

## ЛИТЕРАТУРА:

1. Оптические печи // Г.Г. Лопатина, В.П. Сасоров, Б.В. Спицын, Д.В. Федосеев. - М.: Металлургия, 1969.- 215 с
2. Елисеев В.Н., Товстоног В.А. Теплообмен и тепловые испытания материалов и конструкций аэрокосмической техники при радиационном нагреве. - М.: МГТУ, 2014- 396с.

Научный руководитель: Ю.Я. Раков, к.т.н., доцент, каф. АТЭС ЭНИН ТПУ.

## **ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИХ СИСТЕМ ДЛЯ РЕШЕНИЯ ПРОБЛЕМ ПОВЫШЕНИЯ РЕСУРСО- И ЭНЕРГОЭФФЕКТИВНОСТИ СООРУЖЕНИЙ В СУРОВЫХ УСЛОВИЯХ**

А.А. Бычкова

Томский политехнический университет  
ЭНИН, АТП, группа 5БМ6Д

В настоящее время вопросам энергосбережения и повышения энерго- и ресурсоэффективности зданий и сооружений административного и производственного назначения уделяют особое значение. Эффективным решением, как показывает практика, становится комплексный подход, включающий проведение энергетического моделирования с целью разработки стратегий энергосбережения и внедрения автоматизированных систем управления зданием [1].

При этом стоит задача разработки комплексной модели, которая позволит проводить широкий спектр исследований процессов теплообмена, характеристик энергопотребления и устойчивости тепловых режимов помещений. Анализ известных периодических изданий позволяет сделать вывод о том [2], что наиболее перспективным подходом при создании комплексных моделей сложных динамических систем является использование метода «акаузального» моделирования. В этом случае появляется возможность [3] интеграции на одной программной платформе моделей систем, функционирующих на различных физических принципах. Такая комплексная модель, включающая термодинамические системы здания, до сих пор не разработана для сооружений, эксплуатирующихся в суровых климатических условиях Арктики.

Целью данной работы было разработать одну из таких термодинамических систем – модель пластинчатого теплообменного аппарата (ПТА). С точки зрения оптимального энергопотребления управление теплоснабжением здания с учетом характеристик потребления энергии реализуется с помощью индивидуальных тепловых пунктов [4], которые предусматривают наличие ПТА.

Пластинчатый теплообменный аппарат представляет собой набор пластин из нержавеющей стали, скомпонованных таким образом, что две среды, участвующие в процессе теплообмена, движутся по разные стороны одной пластины. Теплопередача в теплообменном аппарате происходит посредством конвекции

между горячей средой, протекающей в горячей камере, и горячей стороной стенки, которая предотвращает перемешивание сред, посредством теплопередачи через стенку и посредством конвекции между холодной стенки и нагреваемой средой. Пакет пластин набирается для организации определенного количества параллельных каналов и необходимой площади теплообмена [5].

Такая конструкция теплообменника обеспечивает эффективную компоновку теплообменной поверхности и, соответственно, малые габариты самого аппарата. Для моделирования выбран теплообменный аппарат типа М6 FG, технические характеристики которого приведены в табл. 1.

Табл. 1. Технические характеристики ПТА типа М6 FG и пластин

Характеристика	Параметр
Массовый расход гор.в., кг/с	3,6 ÷ 14,4
Массовый расход хол.в., кг/с	3,6
Температура гор.в. на входе	110
Температура хол.в. на входе	70
Пластины	
Ширина, м	0,248
Высота, м	0,750
Расстояние между пластинами, м	0,008
Толщина пластин, м	0,0005
Эквивалентный диаметр, м	0,0155
Площадь поперечного сечения канала, м <sup>2</sup>	0,002
Площадь одной пластины, м <sup>2</sup>	0,27
Количество каналов по горячей стороне	31
Количество каналов по холодной стороне	30
Удельная теплоемкость материала пластины, Вт/м °С	16,3
Схема движения теплоносителя	противоток

В теплообменном аппарате при определённой схеме движения теплоносителей разность температур между его холодным и горячим теплоносителями изменяется во времени и характеризуется среднелогарифмическим температурным напором.

$$LMTD = \frac{(T_{p1} - T_{s1}) - (T_{p2} - T_{s2})}{\ln \frac{T_{p1} - T_{s1}}{T_{p2} - T_{s2}}}, \quad (1)$$

где  $T_{p1}$ ,  $T_{p2}$  – температуры на входе и выходе горячего теплоносителя;  $T_{s1}$ ,  $T_{s2}$  – температуры на входе и выходе холодного теплоносителя.

Для каждого области теплообмена записывается математическое описание в виде выражений, характеризующих изменение температуры в потоке теплоносителя во времени, обусловленное движением потока и теплопередачей. С каждой стороны можно установить энергетические балансы для горячей и холодной стороны согласно закону сохранения энергии:

$$M_{DH} \cdot c_p \cdot \frac{dT_{p2,DH}}{dt} = \varphi_{m,DH} \cdot c_p \cdot (T_{p1,DH} - T_{p2,DH}) - U_{DH} \cdot A_{DH} \cdot LMTD \quad (2)$$

$$M_{rad} \cdot c_{p,w} \cdot \frac{dT_{s1,rad}}{dt} = \varphi_{m,rad} \cdot c_{p,w} \cdot (T_{s2,rad} - T_{s1,rad}) + U_{DH} \cdot A_{DH} \cdot LMTD \quad (3)$$

где  $M_{DH}$  – масса, кг;  $c_p$  – удельная теплоемкость теплоносителя, Дж/(кг·К);  $\varphi_{m,DH}$  – массовый расход на теплоснабжение помещений, кг/ч;  $U_{DH}$  – общий коэффициент теплопередачи, Вт/(м·К);  $A_{DH}$  – поверхность теплообмена, м<sup>2</sup>;  $M_{rad}$  – масса, кг;  $\varphi_{m,rad}$  – массовый расход теплоносителя из радиатора, кг/ч. Индекс  $DH$  и  $rad$  обозначают теплоноситель из системы централизованного отопления и теплоноситель, принадлежащий к радиаторной сети.

Модель включает отдельный блок для определения коэффициента теплопередачи  $k$ , Вт/(м<sup>2</sup> К), который характеризует интенсивность переноса тепла от греющего теплоносителя к нагреваемому через твердую стенку-пластину.

$$k = \frac{\beta}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_{ст}}{\lambda_{ст}} + \frac{1}{\alpha_2}}, \quad (4)$$

где  $\beta$  – коэффициент, учитывающий уменьшение коэффициента теплоотдачи из-за термического сопротивления накипи и загрязнений на пластине, в зависимости от качества воды принимается равным  $0,7 \div 0,85$ ;  $\delta_{ст}$  – толщина стенки пластины, м;  $\lambda_{ст}$  – коэффициент теплопроводности материала стенки пластины, Вт/(м<sup>2</sup> К).

Расчет коэффициентов теплоотдачи  $\alpha_1$  и  $\alpha_2$ , Вт/(м<sup>2</sup> К) от греющей воды к стенке пластины и от стенки пластины к нагреваемой воде [6] согласно методике ГОСТ 15518.

$$\alpha = 1,16 \cdot A \cdot \left[ 23000 + 283 \cdot t_{cp} - 0,63 \cdot (t_{cp})^2 \right] \cdot \nu_{mn}^{0,73} \quad (5)$$

где  $A$  – коэффициент, зависящий от типа пластин (0,492);  $t_{cp}$  – средняя температура, °С соответствующего теплоносителя.

Фактическая скорость греющей и нагреваемой воды.

$$\nu_{mn} = \frac{G}{3600 \cdot f \cdot \rho}, \quad (6)$$

где  $f$  – общее живое сечение каналов в пакете по ходу греющей и нагреваемой воды, м<sup>2</sup>;  $\rho$  – плотность воды, кг/м<sup>3</sup>;  $G$  – расход, кг/ч, соответственно, греющей и нагреваемой воды.

Моделирование ПТА осуществляется с помощью методов физического моделирования в ПО Matlab-Simulink/Simscapе. Разработанная модель представлена на рис. 1.

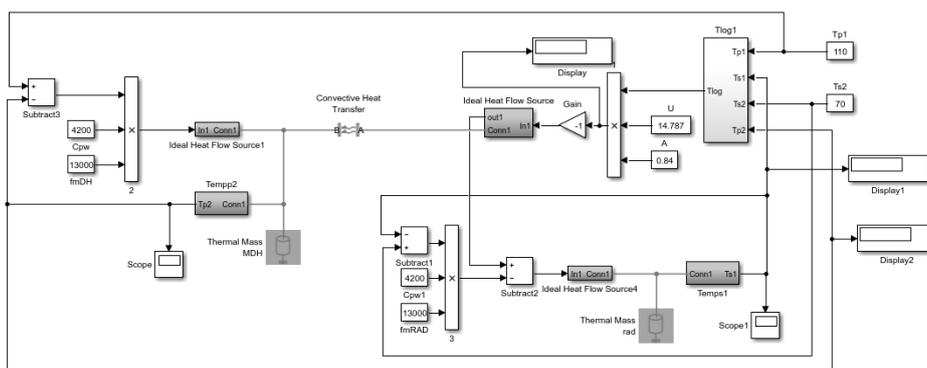


Рис. 1. Блок для теплообменного аппарата в Simulink/Simscapе

Для оценки адекватности разработанной модели проведена серия экспериментальных исследований. В первой серии исследование выполнялось на базе разработанной модели, во второй серии использовалась компьютерная программа Альфа Лаваль CAS200. Сравнению подверглись следующие параметры: температуры на входе холодного теплоносителя ( $T_{s1}$  и  $T_{out\_cold}$ ), температуры на выходе горячего теплоносителя ( $T_{p2}$  и  $T_{out\_hot}$ ). Результаты исследований представлены в таблице 2.

Табл. 2. Результаты расчета

G_DH, кг/с	Ts1, °C	Tout_cold, °C	$\Delta 1$ , %	Tp2, °C	Tout_hot, °C	$\Delta 2$ , %
3,6	101,8	100,2	1,5717	78,21	79,8	2,0330
5,4	104,8	104,7	0,0954	86,82	86,9	0,0921
7,2	106,7	106,6	0,0937	91,63	91,8	0,1855
9	107,7	107,5	0,1857	94,91	95	0,0948
10,8	108,3	108,1	0,1847	97,24	97,4	0,1645
12,6	108,6	108,4	0,1842	98,96	99,1	0,1415
14,4	108,9	108,6	0,2755	100,3	100,4	0,0997

Результаты показали погрешность разработанной модели на уровне 2%, что является достаточным для выполнения моделирования. Модель может быть принята в текущей реализации и интегрирована в комплексную модель.

В ходе работы была разработана модель ПТА на основе методов физического моделирования в среде MatLab и проведены исследования, косвенно показавшие адекватность модели. В дальнейшем планируется выполнить верификацию с реальным объектом и улучшить точность модели, а также интеграцию модели ПТА в термодинамическую систему для различных сооружений.

#### ЛИТЕРАТУРА:

1. Кожевников В.А. Энергоаудит систем теплоснабжения. О некоторых аспектах // Интернет – Доклад., МЭИ (ТУ). – 2008.
2. Broman D. Higher-order acausal models // Proceedings of the «2-nd International workshop on equation-based object-oriented languages and tools». – Raphos, 2008. – pp. 59–69.

3. Lauenburg P. Modelling space heating systems connected to district heating in case of electric power failure // Proceedings of the Eleventh International Building Simulation Conference (IBPSA). Glasgow, 2009. – pp. 150–158.
4. Марков А.Р. Повышение эффективности систем централизованного теплоснабжения // Экологические системы. –2008. №11.
5. Пластинчатые теплообменники в теплоснабжении // Л. Л. ТОВАЖНЯНСКИЙ, П. А. КАПУСТЕНКО и др. – Харьков: НТУ «ХПИ», 2007. – 448 с.
6. Жукаускас А.А. Конвективный перенос в теплообменниках. М.: Наука, 1982. – 472 с.

Научный руководитель: М.Н. Морозов, ассистент каф АТП ЭНИН ТПУ.

## **ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ИСПАРЕНИЯ КАПЕЛЬ ВОДНЫХ ЭМУЛЬСИЙ В РАЗОГРЕТОМ ВОЗДУХЕ**

А.В. Абрамова

Томский политехнический университет  
ЭНИН, АТП, группа 5БМ6Д

Процессы высокотемпературного (более 500 К) испарения эмульсий, суспензий и растворов на основе воды интенсивно исследуются на протяжении последних лет вследствие большой группы приложений (выпаривание и выжигание примесей при термической очистке сточных вод, утилизации тепла дымовых путем создания газопаровых теплоносителей и др.).

С ростом численности населения, увеличением потребности в сельскохозяйственной продукции и развитием промышленности неуклонно увеличивается и потребление воды. Несмотря на колоссальные запасы этого ценнейшего ресурса на Земле, доля пресной воды в этом объеме составляет не более 3 % [1–3]. Пропорционально объему потребления возрастает и объем сточных вод. В таких условиях развитие эффективных и недорогих технологий нейтрализации вредных примесей бытовых и промышленных стоков является особенно важным. Эффективная очистка технологических и сточных вод позволит не только снизить негативное антропогенное воздействие на окружающую среду, но и экономить ресурсы за счет применения в технологических циклах систем оборотного водоснабжения.

Цель настоящей работы – экспериментальное определение отличий характеристик испарения водных эмульсий с разной концентрацией примесей в условиях, соответствующих термической очистке промышленных стоков.

**Экспериментальный стенд и методы проведения исследований.** В исследованиях применялись водные эмульсии, содержащие органические жидкости в концентрациях, соответствующих предприятиям энергетической, нефтедобывающей и нефтеперерабатывающей отраслей ( $\gamma=3-7\%$ ). I группа: бензин и керосин, II группа: трансформаторное и компрессорное масла, III группа: сырая нефть.