и конвективного — можно суммировать, если ввести в рассмотрение величину конвективного коэффициента температуропроводности [3]:

$$a_k = \frac{(j c_2)^2 r_v}{\alpha \rho c_1}, \quad (1)$$

где α — коэффициент внутреннего теплообмена; r_v — гидравлический радиус внутреннего теплообмена.

Эффективный коэффициент температуропроводности, суммирующий вклад кондуктивного и конвективного теплообмена, выразится следующей формулой:

$$a_{эф} = a + a_k, \quad (2)$$

где a — коэффициент температуропроводности слоя.

Соответственно дифференциальное уравнение теплопроводности в системе координат движущейся с амплитудой тепловой волны $\eta = x - ut$ запишется в виде

$$\frac{\partial t}{\partial \tau} = a_{\text{эф}} \frac{\partial^2 t}{\partial \eta^2} - k(t - t_c) + Q(\eta, \tau), \quad (3)$$

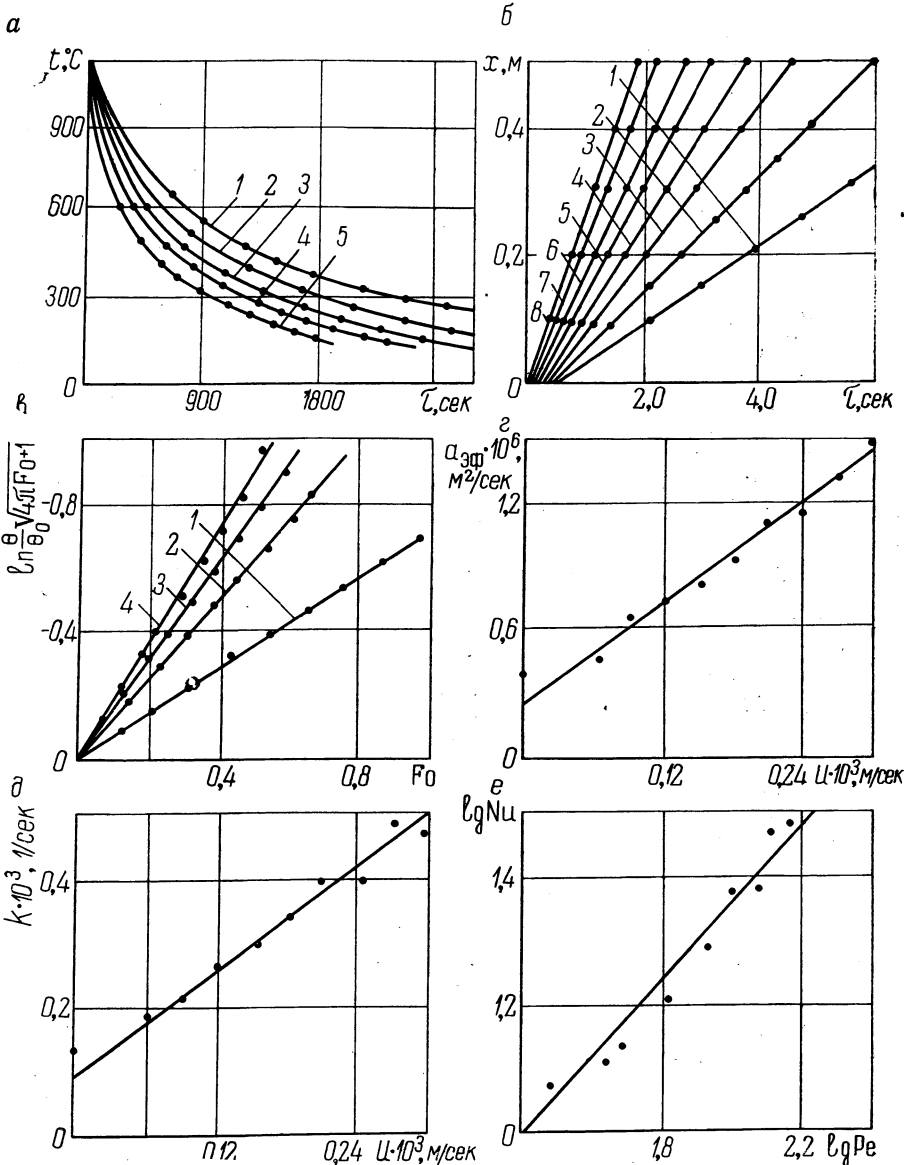


Рис. 2. Графики:

a — затухания амплитуды свободной тепловой волны: 1— $J=0$; 2— $J=4$; 3— $J=6$; 4— $J=8$; 5— $J=100 \text{ м}^3/\text{ч}$; *b* — движения свободной тепловой волны: 1— $J=2$; 2— $J=3$; 3— $J=4$; 4— $J=5$; 5— $J=6$; 6— $J=7$; 7— $J=9$; 8— $J=10 \text{ м}^3/\text{ч}$; *в* — полулогарифмической обработки временной зависимости амплитуды свободной тепловой волны: 1— $J=0$; 2— $J=3$; 3— $J=6$; 4— $J=7 \text{ м}^3/\text{ч}$; *г* — зависимости эффективного коэффициента температуропроводности от скорости движения амплитуды свободной тепловой волны; *д* — зависимости приведенного коэффициента внешнего теплообмена от скорости движения амплитуды свободной тепловой волны; *е* — зависимости логарифмической обработки результатов по внешнему теплообмену в обобщенных переменных.

где τ — время; k — приведенный коэффициент теплообмена; t_c — температура окружающей среды.

Если предположить, что температурное поле в слое, регулируемое уравнением (3), возбуждено импульсным источником тепла $Q(\eta, \tau)$ в плоскости $\eta=0$, то температурный профиль опишется кривой вида

$$t(\eta, \tau) - t_c = \frac{Q \exp \left[-\frac{\eta^2}{4a(\tau + \tau_0)} \right]}{\rho c_1 \sqrt{4\pi a(\tau + \tau_0)}} \exp(-k\tau), \quad (4)$$

где Q — количество тепла, накопленного в слое от электроспиральи.

При этом мы предполагаем, что начальный температурный профиль к моменту τ_0 , обусловленный постоянным подводом энергии к спирали, быстро релаксируется к виду (4).

Удовлетворительная аппроксимация графика затухания амплитуды тепловой волны зависимости (4) при $\eta=0$, проиллюстрированная рис. 2, в, дает право сделать экспериментальную оценку коэффициентов внешнего и внутреннего теплообмена, входящих в эту зависимость. Оба вида переноса — внешний и внутренний (конвективный и кондуктивный) — способствуют рассеянию тепла, причем характер их влияния на график затухания свободной тепловой волны различен: гиперболический — вследствие эффективной теплопроводности и экспоненциальный — вследствие внешнего теплообмена.

Алгоритм отдельного определения коэффициентов $a_{эф}$ и k реализован на ЭВМ «Минск-22». Результаты опыта представлены на рис. 2, г и д.

График зависимости $a_{эф}$ от скорости движения амплитуды свободной тепловой волны соответствует физическим представлениям об увеличении рассеивающего влияния конвективного теплообмена с расходом фильтруемого воздуха и дает возможность оценить коэффициент внутреннего теплообмена.

Согласно выражениям (1) и (2), величина эффективного коэффициента температуропроводности $a_{эф}$ сводится к истинному значению a в условиях отсутствия фильтрации воздуха.

Угловой коэффициент наклона прямой, аппроксимирующей значения $a_{эф}$ и u :

$$a_{эф} = a + \frac{Pr d_1 \rho_1}{6K_1 \rho} u,$$

где K_1 — безразмерный коэффициент, отнесенный к частицам, слагающим слой, дает возможность оценить значение коэффициента пропорциональности в обобщенной зависимости $Nu = K_1 Re$. Установленную таким образом критериальную зависимость

$$Nu = 0,216 Re \quad (5)$$

можно считать достоверной в области верхнего предела чисел Re , т. е. при $Re \approx 10-40$, так как при $u \rightarrow 0$ и $a_{эф} \rightarrow a$ величина K_1 , вычисленная на основе разности $a_{эф} - a$, станет малодостоверной. Сравнивая полученную критериальную зависимость (5) с результатами, известными в литературе для теплообмена при $Re > 20$ [4] и массообмена в области $Re > 7$, найдем качественное и определенное количественное соответствие критериальных зависимостей, полученных независимыми способами.

Для проверки достоверности величины $a_{эф}$, приведенной к статистическим условиям ($j=0$), нами был найден коэффициент температу-

ропроводности в электрической печи с цилиндрической рабочей частью диаметром 38,5 мм и высотой 250 мм (рис. 3, а). Рабочее пространство 1 загружалось дисперсным кварцевым материалом фракциями 1,6—2,5 мм; 1—1,6 мм; 0,62—1 мм. С помощью регулирующего устройства 2, имеющего обратную связь с измеряющим прибором 3, устанавливался строго линейный режим подъема температуры стенки печи. Система термопар внутри рабочей части позволяет следить за изотермичностью по высоте засыпки и в то же время измерять дифференциальными термопарами 4 разность температур между осью и периферическими областями Δt .

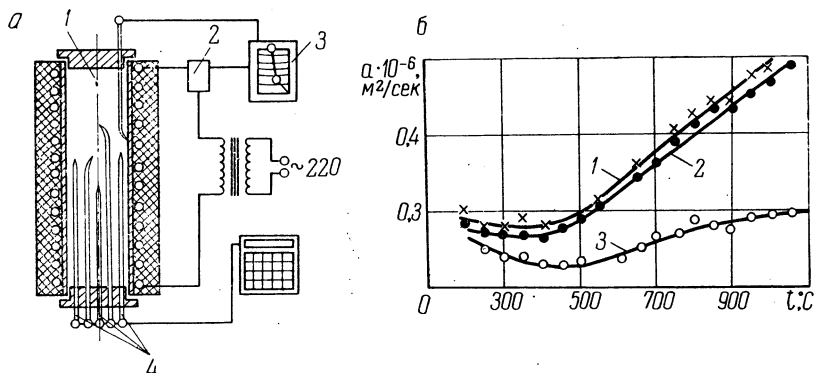


Рис. 3. Определение коэффициента температуропроводности:
а — схема экспериментальной установки; б — зависимость коэффициента температуропроводности от температуры: 1 — фракция кварца 1,6—2,5 мм; 2 — 1—1,6 мм; 3 — 0,62—1 мм.

Температуропроводность вычислялась по формуле

$$a = \frac{k_t r^2}{4 \Delta t},$$

где k_t — скорость подъема температуры печи; r — расстояние дифференциальной термопары от оси.

Результаты измерений представлены на рис. 3, б. Отметим, что при 700°C для кварца 0,62—1 мм $a = 0,26 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{сек}$; для кварца 1—1,6 мм $a = 0,35 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{сек}$; для кварца 1,6—2,5 мм $a = 0,37 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{сек}$, что находится в соответствии с величиной $a = 0,39 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{сек}$, определенной для кварца 2—5 мм методом свободной тепловой волны.

Перейдем теперь к анализу результатов по внешнему теплообмену. Интенсификация внешнего теплообмена с увеличением скорости движения тепловой волны (см. рис. 2, д) представляется вполне разумной, если ввести в рассмотрение модель обтекания бегущей тепловой волны холодным слоем теплоизоляции. Проведя аналогию с известной моделью стержневого обтекания тел, обобщение опытных данных можно получить в виде

$$\text{Nu}_3 = 1,45 \text{ Re}_3^{0,59}, \quad (6)$$

где Nu_3 и Re_3 характеризуют условия переноса в слое изоляции.

Теоретический анализ стержневого обтекания изотермической поверхности полуограниченным пространством дает значение $n = 0,59$ в формуле (6), равное 0,5 для изотермической тепловой волны, что подтверждает достоверность произведенной оценки величины k по графикам затухания.

Успех выполненного выше экспериментального определения коэффициентов теплообмена, регулирующих перенос, основан на справедлив-

ности допущения об эквивалентности рассеивающих влияний кондуктивного и конвективного теплообмена, определяемого формулой (1). Оценивая условия настоящего экспериментального исследования по свободному переносу тепла, мы обнаруживаем, что число $Re_{эф} = \frac{ul}{a_{эф}}$ составляет порядка 30, что обеспечивает достоверность допущения об аддитивности условий конвективного и кондуктивного переноса [3].

Рассмотренная методика определения коэффициентов переноса по профилям затухания свободной тепловой волны позволяет определить по существу все параметры теплообмена, необходимые для расчета условий вынужденного переноса, осложненного превращениями при наличии источников тепла.

Литература

1. *Фатеев Г. А.* Перенос тепла в реагирующем пористом теле при наличии фильтрации газа. — В сб.: «Тепло- и массообмен при фазовых и химических превращениях». Минск, 1968. 2. *Смольский Б. М. и др.* Исследование процесса переноса тепла и реагирования в слое дисперсного материала. — В сб.: «Исследование по конвективному тепло- и массообмену». Минск, 1970. 3. *Смольский Б. М. и др.* Влияние кондуктивного и конвективного теплообмена на скорость движения зоны реагирования в продуваемом пористом теле. — В сб.: «Тепло- и массоперенос». Т. 2. Ч. 2. Минск, 1972. 4. *Тимофеев В. Н.* Теплообмен в слое. — «Изв. ВТИ», 1949, № 2.

Г. В. Васильева

(Белорусский политехнический институт)

ЭФФЕКТИВНОСТЬ ПРИМЕНЕНИЯ ТЕПЛОВЫХ ТРУБ В ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТАХ

Теплообменные аппараты, работа которых основана на принципе работы тепловых труб, представляют простые, удобные в эксплуатации, компактные, высокоэффективные и надежные устройства. Они выполняются в виде герметично закрытой с торцов трубки, из которой выкачан воздух и в которую залита рабочая жидкость.

Принцип действия тепловой трубы основан на испарении рабочей жидкости с последующей ее конденсацией. Работает она следующим образом. В теплонапряженной части трубы жидкость-теплоноситель испаряется, охлаждая стенки. Образующийся при этом градиент давления заставляет пары перемещаться по длине трубы в более холодный конец, где они конденсируются, отдавая тепло внешнему холодильнику. Для того чтобы сконденсированная жидкость могла переместиться в горячий конец, внутренние стенки трубы делаются пористыми, поэтому смачиваемая жидкость под действием капиллярных сил может перемещаться в любом направлении, преодолевая гравитационные силы. Наличие фазовых превращений в замкнутом объеме (кипение и конденсация) позволяет при малом перепаде температур передавать большие тепловые потоки, так как тепловые трубы имеют эффективный коэффициент теплопроводности на порядок выше теплопроводности металла [1].

В настоящей статье приводятся результаты экспериментального исследования работы тепловой трубы с различными жидкими наполнителями (вода, метанол, октан, бутанол, гептан) для передачи тепла в области умеренных температур (80—180°C).

Экспериментальная установка представляет плоскую металлическую поверхность, на которую с одной стороны напаялись тепловые трубы, а с другой — электрический нагреватель постоянного тока. Холодильник для отвода тепла при конденсации пара в трубе представлял теплообменник, в котором циркулировала вода с заданной температурой. Расход ее измерялся с помощью системы ротаметров. Зная расход охлаждающей воды и перепад температур на входе и выходе теплообменника, можно подсчитать величину теплового потока, выделяемого при конденсации паров различных жидкостей в замкнутом объеме тепловой трубы. Распределение температур по длине трубы измерялось семиспайной дифференциальной термопарой с вторичным прибором ЭПП-09.

Испытания проводились при различных характеристиках внутренних стенок тепловых труб, а именно: варьировались толщина капиллярных стенок и размеры пор. При исследовании капиллярно-пористых стенок труб было рассмотрено 5 вариантов с различным числом слоев латунных сеток при разных диаметрах проволоки. Результаты исследования представлены в табл. 1.

Как показали эксперименты, оптимальной капиллярно-пористой структурой обладает труба № 2, имеющая параметры: диаметр проволо-

Порядковый номер тепловой трубы	Диаметр проволоки, мм	Число слоев сетки	Отверстие в свету ячейки, мм×мм
1	0,20	2	0,36 × 0,36
2	0,14	3	0,21 × 0,21
3	0,09	4	0,14 × 0,14
4	0,06	2	0,125 × 0,125
5	0,04	4	0,055 × 0,055

ки 0,14 мм; число слоев сетки 3; отверстие в свету ячейки 0,21×0,21. Была установлена зависимость предельной мощности тепловых труб при разных углах наклона θ (от 10 до 75°).

Из рис. 1 видно, что мощность теплового потока, переносимого тепловой трубой одного и того же размера, зависит от геометрии внутренних металлических сеток (числа слоев, размера ячейки, пористости).

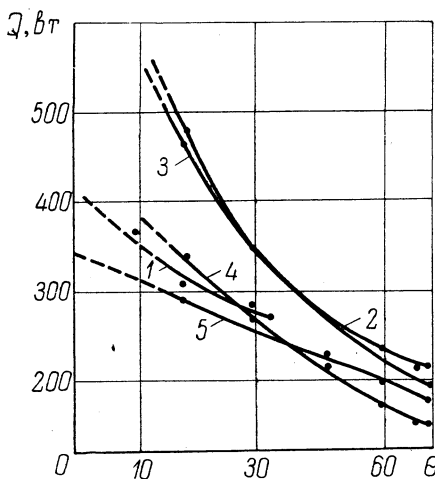


Рис. 1. Зависимость мощности теплового потока, передаваемой тепловой трубой, от геометрии ее внутренних стенок:

1 — диаметр проволоки 0,2 мм, число слоев сетки 2, размер ячейки 0,36×0,36; 2 — диаметр 0,14 мм, число слоев сетки 3, размер ячейки 0,21×0,21; 3 — диаметр 0,09 мм, число слоев сетки 4, размер ячейки 0,14×0,14; 4 — диаметр 0,06 мм, число слоев сетки 2, размер ячейки 0,125×0,125; 5 — диаметр 0,04 мм, число слоев сетки 4, размер ячейки 0,055×0,055.

Пересчет результатов опытов, представленных на рис. 1, на одно и то же число слоев, показан на рис. 2. Для рассматриваемого перепада температур максимальный отвод тепла обеспечивает тепловая труба № 2, минимальный — труба № 5.

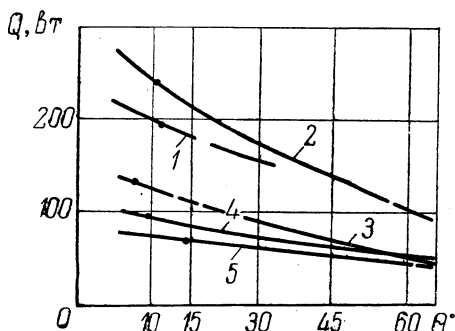


Рис. 2. Зависимость передаваемой мощности от геометрии внутренних стенок труб в пересчете на одно и то же число слоев сетки:

1, 2, 3, 4, 5, — порядковые номера тепловых труб с характеристиками, приведенными в табл. 1.

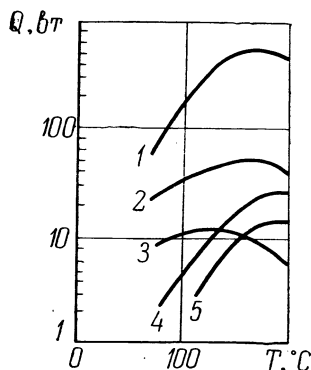


Рис. 3. Мощность теплового потока, передаваемая тепловой трубой в зависимости от вещества-теплоносителя:

1 — вода; 2 — метанол; 3 — октан; 4 — бутанол; 5 — гептан.

Полученные экспериментальные данные позволили установить жидкость-теплоноситель, обеспечивающий максимальный отвод тепла при заданном температурном перепаде. В области умеренных температур предпочтение следует отдавать воде, которая обладает высокой тепловой фазового перехода (рис. 3).

В заключение следует отметить, что при использовании тепловых труб в теплообменных аппаратах особое внимание следует уделять структуре внутренних стенок труб, обеспечивающих полный отсос жидкости из зоны конденсации за счет капиллярных сил при минимальном гидравлическом сопротивлении капиллярно-пористой системы и максимальную смачиваемость внутренних стенок трубы жидкостью-теплоносителем.

Литература

1. Chi, S. W., Cyganowicz T. A. Theoretical analysis of Craygenic Heat Pipes.— „ASME Paper“, 1970, № HT/Sp. T-6.

В. Е. Ткаченко

*(Белорусский филиал Энергетического института
им. Г. М. Кржижановского)*

ИЗМЕРЕНИЕ РАСХОДА ПЫЛЕВИДНЫХ ТОПЛИВ НА ЭЛЕКТРОСТАНЦИЯХ РАДИОИЗОТОПНЫМ МЕТОДОМ

Одной из проблем, возникающих в процессе сжигания твердого топлива на электростанциях и не нашедших до последнего времени приемлемого практического решения, остается проблема измерения массового расхода пылевидного топлива при его пневмотранспорте к топке котла. Обзору существующих в настоящее время методов измерения расхода дисперсных потоков была посвящена работа [1], в которой делался вывод о перспективности применения радиоизотопного метода измерения расхода аэродисперсного потока.

В данной статье дается описание расходомера, основанного на радиоизотопном методе, и приводятся некоторые результаты экспериментальной проверки опытного макета такого расходомера, разрабатываемого в Белорусском филиале ЭНИИ.

Радиоизотопный метод измерения массового расхода относится к косвенным методам, когда непосредственно измеряются два параметра: концентрация дисперсной фазы и скорость потока, а величина массового расхода получается путем перемножения в счетно-решающем устройстве этих параметров по уравнению

$$B = F \mu v, \quad (1)$$

где B — массовый расход дисперсной фазы; μ — концентрация дисперсной фазы; v — скорость потока; F — площадь поперечного сечения трубопровода потока.

Очевидно, что в уравнение (1) следует подставлять средние значения концентрации и скорости.

Как будет показано ниже, предлагаемая конструкция радиоизотопного расходомера позволяет измерять усредненное по диаметру трубопровода значение концентрации. Необходимо лишь подчеркнуть, что в уравнение (1) входит величина истинной концентрации, показывающая количество килограммов транспортируемого материала, содержащегося в пространстве, заполненной 1 кг транспортирующего воздуха. Наряду с истинной концентрацией применяется величина расчетной весовой концентрации, показывающая, сколько килограммов материала транспортируется 1 кг воздуха. Связь между этими двумя величинами определяется выражением

$$\mu = \frac{B}{G} \cdot \frac{v}{v_m} = \mu^p \epsilon, \quad (2)$$

де μ — истинная концентрация; μ^p — расчетная концентрация; B — расход материала; G — расход воздуха; v — скорость воздуха; v_m — скорость материала; $\epsilon = \frac{v}{v_m}$ — коэффициент скольжения.

Выражение (2) показывает, что соотношение между истинной и расчетной концентрацией зависит от соотношения скоростей воздуха и материала. Если у распыленного угля перемещение твердой фазы составляет 98—99% скорости воздуха, то в опытах по пневмотранспорту частиц торфяного кокса [2] истинная концентрация превышала расчетную в 10—20 раз в зависимости от скорости воздуха.

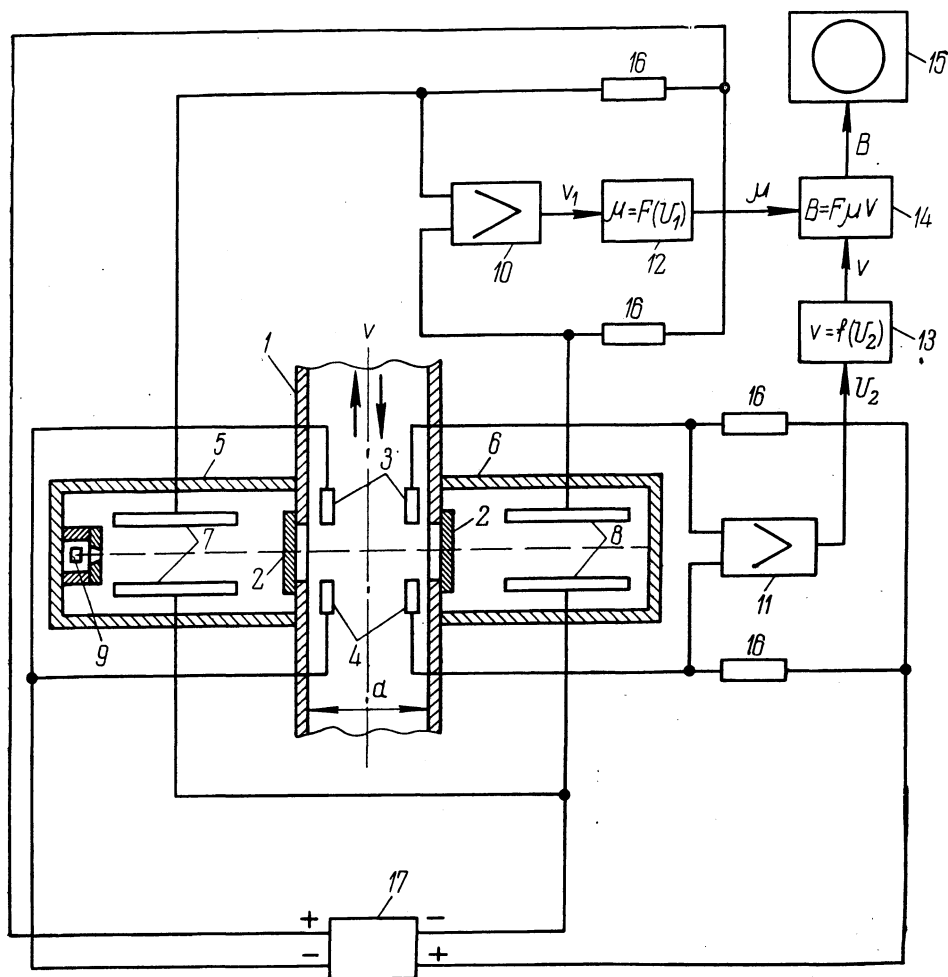


Рис. 1. Блок-схема радиоизотопного массового расходомера аэродисперсного потока.

Что касается измерения величины скорости, входящей в уравнение (1), то предлагаемая конструкция расходомера позволяет измерять усредненную по диаметру трубопровода скорость транспортирующего воздуха, что, как будет показано ниже, вытекает из принципа действия расходомера.

На рис. 1 представлена блок-схема расходомера, реализующая радиоизотопный метод измерения массового расхода дисперсной фазы аэродисперсного потока. Принцип работы расходомера следующий. Ионизирующее излучение от бета-источника 9, пройдя камеру 7, попадает через окно 2, закрытое фольгой, в трубопровод 1, по которому движется пылевоздушная смесь со скоростью v в одном из направлений, указанных стрелками. Ослабленное веществом потока излучение попадает в ионизационную камеру 8. Ток этой камеры пропорционален интенсивности попадающего в нее ослабленного излучения. В свою оче-

редь ослабление излучения функционально связано с плотностью пылевоздушной смеси (или усредненной концентрацией μ дисперсной фазы потока при прочих неизменных параметрах потока). Так как камеры 7 и 8 соединены по дифференциальной схеме, то на вход усилителя 10 подается разность токов камер 7 и 8, функционально связанная с величиной концентрации μ .

С другой стороны, излучение, пронизывающее поток, будет ионизировать дисперсионную среду потока (воздух). В результате в ионизационных камерах 3 и 4 установится ионизационный ток. Так как камеры включены по дифференциальной схеме, то на вход усилителя 11 подается разность токов этих камер. При скорости потока $v=0$ можно добиться равенства нулю разности токов камер 3 и 4 (для электродов одинакового размера это достигается симметричным расположением камер относительно оси излучения и подачей на каждую камеру одинакового потенциала).

Если $v \neq 0$, то унос потоком ионов нарушит равновесие токов камер. Если, например, поток будет двигаться вверх по трубе, то ток камеры 3 увеличится, а камеры 4 — уменьшится. Разность токов камер будет, таким образом, функционально связана с усредненной по диаметру трубопровода скоростью потока, а полярность этой разности будет соответствовать направлению потока. Таким образом, на входе усилителя 11 появится сигнал, функционально связанный с усредненной скоростью потока v .

После усиления на выходе усилителя 10 появится напряжение U_1 , являющееся функцией концентрации, а на выходе усилителя 11 — напряжение U_2 , являющееся функцией скорости. Эти напряжения затем преобразуются в функциональных преобразователях 12 и 13 соответственно в сигналы, пропорциональные концентрации μ и скорости v .

Счетно-решающее устройство 14 решает уравнение (1). Остальные элементы схемы на рис. 1 следующие: 5, 6 — защитные кожухи; 15 — показывающий и регистрирующий приборы; 16 — сопротивление; 17 — источник высокого напряжения для питания камер.

Из описания принципа работы радиоизотопного массового расходамера следует, что определение массового расхода дисперсной фазы производится путем измерения плотности и скорости пылевоздушного потока. Измерение плотности основано на зависимости степени поглощения ядерного излучения от плотности пылевоздушного потока, а измерение скорости — на уносе измеряемым потоком ионов, образованных этим же излучением. Таким образом, при выборе источника излучения необходимо учитывать, что его излучение должно обладать хорошей проникающей и ионизирующей способностью. Такими свойствами обладает источник бета-излучения.

В радиоизотопном расходомере применен источник бета-излучения с изотопами стронций-90 или таллий-204, испускающими сплошной спектр электронов β -распада с максимальной энергией бета-частиц соответственно 0,540 и 0,765 Мэв.

Ослабление бета-излучения изотопа веществом потока происходит по закону

$$I/I_0 = \exp(-\mu_m \mu d), \quad (3)$$

где I_0 — интенсивность излучения, попадающего в ионизационную камеру 8 (см. рис. 1) при отсутствии в потоке твердой фазы, т. е. при прохождении по трубопроводу только несущего газа с тем же расходом, что и при транспортировании твердой фазы; I — то же при наличии твердой фазы потока; μ — концентрация твердой фазы; d — диаметр трубопровода; μ_m — массовый коэффициент поглощения бета-излучения.

Величина массового коэффициента поглощения μ_m для конкретно-дисперсного потока является постоянной и зависит от порядковых номеров элементов, входящих в состав вещества дисперсного потока, и от энергии бета-частиц. Указывается [3], что для химических элементов с порядковым номером менее 13 справедливо выражение

$$\mu_m = \frac{3,5 Z}{AE_{\max}^{1,14}} [m^2/кг], \quad (4)$$

где Z — порядковый номер элемента в таблице Менделеева; A — атомный вес элемента; E_{\max} — максимальная энергия бета-частиц.

Соотношение (4) можно применять для случая пневмотранспорта распыленного угля, поскольку компонентами пылеугольной смеси являются в основном углерод, азот и кислород, т. е. элементы с порядковым номером менее 13.

Измерительный канал скорости радиоизотопного массового расходомера использует ионизационную способность бета-излучения измерительного канала плотности пылевоздушного потока. При этом определяется усредненная по диаметру трубопровода скорость транспортирующего воздуха по уносу потоком ионов. Здесь необходимо учитывать следующие особенности. В чистом ионизированном газовом потоке заряженными частицами являются положительные и отрицательные газовые ионы. В аэрозолях заряженными частицами являются газовые ионы и заряженные твердые аэрозольные частицы [4]. Под ионизацией аэрозолей следует понимать процессы ионизации газов, входящих в состав воздуха, и ионной зарядки аэрозольных частиц.

Помимо процессов ионизации, в потоке аэрозоля будут происходить процессы сообщения частицам заряда во время их непосредственного контакта с электродами камер 3 и 4 (с. рис. 1), а также во время пролета частиц в электрическом поле этих электродов (электризация электростатической индукцией). Если же частицы пролетают недостаточно близко от электродов для индуцирования в них заряда, то могут происходить процессы поляризации аэрозольных частиц. Образуется электроаэрозоль — аэрозоль с заряженными или поляризованными частицами.

В создании ионизационного тока измерительного канала скорости основную роль играют газовые ионы, хотя присутствие аэрозоля также влияет на величину токов камер 3 и 4 (см. рис. 1). Теоретическое установление зависимости выходного сигнала скорости от скорости потока затруднительно, так как величина этого сигнала зависит от множества факторов. Однако применение дифференциальной схемы включения ионизационных камер позволяет значительно снизить зависимость сигнала скорости от таких факторов, как температура, влажность, давление потока, уменьшение активности изотопа, колебание высокого напряжения на электродах.

Для проверки работоспособности изложенного выше радиоизотопного метода была разработана конструкция и изготовлен опытный макет датчика радиоизотопного расходомера. Датчик включает источник излучения (стронций-90 активностью 35 мкюри) и ионизационные камеры, собранные в одном корпусе (позиции 1—9 на рис. 1). Эксперименты проводились на лабораторной установке. В качестве дисперсной фазы использовались кварцевый песок и угольная пыль АШ. Программа экспериментов заключалась в определении зависимостей выходных сигналов концентрации и скорости от концентрации дисперсной фазы и скорости пылевоздушного потока (выходные сигналы усилителей 10 и 11 на рис. 1). Использовались электрометрические усилители У1-2. Источниками напряжения служили стабилизированные выпрямители ВС-22. Массовый

расход дисперсной фазы контролировался весовым способом за определенное время.

Несовершенство лабораторной установки и применяемых приборов не позволило осуществить всесторонние испытания датчика.

Однако проведенные эксперименты подтвердили работоспособность предлагаемого радиоизотопного метода; были получены данные, необходимые для разработки оптимальной конструкции датчика радиоизотопного расходомера для применения его на электростанциях. В настоящее время проводятся исследования с целью подготовки конструкции расходомера для промышленных испытаний.

В заключение необходимо отметить, что описанный радиоизотопный метод полностью применим для измерения массового расхода чистых газовых потоков.

Литература

1. *Каханович В. С., Ткаченко В. Е.* Методы измерения расхода потока пылевидных топлив на электростанциях. — В сб.: «Теплоэнергетика». Вып. 3. Минск, 1973. 2. *Мартыненко О. Г., Ревзин И. С., Федоров В. И.* Определение концентрации твердых частиц в потоке пылевзвеси. — В сб.: «Тепло- и массообмен в капиллярно-пористых телах». Минск, 1965. 3. *Паркинсон М.* Измерение расхода пылевидных веществ в трубопроводе. — «Экспресс-информация ВИНТИ». Сер. «Приборы и элементы автоматики», 1968, № 41. 4. *Лившиц Л. Н., Моисеев В. М.* Электрические явления в аэрозолях и их применение. М.—Л., 1965.

В. С. Ермаков, В. С. Каханович, Р. А. Калько, Е. К. Заливако

*(Белорусский филиал Энергетического института
им. Г. М. Кржижановского)*

АВТОМАТИЗАЦИЯ ОБРАБОТКИ ПЕРВИЧНОЙ ИНФОРМАЦИИ НА АТОМНЫХ ЭЛЕКТРОСТАНЦИЯХ

При эксплуатации атомных электростанций (АЭС) немаловажное значение имеют вопросы быстрой обработки первичной информации для получения некоторых обобщенных параметров работы станции. Такими параметрами, в частности, являются: выработка тепла реактором (тепловая мощность), к.п.д. энергетической части блока атомный реактор — парогенератор — электрический генератор.

Обработка первичной информации для получения этих параметров производится вручную. Это требует большой затраты труда расчетчиков, снижает точность получаемых результатов, а окончательная информация запаздывает настолько, что становится малоприменимой для повышения экономичности работы эксплуатируемых энергоустановок. Так, например, для определения количества тепла, выработанного водоводяным атомным реактором типа ВВЭР, необходимо выполнить ручную следующие операции:

- 1) произвести планиметрирование диаграммы температуры питательной воды (теплоносителя);
- 2) определить среднюю температуру питательной воды (теплоносителя);
- 3) по таблицам термодинамических свойств воды определить среднюю энтальпию воды, соответствующую средней температуре;
- 4) произвести планиметрирование диаграммы температуры перегретого пара;
- 5) определить среднюю температуру перегретого пара;
- 6) по таблицам термодинамических свойств пара определить среднюю энтальпию пара, соответствующую средней температуре;
- 7) произвести планиметрирование диаграммы расхода питательной воды (теплоносителя);
- 8) определить поправку к расходу питательной воды (теплоносителя) на отклонение температуры воды от расчетной;
- 9) вычислить действительный расход питательной воды (теплоносителя) с учетом поправки на отклонение температуры;
- 10) вычислить выработку тепла реактором брутто, умножая действительный расход питательной воды (теплоносителя) на разность энтальпий перегретого пара и питательной воды (теплоносителя);
- 11) учесть потери тепла в реакторе для определения тепловой мощности, выделяемой в реакторе.

Рассмотрим некоторые методические вопросы, положенные в основу автоматической обработки первичной информации о работе тепловой схемы применительно к Белоярской атомной электростанции им. И. В. Курчатова и Нововоронежской АЭС.

На рис. 1 представлена принципиальная схема Белоярской АЭС им. И. В. Курчатова [1]. Если пренебречь малозначимыми факторами, коли-

чество тепла Q , вырабатываемое реактором за время $\tau = \tau_1 - \tau_2$, можно выразить в виде

$$Q = \int_{\tau_2}^{\tau_1} q_p d\tau = \int_{\tau_2}^{\tau_1} q_n d\tau - \int_{\tau_2}^{\tau_1} q_b d\tau \text{ дж}, \quad (1)$$

где q_p — тепловая мощность реактора, дж/сек ; q_n — тепловая мощность потока перегретого пара, измеряемого в сечении b (см. рис. 1), дж/сек ; q_b — тепловая мощность потока питательной воды, измеряемого в сечении a (см. рис. 1), дж/сек .

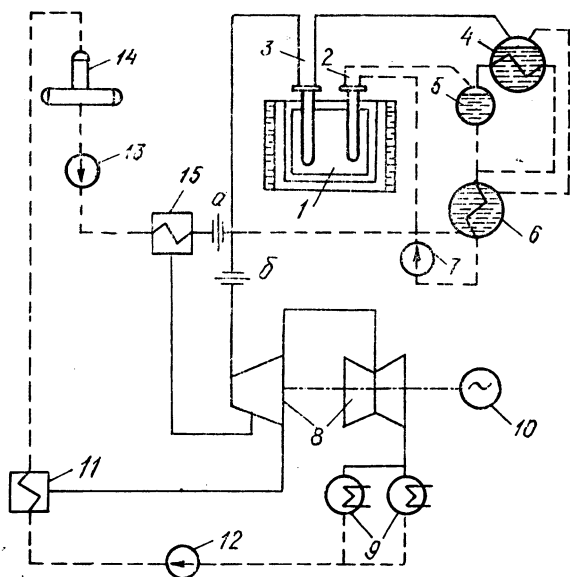


Рис. 1. Принципиальная тепловая схема Белоярской АЭС им. И. В. Курчатова: 1 — реактор; 2 — рабочий испарительный канал; 3 — рабочий перегревательный канал; 4 — испаритель; 5 — сепаратор; 6 — подогреватель; 7 — циркуляционный насос; 8 — турбина; 9 — конденсаторы; 10 — генератор; 11 — подогреватель низкого давления (ПНД); 12 — конденсатный насос; 13 — питательный насос; 14 — деаэрактор; 15 — подогреватель высокого давления (ПВД); a, b — точки измерения расхода питательной воды и перегретого пара; — вода и пароводяная смесь.

Выражение для тепловой мощности потока пара запишется так:

$$q_n = k \alpha_n \epsilon k_{i_n} d_n^2 i_n \sqrt{h_n \rho_n} \text{ дж/сек}, \quad (2)$$

а тепловая мощность потока питательной воды

$$q_b = k \alpha k_i d_b^2 i_b \sqrt{h \rho} \text{ дж/сек}. \quad (3)$$

Здесь k — постоянный коэффициент; α_n, α — соответственно коэффициенты расхода сужающего устройства в трубопроводах пара и воды; ϵ — поправочный множитель на расширение пара; k_{i_n}, k_i — поправочные множители на тепловое расширение материала сужающих устройств в трубопроводах пара и воды; d_n, d — диаметры сужающих устройств по пару и воде при 20°C , мм; i_n, i_b — энтальпии пара и воды, дж/кг ; h_n, h — перепады давления в сужающих устройствах по пару и воде, н/м^2 ; ρ_n, ρ — плотность пара и воды, кг/м^3 ;

Ввиду ограниченного объема испарителя и сепаратора за сколь угодно значительный промежуток времени существует баланс (равенство) количества питательной воды и перегретого пара:

$$G_n \approx G_b = \int_{\tau_2}^{\tau_1} g_n d\tau = \int_{\tau_2}^{\tau_1} g_b d\tau \text{ кг}, \quad (4)$$

где G_n — количество теплоносителя, проходящего в линии перегретого пара за время $\tau = \tau_1 - \tau_2$, кг; G_b — то же линии питательной воды, кг; g_n, g_b — соответствующие расходы теплоносителя, кг/сек.

Уравнение (1) можно переписать с учетом выражений (2) и (3):

$$Q = \int_{\tau_2}^{\tau_1} g_n i_n d\tau - \int_{\tau_2}^{\tau_1} g_b i_b d\tau \approx \int_{\tau_2}^{\tau_1} g_b (i_n - i_b) d\tau = \int_{\tau_2}^{\tau_1} k \alpha k_i d^2 \sqrt{h \rho} (i_n - i_b) d\tau \text{ дж.} \quad (4a)$$

Для возможности реализации в вычислительном приборе уравнение (4) преобразовывается к виду

$$Q = k_1 \int_{\tau_2}^{\tau_1} \sqrt{k_i^2 h \rho (i_n - i_b)^2} d\tau, \quad (5)$$

где $k_1 = k \alpha d^2$ — постоянный коэффициент.

Выражение, пропорциональное тепловой мощности реактора, записанное под знаком интеграла уравнения (5), при незначительной методической погрешности моделируется несложной вычислительной схемой, показанной на рис. 2. Здесь значения k_i, ρ, i_b в функции температу-

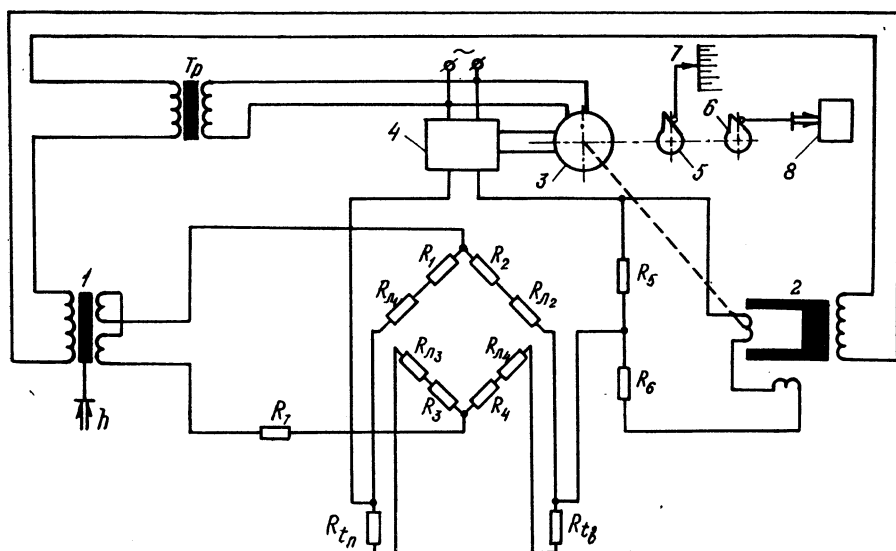


Рис. 2. Принципиальная схема измерения тепловой мощности реактора:
 $R_{11}, R_{12}, R_{13}, R_{14}$ — подгоночные сопротивления линий.

ры питательной воды вводятся величиной сопротивления термометра сопротивления R_{t_b} , а значение i_n вводится с помощью второго термометра сопротивления R_{t_n} .

В данной схеме не учитывается изменение энтальпии пара и воды в зависимости от давления, а также изменение плотности воды в зависимости от давления. Однако это вызывает очень незначительную методическую погрешность. Так, при температуре 500°C и изменении давления перегретого пара в пределах $90 \pm 4 \text{ кгс/см}^2 [(88 \pm 4) 10^5 \text{ н/м}^2]$ изменение

энтальпии пара не превышает $\pm 0,14\%$ среднего значения, а в расширенной области изменения давления пара $90 \pm 10 \text{ кгс/см}^2 [(88 \pm 10) 10^5 \text{ н/м}^2]$ изменение энтальпии не превышает $\pm 0,35\%$. При температуре 300°C и изменении давления питательной воды в пределах $155 \pm 5 \text{ кгс/см}^2 [(152 \pm 5) 10^5 \text{ н/м}^2]$ изменение энтальпии воды не превышает $\pm 0,03\%$ и плотности — не более $\pm 0,13\%$, а в расширенной области $155 \pm 10 \text{ кгс/см}^2 [(152 \pm 10) 10^5 \text{ н/м}^2]$ — соответственно $\pm 0,06$ и $0,26\%$.

Значения сопротивлений измерительной схемы рис. 2 рассчитываются по специальной методике на ЭЦВМ из расчета обеспечения минимальных и симметричных погрешностей в рабочей области изменения температур перегретого пара и питательной воды. Так, в диапазоне температур перегретого пара $450\text{—}540^\circ\text{C}$ и питательной воды $230\text{—}330^\circ\text{C}$ погрешность моделирования уравнения (5) схемой рис. 2 не превышает $\pm 0,6\%$. В более узкой рабочей области изменения температур погрешность моделирования значительно меньше.

Вычислительный прибор для измерения тепла, вырабатываемого реактором, собирается из стандартных элементов и приборов теплового контроля. В качестве датчика перепада давления h на сужающем устройстве в линии питательной воды используется мембранный дифманометр (ДМ) или любой другой дифманометр с некоторой модификацией схемы рис. 2. Датчиками температуры перегретого пара и питательной воды являются термометры сопротивления стандартной градуировки. В качестве базового измерительного прибора применяется безреохордный мост ферродинамической системы (МФС).

Схема рис. 2 работает следующим образом. Дифференциально-трансформаторный преобразователь дифманометра 1 питает мостовую схему с датчиками температуры, на выходной диагонали которой получается напряжение, пропорциональное квадрату выработки тепла реактором. Это напряжение измеряется компенсационным методом. Компенсирующее напряжение снимается с ферродинамического преобразователя 2 (тип ПФ-4), рамка которого поворачивается реверсивным двигателем (РД) 3. Индикатором разбаланса является электронный усилитель 4, на вход которого подается разность напряжений мостика и преобразователя 2. Управляющая обмотка РД подключена к выходу усилителя. Реверсивный двигатель всегда устанавливает преобразователь ПФ-4 в положение, при котором указанная разность напряжений практически равна нулю.

Таким образом, каждому сочетанию перепада давления на сужающем устройстве в трубопроводе питательной воды и действительных параметров перегретого пара и воды соответствует определенное положение рамки преобразователя ПФ-4 тепломера и, следовательно, определенное положение стрелки и пера. Шкала прибора равномерная.

Извлечение корня из сигнала, образующегося на выходной диагонали мостика, производится с помощью профилированного кулачка 5. Тепломер может быть снабжен выходным частотным преобразователем (ПС), выходная частота которого $4\text{—}8 \text{ кгц}$ является входным сигналом для частотного сумматора (СЧ), выполняющего операцию интегрирования. Класс тепломера — 1,5. Входное декало 6 приводит в действие частотный преобразователь 8. Указатель 7 служит для визуального отсчета показаний прибора по шкале.

Аналогично производится измерение тепла, вырабатываемого реакторами, для других схем АЭС с перегретым паром на входе в турбину. При этом расход и параметры питательной воды (теплоносителя) измеряются за последним подогревателем высокого давления, а температура пара измеряется перед турбиной (как показано на схеме рис. 1).

Для атомных электростанций с двухконтурной схемой и водяным теплоносителем (например, Нововоронежская АЭС [1], первая, вторая и

третья очереди, рис. 3) возникают специфические условия измерения тепла, вырабатываемого реактором. В данном случае возможно измерение в неактивной зоне тепла, вырабатываемого отдельными парогенераторами, без учета потерь в первом контуре:

$$Q = \int_{\tau_2}^{\tau_1} g_{в II} (i_{п II} - i_{в II}) d\tau = \int_{\tau_2}^{\tau_1} q_p d\tau - \int_{\tau_2}^{\tau_1} q_{п} d\tau \text{ дж}, \quad (6)$$

где q_p — расход тепла, полезно вырабатываемого реактором, дж/сек;
 $q_{п}$ — потери тепла в первом контуре, дж/сек.

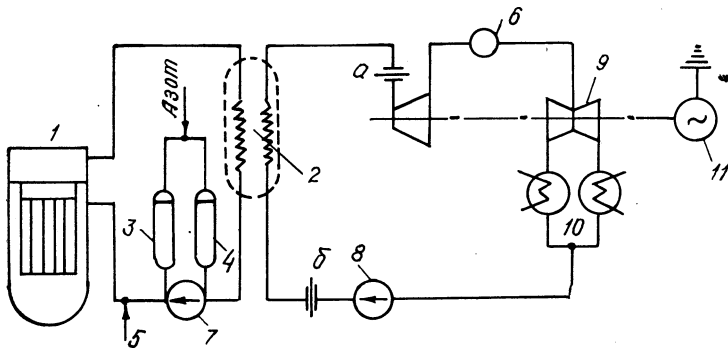


Рис. 3. Принципиальная тепловая схема Новovorонeжской АЭС:
 1 — реактор; 2 — парогенератор; 3, 4 — компенсаторы объема; 5 — подпитка от химводоочистки; 6 — сепаратор; 7 — циркуляционный насос; 8 — конденсатный насос; 9 — турбина; 10 — конденсаторы; 11 — генератор; а, б — точки измерения тепломера ТЭВ-6.

Обозначения с индексом II указывают на принадлежность данного параметра ко второму контуру.

Таким образом, тепломер измеряет тепло, получаемое от парогенератора, которое отличается (с учетом суммирования по отдельным парогенераторам) от вырабатываемого реактором тепла на величину потерь в первых контурах.

Особенностью измерения тепла, вырабатываемого парогенератором, в данном случае является то, что после парогенератора получают обычно насыщенный пар, степень сухости которого не постоянна и изменяется с нагрузкой блока (возможно, и по другим причинам). Изменение влажности пара на 1% влечет за собой изменение вырабатываемого тепла также примерно на 1%. Учет влажности пара затрудняется отсутствием в настоящее время прибора, измеряющего эту величину. Если имеются графики, полученные в результате испытаний, выражающие зависимость влажности пара от нагрузки блока, то ее величину можно учесть при измерении вырабатываемого тепла, введя в схему тепломера ручной задатчик влажности. При наличии автоматического прибора — влагомера — таким задатчиком может служить встроенный выходной преобразователь.

Принцип действия тепломера состоит в непрерывном автоматическом вычислении мгновенной тепловой нагрузки парогенератора по сигналам датчиков перепада давления на сужающем устройстве, температуры питательной воды и влажности острого пара. Следовательно, тепломер представляет собой специализированное аналоговое вычислительное устройство, которое работает по принципу автоматической компенсации.

Тепломер решает уравнение

$$q_{II} = k \sqrt{h(x - k_1) \frac{a - t_{п.в}}{b + t_{п.в}}} \text{ ед, тепл./ед. времени,} \quad (7)$$

где h — текущее значение перепада давления на сужающем устройстве (СУ); k — постоянный градуировочный коэффициент; x — степень сухости острого пара; $t_{п.в}$ — температура питательной воды; a, b, k_1 — постоянные коэффициенты.

Для параметров пара $p_0 = (22 - 32) \cdot 10^5 \text{ н/м}^2$, $x = 1 - 0,98$; воды $t_{п.в} = 130 - 190^\circ\text{C}$, $p_{п.в} = 36 \cdot 10^5 \text{ н/м}^2$ постоянные коэффициенты формулы (7) имеют следующие значения: $k_1 = 0,3992$; $a = 110,70$; $b = 480,86$; $k = 0,01252 \text{ ад}_{20}^2 \cdot 10^3 \sqrt{604,38}$ — для часового расхода. Если применять, например, термометр 21-й градуировки, то формула (7) принимает вид

$$q_{II} = k \sqrt{h(x - 0,3992) \frac{110,70 - R_t}{480,86 + R_t}}, \quad (8)$$

где R_t — значение сопротивления термометра при соответствующей температуре. Методическая погрешность формулы (8) $\delta = \pm 0,06\%$. Максимальная дополнительная погрешность от неучета давления питательной воды в диапазоне от $28 \cdot 10^5$ до $38 \cdot 10^5 \text{ н/м}^2$ не превышает $0,1\%$, а от неучета давления (температуры) пара — не более $0,15\%$. Результирующая методическая погрешность с учетом случайного характера изменения параметров воды и пара составит $0,2\%$.

Приведенный анализ погрешностей показывает, что нет необходимости в измерении давления воды и пара, так как при этом значительные затраты не будут оправданы незначительным увеличением точности.

Принципиальная схема тепломера ТЭВ-6 представлена на рис. 4. Пунктирные линии показывают подключение устройств для учета влажности пара. Прибор, измеряющий влажность пара, снабжается выходным ферродинамическим преобразователем 11 типа ПФ-4. Угол поворота его рамки пропорционален величине x . С помощью делителя и обмотки смещения его выходная характеристика настраивается так, чтобы выходное напряжение было пропорционально величине $(x - k_1)$. Это напряжение поступает на вход повторителя электрических сигналов (ПЭС) 10. Выходным током повторителя питаются обмотки возбуждения преобразователя дифманометра 1 и преобразователя обратной связи 2 (перемычки с клемм a, a_1 и b, b_1 удалены), причем в цепь обратной связи повторителя включена только рамка преобразователя 2, зафиксированная на максимальном угле поворота, а его обмотка смещения служит для настройки характеристики преобразователя 1 и регулировки «нуля» в процессе эксплуатации.

Мост, содержащий термометр сопротивления $R_{t_{пв}}$ питается напряжением, пропорциональным $(x - k_1)$. Напряжение на измерительной диагонали моста пропорционально величине квадрата расхода тепла:

$$U = q_{II}^2 = (x - k_1) \frac{a - R_t}{b + R_t} h. \quad (8a)$$

Это напряжение измеряется автокомпенсационным способом. Результирующий сигнал подается на вход усилителя 4. Резистором R_6 устанавливается верхний предел измерения. Таким образом, угол поворота α рамки компенсирующего преобразователя 3 (ПФ-4) и, следовательно, вала двигателя 5 будет пропорционален q_{II}^2 . Закон перемещения

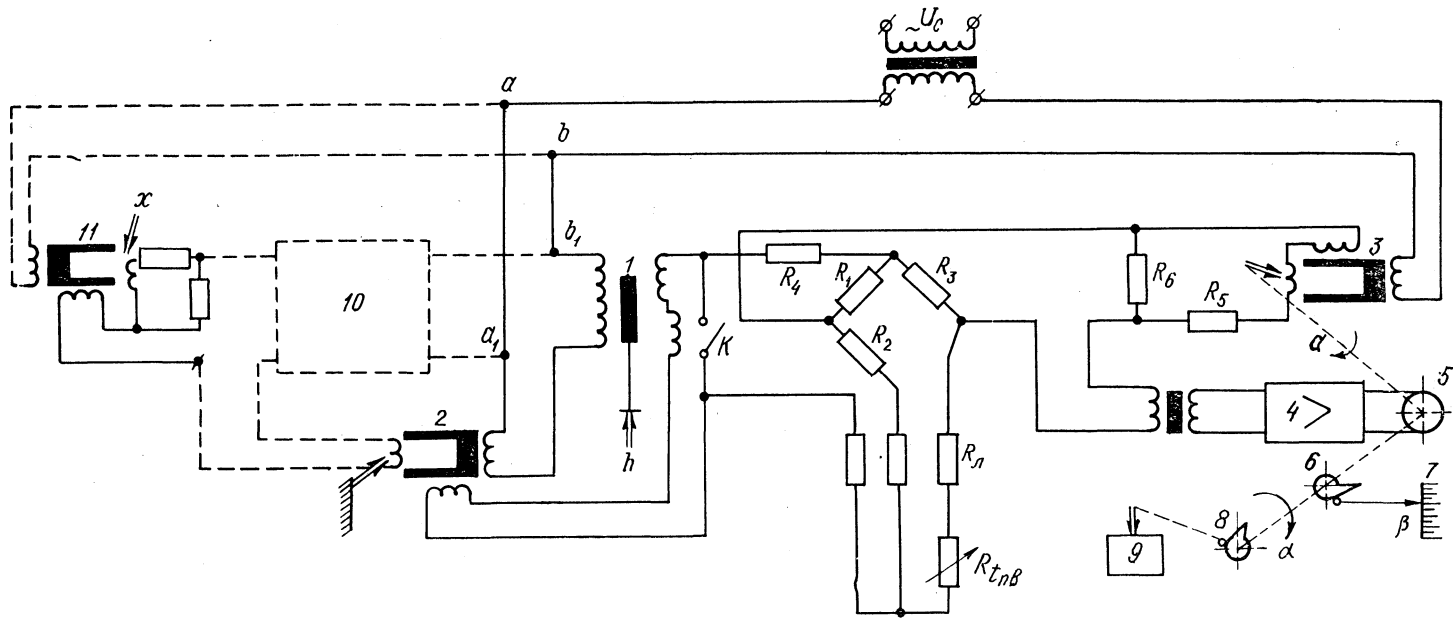


Рис. 4. Принципиальная схема тепломера ТВ-6.

указателя (регистратора) 7 задается функциональным лекалом 6, профиль которого выбирается так, что

$$\beta = k \sqrt{h(x - k_1) \frac{a - R_t}{b + R_t}}. \quad (86)$$

Индикатором разбаланса служит электронный усилитель на полупроводниковых триодах. Тумблером K задается режим контроля «нуля» прибора. Выходной преобразователь 9 кинематически связан с валом двигателя через кулачок 8, с помощью которого может быть задана желаемая функциональная зависимость выходного сигнала от величины q_{11} . Тепломер, выполненный по схеме рис. 4, установлен на Нововоронежской АЭС в 1970 г. Основная погрешность прибора $\leq \pm 1\%$.

Разработаны вычислительные приборы для измерения тепловой мощности потока перегретого пара в соответствии с уравнением (2) и тепловой мощностью потока горячей воды в соответствии с уравнением (3). Эти приборы также могут найти применение на АЭС (класс — 1,5 [2]).

Измерение к.п.д. энергетического атомного блока может производиться по способу, описываемому уравнением

$$\eta = \frac{\int_{\tau_2}^{\tau_1} N d\tau}{(k_1 \int_{\tau_2}^{\tau_1} \sqrt{k_t^2 h \rho (i_n - i_b)^2} d\tau)_{\text{const}}} = \frac{\int_{\tau_2}^{\tau_1} N d\tau}{(\int_{\tau_2}^{\tau_1} q_p d\tau)_{\text{const}}} = k_2 \int_{\tau_2}^{\tau_1} N d\tau, \quad (9)$$

где N — электрическая мощность генератора, $вт$; q_p — тепловая мощность реактора, $дж/сек$; k_2 — постоянный коэффициент:

$$k_2 = \frac{1}{(k_1 \int_{\tau_2}^{\tau_1} \sqrt{k_t^2 h \rho (i_n - i_b)^2} d\tau)_{\text{const}}} = \frac{1}{(\int_{\tau_2}^{\tau_1} q_p d\tau)_{\text{const}}}. \quad (10)$$

Сущность способа заключается в том, что измеряется количество выработанной генератором электроэнергии ($\int_{\tau_2}^{\tau_1} N d\tau$) за время расхода постоянного количества тепла, вырабатываемого реактором. При этом количество выработанной электроэнергии оказывается пропорциональным к.п.д. блока. Цикл времени ($\tau_1 - \tau_2$), за которое реактором вырабатывается постоянное количество тепла, будет изменяться в процессе измерения к.п.д. в соответствии с изменением нагрузки атомного энергетического блока. При малой нагрузке реактора цикл времени ($\tau_1 - \tau_2$) больший, а при больших нагрузках цикл уменьшается.

Переменный цикл времени измерения к.п.д. имеет преимущества по сравнению с постоянным циклом в применявшемся ранее методе измерения к.п.д. Так, например, среднее значение к.п.д. атомного энергоблока за длительный промежуток времени при переменном цикле измерения к.п.д. по предложенному методу может быть легко определено как среднее арифметическое из значений единичных замеров к.п.д. $\eta_1, \eta_2, \dots, \eta_n$:

$$\eta_{\text{ср}} = \frac{\eta_1 + \eta_2 + \eta_3 + \dots + \eta_n}{n}. \quad (11)$$

Блок-схема измерения к.п.д. по предлагаемому способу представлена на рис. 5. В качестве интегратора тепловой мощности реактора ис-

пользуется описанный выше вычислительный прибор для измерения вырабатываемого реактором тепла. В качестве интегратора электрической мощности генератора используется электрический счетчик вырабатываемой генератором энергии с фотоимпульсной приставкой или с автогенераторным бесконтактным датчиком, разработанный в Белорусском филиале ЭНИНа, или электрический счетчик серийного производства.

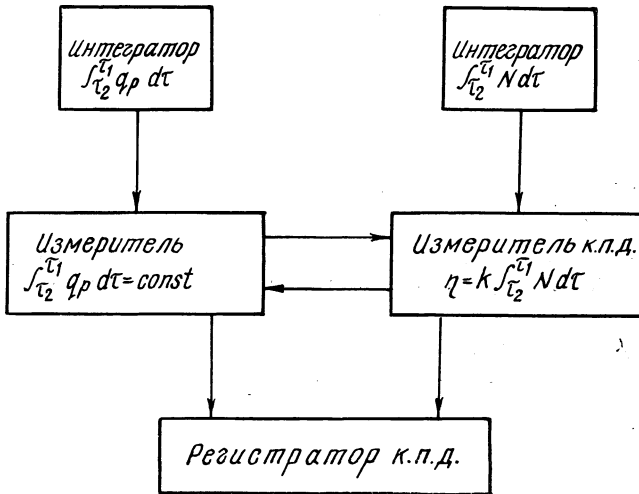


Рис. 5. Блок-схема измерения к.п.д. ядерного энергоблока.

Измерителем расхода постоянного количества тепла может служить пересчетная схема на двоичных элементах, воспринимающая импульсы от интегратора выработки тепла. При накоплении постоянного количества импульсов пересчетная схема выдает сигнал для регистрации с помощью регистратора к.п.д. количества импульсов, накопленных измерителем к.п.д. После регистрации к.п.д. показания измерителя к.п.д. гасятся в нуль и цикл измерения повторяется.

Измеритель к.п.д. представляет собой двоичный или десятичный счетчик импульсов, поступающих от интегратора мощности генератора, т. е. электрического счетчика энергии. Регистратором к.п.д. служит любое электромеханическое или иное устройство, которое по команде измерителя постоянного количества расхода тепла, вырабатываемого реактором, регистрирует число импульсов, накопленных измерителем к.п.д.

Разработанные методы и аппаратура позволяют:

- а) автоматизировать наиболее трудоемкие повседневные расчетные операции;
- б) повысить точность измерений;
- в) сократить численность персонала расчетных групп и улучшить условия их работы за счет исключения однообразной работы по планированию диаграмм измерительных приборов, введению поправок и производству трудоемких расчетов;
- г) повысить экономичность работы эксплуатируемых установок за счет введения режима по уточненной информации, оперативно получаемой от вычислительных устройств.

Предложенные алгоритмы могут также использоваться в информационных и управляющих машинах для расчета рассмотренных в статье обобщенных параметров.

Литература

1. Маргулова Т. Х. Атомные электрические станции. М., 1969.
2. Каханович В. С. Измерение расхода вещества и тепла при переменных параметрах. М., 1970.

РЕФЕРАТЫ СТАТЕЙ, ПОМЕЩЕННЫХ В СБОРНИКЕ

УДК [621.31:665.637] 003 (476)

Коэффициент полезного использования мазута в энергетике и его исследования для Белорусской ССР. Трутаев В. И. «Научные и прикладные проблемы энергетики», 1974, вып. 1, с. 3—7.

Излагается методика расчета коэффициента полезного использования мазута в энергетике, приводятся исследования к.п.и. мазута для энергетики Белорусской ССР; показываются изменения частных и общего к.п.и. мазута в прошлом и в перспективе.— Ил. 2. Табл. 2. Библ. 4.

УДК 541.138.2:621.311.22:621.18

Исследование состава раствора, конденсирующегося из дымовых газов на поверхности. Альшевский В. Н. «Научные и прикладные проблемы энергетики», 1974, вып. 1, с. 8—10.

Приводятся результаты исследования состава раствора, конденсирующегося из дымовых газов парогенератора, сжигающего высокосернистый мазут. Дается сравнение результатов вышеуказанных исследований с результатами, полученными в лабораторных условиях на смеси $H_2SO_4-H_2O$.— Ил. 1. Библ. 3.

УДК 541.138.2:621.311.22:621.18

Исследования испарения серной кислоты с нейтральных поверхностей. Хомич А. С. «Научные и прикладные проблемы энергетики», 1974, вып. 1, с. 11—12.

Рассматривается влияние на процесс испарения паров серной кислоты гидродинамики потока и свойств поверхности испарения.— Ил. 2 Библ. 2.

УДК 662.925.004.86

Предвключенный регенеративный воздухоподогреватель. Стриха И. И. «Научные и прикладные проблемы энергетики», 1974, вып. 1, с. 13—16.

Для уменьшения низкотемпературной коррозии поверхностей нагрева и улучшения условий очистки их от загрязнений предлагается конструкция предвключенного воздухоподогревателя. Показаны его преимущества по сравнению с традиционным совмещенным вариантом компоновки «холодной» и «горячей» секций регенеративного вращающегося воздухоподогревателя. Приводится оценка изменения конструктивных параметров воздухоподогревателей в зависимости от значения эквивалентного диаметра набивки с учетом процессов коррозии и загрязнений.— Ил. 1. Библ. 4.

УДК 697.8:621.311.22

Расширение температурного диапазона работы действующих железобетонных дымовых труб. Жидович О. В. «Научные и прикладные проблемы энергетики», 1974, вып. 1, с. 17—19.

Рассматривается способ присадки наружного воздуха для защиты железобетонных оболочек дымовых труб от термических напряжений, возникающих при температурах уходящих газов, превышающих расчетно допустимые. Приводится методика расчета дополнительных аэродинамических сопротивлений газового тракта дымососов. Рассматриваются вопросы влияния присадки воздуха на надежность работы дымовой трубы. Дается технико-экономическое сопоставление предложенного способа с альтернативными вариантами.— Ил. 3. Библ. 4.

УДК 662.64:662.933.1

Зависимость некоторых физико-химических свойств фрезерного торфа от степени его разложения. Барышев В. И., Столов М. А. «Научные и прикладные проблемы энергетики», 1974, вып. 1, с. 20—24.

Рассматривается зависимость некоторых физико-химических свойств фрезерного торфа от степени его разложения. Показано, что фрезерный торф низкой степени разложения (менее 25%) следует считать отдельной маркой топлива в отличие от общепринятого энергетического топлива — фрезерного торфа. Для его сжигания требуются специальные топочно-горелочные и размалывающие устройства.— Ил. 5. Табл. 2. Библ. 6.

УДК 621.165.004.15

Эффективность применения смешивающих подогревателей в регенеративной схеме мощных паротурбинных блоков. Яковлев Б. В. «Научные и прикладные проблемы энергетики», 1974, вып. 1, с. 25—32.

Исследуется техническая возможность и экономическая целесообразность применения смешивающих (контактных) регенеративных подогревателей низкого давления мощных паротурбинных установок. Предложена более совершенная схема включения смешивающих ПНД, разработана методика оценки экономической эффективности мероприятия и определена эффективность установок смешивающих ПНД у блока К-300-240ЛМЗ.— Ил. 4. Табл. 1.

УДК 621.165.001.5

Расчет энергетических характеристик теплофикационных турбин с помощью ЭВМ. Качан А. Д., Леонков А. М., Муковозчик Н. В. «Научные и прикладные проблемы энергетики», 1974, вып. 1, с. 33—38.

Приводится алгоритм расчета на ЭВМ уточненных энергетических характеристик теплофикационных турбин. Методика расчета энергетических характеристик основана на выделении теплофикационного и конденсационного потоков пара и учете дополнительных потерь энергии в различных отсеках турбин при работе на нерасчетных режимах. Результаты расчета характеристик турбины ПТ-60-130/13 на ЭВМ «Минск-22» показали хорошее совпадение с опытными данными.— Ил. 1. Табл. 1. Библ. 3.

УДК 621.165

Исследование характеристик ступеней большой веерности при малых объемных пропусках пара. Леонков А. М., Качан А. Д., Балабанович В. К., Даченко В. Г., Муковозчик Н. В. «Научные и прикладные проблемы энергетики», 1974, вып. 1, с. 38—41.

Рассматриваются особенности работы последних ступеней турбин при малых объемных расходах пара. Приведены некоторые результаты натурных исследований, выполненных на турбине Т-100-130.— Ил. 3. Библ. 5.

УДК 621.165

Исследование динамики и схем регулирования мощности энергоблока 300 Мвт. Бащище П. В., Рубахин В. Б., Сороко Е. В. «Научные и прикладные проблемы энергетики», 1974, вып. 1, с. 42—47.

Приводятся результаты испытаний дубль-блока 300 Мвт Лукомльской ГРЭС. Описывается предлагаемая схема автоматического регулирования мощности блока 300 Мвт с котлом ТГМП-114 и турбиной К-300-240ЛМЗ.— Ил. 5. Библ. 4.

УДК 621.165

Некоторые мероприятия по улучшению влагоудаления перед последними ступенями теплофикационных турбин. Шнайдерман Ю. М. «Научные и прикладные проблемы энергетики», 1974, вып. 1, с. 48—50.

Рассматриваются некоторые мероприятия по улучшению удаления влаги перед последними ступенями теплофикационных турбин, работающих часть времени при значительных расходах пара на конденсатор.— Ил. 2. Библ. 2.

УДК 621.311

Вероятностный анализ системы автоматического регулирования мощности регулирующей ТЭС. А н и щ е н к о В. А., П е т р о в В. В. «Научные и прикладные проблемы энергетики», 1974, вып. 1, с. 51—54.

Формулируется критерий оценки качества работы ТЭС, участвующей в автоматическом регулировании перетока мощности по межсистемной связи. Приводятся результаты вероятностного анализа типовых законов регулирования перетока мощности и расхода топлива. Выбор наилучшего сочетания законов регулирования производится на основании выбранного критерия.— Ил. 2. Табл. 1. Библ. 7.

УДК 621.311.1

Влияние отклонений режимных параметров на экономические характеристики блоков КЭС. С т а д н и к Л. М. «Научные и прикладные проблемы энергетики», 1974, вып. 1, с. 55—56.

Приводится аналитическое выражение для характеристики удельного прироста расхода тепла конденсационного блока, по которому определялось влияние отклонений режимных параметров от их номинальных значений на эту характеристику. Приведены результаты расчетов на ЭВМ для ряда параметров применительно к блокам 150 Мвт (топливо — мазут).— Табл. 1. Библ. 2.

УДК 681.142.33/34-317.11

Приближение функций в области теплотехнических измерений. К а х а н о в и ч В. С., К а л ь к о Р. А. «Научные и прикладные проблемы энергетики», 1974, вып. 1, с. 57—62.

Приводится описание методики оптимального приближения функции, выраженной полиномом второй степени или заданной таблицей, дробно-линейной функцией, которая может быть реализована множительно-делительной схемой автокомпенсационных вычислительных приборов. Рекомендуется к применению в теплоизмерительной технике.— Ил. 2. Библ. 6.

УДК 66.096.5

Датчик уровня псевдооживленного слоя. Б а ш л а к о в В. Е. «Научные и прикладные проблемы энергетики», 1974, вып. 1, с. 63—64.

Проведены исследования датчика уровня псевдооживленного слоя, принцип работы которого может быть использован для автоматического регулирования уровня дисперсных материалов, псевдооживленных газообразной средой. Так как в псевдооживленном слое коэффициент теплообмена в несколько раз выше (в 4—5 раз), чем в газообразной среде, то ток в датчике будет резко изменяться в зависимости от его местонахождения.— Ил. 2. Библ. 3.

УДК 621.036

Изучение работы пламенной термической печи на модели. Н е с е н ч у к А. П., С е д н и н В. А. «Научные и прикладные проблемы энергетики», 1974, вып. 1, с. 65—68.

В соответствии с методикой локального теплового моделирования изучаются особенности тепловой работы термической печи, конструкция которой разработана институтом «Теплопроект». Приводятся рекомендации по совершенствованию работы рабочего пространства.— Ил. 4.

УДК 658.264

Учет влияния долговременных колебаний температуры воздуха на затраты тепла в промышленности. Ж у к о в Д. Ф., И с к р е н к о в а И. И. «Научные и прикладные проблемы энергетики», 1974, вып. 1, с. 69—72.

Излагаются результаты анализа колебаний годовых и квартальных температур относительно среднесезонных значений и влияние их на затраты тепловой энергии на промышленных предприятиях. Это влияние существенно, и его следует учитывать при нормировании и оценке расходования энергии.— Ил. 2. Табл. 3.

УДК 621.036.2

Инженерный расчет процессов нагрева и охлаждения тел при сложных граничных и начальных условиях. Бондарев В. А., Андрушевич А. А. «Научные и прикладные проблемы энергетики», 1974, вып. 1, с. 73—76.

Кратко излагается предложенный авторами приближенный метод расчета процессов нагрева и охлаждения тел произвольной формы при сложных граничных и начальных условиях. Приводится вывод формулы поправки, учитывающей нелинейность граничных условий. Даются примеры расчета.— Ил. 1. Библ. 4.

УДК 658.264.004.82

Повышение эффективности использования тепла отработавшего пара кузнечных молотов на Минском автомобильном заводе. К л а з М. М., Г а н ж и н А. А., П у х т е в М. И., Р о г а ч е в И. Г. «Научные и прикладные проблемы энергетики», 1974, вып. 1, с. 77—80.

Рассматриваются вопросы использования тепла отработавшего пара кузнечных молотов на Минском автомобильном заводе. Предложена схема использования этого тепла на нужды отопления, вентиляции и горячего водоснабжения группы цехов вместо подогрева обратной воды. Приведена методика расчета расходов и температур сетевой воды отопления и вентиляции группы потребителей и показаны преимущества для указанной схемы.— Ил. 2. Библ. 3.

УДК 621.6.01

Распространение температурной волны в тепловых сетях. Степанчук В. Ф., М и н и ч Э. П. «Научные и прикладные проблемы энергетики», 1974, вып. 1, с. 81—84.

В рамках одномерных представлений дана методика расчета температурной волны в тепловых сетях. Полученные соотношения могут быть использованы при определении теплопотерь и расчете времени прохождения температурной волны, необходимого при испытании компенсаторов.

УДК 66.047.37

Влияние аэродинамических факторов на параметры процесса в пневмопаровых сушилках. О п м а н Я. С. «Научные и прикладные проблемы энергетики», 1974, вып. 1, с. 85—87.

Приводится вывод уравнения, определяющего влияние аэродинамических условий (сопротивление сети, характеристика вентилятора и др.) на взаимосвязь основных технологических параметров процесса в пневмопаровых сушильных установках торфобрикетного производства при разомкнутой схеме сушки.— Библ. 1.

УДК 536.24.001.5

Теплообмен в высокотемпературном ребристо-зубчатом рекуператоре. А л е к с а н д р о в А. Н. «Научные и прикладные проблемы энергетики», 1974, вып. 1, с. 88—93.

Излагаются способ и результаты разработки математической модели теплообмена в ребристо-зубчатом рекуператоре при стационарных режимах работы.— Ил. 4. Табл. 1. Библ. 5.

УДК 536.24

Вопросы переноса тепла в расплаве стекла. К о з л о в А. И. «Научные и прикладные проблемы энергетики», 1974, вып. 1, с. 94—97.

Рассматриваются вопросы переноса тепла в расплавах стекла. Предлагается метод расчета тепловых потоков в расплавах стекла на основании результатов измерений при помощи α -калориметра, имеющего форму Архимедова цилиндра.— Ил. 2. Библ. 4.

УДК 621.398

Об измерении массового паросодержания влажного пара диэлькометрическим методом. С у д и л о в с к и й В. К. «Научные и прикладные проблемы энергетики», 1974, вып. 1, с. 98—102.

Рассматриваются вопросы измерения массового паросодержания влажного пара диэлькометрическим методом в широком диапазоне давлений.— Ил. 4. Табл. 1. Библ. 7.

УДК 536.246

Исследование теплоотдачи в водовоздушных потоках. М и г у ц к и й Е. Г. «Научные и прикладные проблемы энергетики», 1974, вып. 1, с. 103—106.

Дано описание экспериментальной установки для изучения теплоотдачи водовоздушных потоков. Приведены значения экспериментальных коэффициентов теплоотдачи для водовоздушного потока и сравнение их с коэффициентами теплоотдачи для воздуха и воды при тех же числах Re .— Ил. 2. Табл. 1. Библ. 2.

УДК 621.574

Анализ возможных схем двухкамерных холодильников. Стрельцов А. И. «Научные и прикладные проблемы энергетики», 1974, вып. 1, с. 107—112.

Рассматриваются схемы двухкамерных холодильников с одним дросселированием хладагента: схема с последовательным подключением испарителей холодильной и морозильной камер и схема с тепловой трубкой. Приведены результаты экспериментальных исследований холодильников, выполненных по этим схемам. — Ил. 3. Табл. 1. Библ. 2.

УДК 536.244

Определение коэффициентов переноса при движении тепловых волн в продуваемом пористом теле. Ф а т е е в Г. А., Т а р а с е в и ч Л. И. «Научные и прикладные проблемы энергетики», 1974, вып. 1, с. 113—118.

Рассматривается методика определения коэффициентов внутреннего и внешнего теплообмена в дисперсной системе (пористом теле, продуваемом газом) по графикам затухания амплитуды тепловой волны. Результаты экспериментальной проверки методики соответствуют литературным данным и известным представлениям о механизме переноса.— Ил. 3. Библ. 4.

УДК 536.248.2

Эффективность применения тепловых труб в теплообменных аппаратах. В а с и л ь е в а Г. В. «Научные и прикладные проблемы энергетики», 1974, вып. 1, с. 119—121.

Приводятся результаты экспериментального исследования работы низкотемпературных тепловых труб в теплообменных аппаратах. При исследовании варьировались структурно-механические свойства внутренних стенок труб и вещества-теплоносителя, обеспечивающие теплосъем. В результате проведенной работы были подобраны оптимальная капиллярно-пористая структура стенок тепловых труб и жидкость-теплоноситель, осуществляющий максимальный отвод тепла при заданном температурном перепаде.— Ил. 3. Табл. 1. Библ. 1.

УДК 621.398.694.4:533

Измерение расхода пылевидных топлив на электростанциях радиоизотопным методом. Т к а ч е н к о В. Е. «Научные и прикладные проблемы энергетики», 1974, вып. 1, с. 122—126.

Предлагается радиоизотопный метод измерения массового расхода аэродисперсного (или газового) потока. Массовый расход получается путем перемножения сигналов, пропорциональных концентрации дисперсной фазы (плотности) и скорости потока. Приведено описание опытного макета радиоизотопного расходомера, реализующего предложенный метод измерения. Описана лабораторная установка, на которой испытывался опытный макет расходомера — Ил. 1. Библ. 4.

УДК 621.311.25.681.139.44

Автоматизация обработки первичной информации на атомных электростанциях.

Ермаков В. С., Каханович В. С., Калько Р. А., Заливако Е. К. «Научные и прикладные проблемы энергетики», 1974, вып. 1, с. 127—135.

Изложены вопросы автоматизации процесса вычисления вырабатываемого тепла и к.п.д. ядерного реактора АЭС, к.п.д. энергоблока в целом. Рассматривается возможность применения простых аналоговых вычислительных устройств, построенных на базе унифицированных датчиков, приборов и блоков для автоматизации первичной обработки информации с целью вычисления технико-экономических показателей работы оборудования АЭС, а также для защиты ядерного реактора. Описаны два из них — тепломеры для измерения тепловой мощности парогенераторов ядерных реакторов. — Ил. 5. Библ. 2.

СОДЕРЖАНИЕ

В. И. Трутаев. Коэффициент полезного использования мазута в энергетике и его исследования для Белорусской ССР	3
В. Н. Альшевский. Исследование состава раствора, конденсирующегося из дымовых газов на поверхности	8
А. С. Хомич. Исследования испарения серной кислоты с нейтральных поверхностей	11
И. И. Стриха. Предвключенный регенеративный воздухоподогреватель	13
О. В. Жидович. Расширение температурного диапазона работы действующих железобетонных дымовых труб	17
В. И. Барышев, М. А. Столов. Зависимость некоторых физико-химических свойств фрезерного торфа от степени его разложения	20
Б. В. Яковлев. Эффективность применения смешивающих подогревателей в регенеративной схеме мощных паротурбинных блоков	25
А. Д. Качан, А. М. Леонков, Н. В. Муковозчик. Расчет энергетических характеристик теплофикационных турбин с помощью ЭВМ	33
А. М. Леонков, А. Д. Качан, В. К. Балабанович, В. Г. Даценко, Н. В. Муковозчик. Исследование характеристик ступеней большой веерности при малых объемных пропусках пара	38
П. В. Бачище, В. Б. Рубахин, Е. В. Сороко. Исследование динамики и схем регулирования мощности энергоблока 300 Мвт	42
Ю. М. Шнайдерман. Некоторые мероприятия по улучшению влагоудаления перед последними ступенями теплофикационных турбин	48
В. А. Анищенко, В. В. Петров. Вероятностный анализ системы автоматического регулирования мощности регулирующей ТЭС	51
Л. М. Стадник. Влияние отклонений режимных параметров на экономические характеристики блоков КЭС	55
В. С. Қаханович, Р. А. Калько. Приближение функций в области теплотехнических измерений	57
В. Е. Башлаков. Датчик уровня псевдоожиженного слоя	63
А. П. Несенчук, В. А. Седнин. Изучение работы пламенной термической печи на модели	65
Д. Ф. Жуков, И. И. Искренкова. Учет влияния долговременных колебаний температуры воздуха на затраты тепла в промышленности	69
В. А. Бондарев, А. А. Андрушевич. Инженерный расчет процессов нагрева и охлаждения тел при сложных граничных и начальных условиях	73
М. М. Клаз, А. А. Ганжин, М. И. Пухтеев, И. Г. Рогачев. Повышение эффективности использования тепла отработавшего пара кузнечных молотов на Минском автомобильном заводе	77
В. Ф. Степанчук, Э. П. Минич. Распространение температурной волны в тепловых сетях	81
Я. С. Опман. Влияние аэродинамических факторов на параметры процесса в пневмопаровых сушилках	85
А. Н. Александров. Теплообмен в высокотемпературном ребристо-зубчатом рекуператоре	88
А. И. Козлов. Вопросы переноса тепла в расплаве стекла	94

В. К. Судиловский. Об измерении массового паросодержания влажного пара диэлькометрическим методом	98
Е. Г. Мигуцкий. Исследование теплоотдачи в водовоздушных потоках	103
А. И. Стрельцов. Анализ возможных схем двухкамерных холодильников	107
Г. А. Фатеев, Л. И. Тарасевич. Определение коэффициентов переноса при движении тепловых волн в продуваемом пористом теле	113
Г. В. Васильева. Эффективность применения тепловых труб в теплообменных аппаратах	119
В. Е. Ткаченко. Измерение расхода пылевидных топлив на электростанциях радиоизотопным методом	122
В. С. Ермаков, В. С. Каханович, Р. А. Калько, Е. К. Заливако. Автоматизация обработки первичной информации на атомных электростанциях	127
Рефераты статей, помещенных в сборнике	136

НАУЧНЫЕ И ПРИКЛАДНЫЕ ПРОБЛЕМЫ ЭНЕРГЕТИКИ.

Вып. 1. Теплотехника

Редактор С. Ю. Липец
Обложка художника А. В. Золотова
Худож. редактор Г. И. Важнов
Техн. редактор М. Н. Кислякова
Корректор Р. К. Емельянова

АТ 11569. Сдано в набор 17/1 1974 г. Подписано в печать 20/VI 1974 г.
Бумага 70×108¹/₁₆ типогр. № 3. Печ. л. 9(12,6). Уч.-изд. л. 10,91.
Изд. № 73—79. Тип. зак. 770. Тираж 600 экз. Цена 1 руб. 11 коп.

Издательство «Высшая школа» Государственного комитета Совета
Министров БССР по делам издательств, полиграфии и книжной торгов-
ли. Редакция межведомственных сборников и заказной литературы.
220600. Минск, ул. Кирова, 24.

Полиграфический комбинат им. Я. Коласа Государственного комитета
Совета Министров БССР по делам издательств, полиграфии и книжной
торговли. Минск, ул. Красная, 23.