

---

doi:<https://doi.org/10.15407/emodel.40.04.065>

УДК 621.565.931.2: 629.7.048

**С.Д. Винничук**, д-р техн. наук  
Ин-т проблем моделирования в энергетике  
им. Г.Е. Пухова НАН Украины  
(Украина, 03164, Киев, ул.Генерала Наумова, 15,  
тел. (044) 4241063, e-mail: [vynnychuk@i.ua](mailto:vynnychuk@i.ua))

**А.А. Шестаков**, канд. техн. наук, **А.А. Чирва**  
Государственное предприятие «Антонов»  
(Украина, 04128, Киев, ул. Академика Туполева, 1,  
тел. (044) 4543786, (044) 4543514,  
e-mail: [shestakovaleksey@ukr.net](mailto:shestakovaleksey@ukr.net); [chirvaalexander@gmail.com](mailto:chirvaalexander@gmail.com))

## **Идентификация параметров модели тепловых и гидравлических процессов в перекрестноточном теплообменнике, основанной на аналогии между термическими и гидравлическими сопротивлениями**

Рассмотрено влияние параметров модели тепловых и гидравлических процессов в пластинчатом перекрестноточном теплообменнике (ТО), построенной на основе аналогии между термическими и гидравлическими сопротивлениями. Параметры модели определены экспериментально. Показано, что из общей модели тепловых и гидравлических процессов можно сформировать модель гидравлических процессов в каждой линии в отдельности, что значительно упрощает экспериментальные исследования в широком диапазоне изменения коэффициентов Рейнольдса. С помощью предлагаемой модели возможно определение некоторых параметров, необходимых для расчета перепадов давлений на линиях ТО. Разработан алгоритм определения параметров соответствия между удельными коэффициентами гидравлического сопротивления каналов ТО и числом единиц переноса NTU, с помощью которых возможен расчет коэффициента эффективности ТО и температур на выходах линий.

*К л ю ч е в ы е с л о в а:* система кондиционирования воздуха, теплообменник, гидравлические и тепловые процессы, математическая модель, идентификация параметров.

Системы кондиционирования воздуха (СКВ) современных пассажирских и транспортных самолетов являются сложными наукоемкими многорежимными объектами. При их проектировании целесообразно использовать результаты математического моделирования режимов функционирования СКВ, так как существуют обстоятельства, усложняющие проведение экспериментальных исследований. Это связано со значительными материальными затратами на создание специализированных стендов для

© С.Д. Винничук, А.А. Шестаков, А.А. Чирва, 2018

проведения экспериментальных исследований и на проведение испытаний в принципе. Это объясняется тем, что невозможно воссоздать условия полета на разных высотах, а на этапе летных испытаний опасно воссоздавать аварийные ситуации. Если на произвольном этапе проектирования выявлено несоответствие некоторых функций СКВ техническим условиям, то необходима доработка системы и ее повторные испытания, что приводит к удорожанию проекта и увеличению времени создания самолета.

Качество проекта СКВ можно оценить в значительной степени на основании результатов расчетов ее квазистационарных тепловых и гидравлических режимов функционирования. Ранее такие расчеты для малого числа режимов выполнялись вручную, что требовало высокой квалификации специалистов и значительного времени на их проведение. Однако это не обеспечивало достаточной глубины проработки и возможности оптимизации характеристик СКВ. В настоящее время характеристики СКВ можно получать по результатам математического моделирования, используя универсальную компьютерную модель произвольных квазистационарных тепловых и гидравлических режимов функционирования СКВ как средство поддержки принятия решений при проектировании СКВ.

Системы кондиционирования воздуха современных самолетов относятся к числу сложных технических систем, функционирование которых должно быть обеспечено в широком спектре условий работы — от наземных до высотных режимов в диапазоне температур от  $-60\text{ }^{\circ}\text{C}$  до  $+50\text{ }^{\circ}\text{C}$ , включая критические режимы течения воздуха.

Предложенная методология создания универсальных компьютерных моделей [1, 2] включает следующее:

- анализ структур существующих и проектируемых систем и формирование обобщенной типовой структуры;

- выделение множества типовых элементов и выбор вариантов базовых математических моделей для их дальнейшего использования без упрощений;

- анализ связей в типовой структуре и создание структурной схемы их подчиненности.

Опыт многолетнего использования данных разработок на ГП «Антонов» показал, что адекватность результатов моделирования распределительной сети СКВ и подсистемы подготовки воздуха определяется адекватностью моделей типовых элементов. Поэтому создание таких моделей является актуальной задачей с учетом возможности ее применения в универсальной компьютерной модели.

Существует множество вариантов математических моделей тепловых и гидравлических режимов в теплообменниках (ТО) [3—13]. В работе [14] предложена модель, основанная на аналогии между термическими и гид-

равлическими сопротивлениями. В этой модели предполагается наличие небольшого числа экспериментальных данных, на основании которых требуется определить ряд параметров, но способы определения этих параметров и их влияние не рассмотрены. Поэтому был проведен анализ таких параметров, способы их определения и исследовано их влияние на модель.

**Математическая модель тепловых и гидравлических процессов в перекрестноточном ТО и ее параметры.** В математической модели тепловых процессов в одноходовом перекрестноточном ТО используются значения температур  $t_{i,j}$  ( $i=1,2, j=1,2$ ) и давлений  $P_{i,j}$  ( $i=1,2, j=1,2$ ), где  $i$  — номер линии ТО (1 — горячая линия, 2 — холодная линия;  $j=1$  на входе,  $j=2$  на выходе линий).

В основу математической модели тепловых процессов [14] в ТО положено следующее:

1. Точное определение эффективности  $P_{эф} = (t_{22} - t_{21}) / (t_{11} - t_{21})$  (или  $P_{эф} = (t_{11} - t_{12}) / (t_{11} - t_{21})$ ) при неперемешивающихся потоках горячего и холодного воздуха [8]:

$$P_{эф} = \frac{1}{RN} \sum_{n=0}^p \left\{ \left( 1 - e^{-N} \sum_{k=0}^n \frac{N^k}{k!} \right) \left[ 1 - e^{-RN} \sum_{k=0}^n \frac{(RN)^k}{k!} \right] \right\}, \quad (1)$$

где  $p$  — некоторое целое число;  $R = W_2 / W_1$  — отношение водяных эквивалентов холодной ( $W_2$ ) и горячей ( $W_1$ ) линий;  $W_i$  — водяной эквивалент  $i$ -й линии,  $W_i = c_{p,i} G_i$ , где  $c_{p,i}$  и  $G_i$  — теплоемкость и расход в  $i$ -й линии;  $N$  — число единиц переноса для холодной линии,  $N = NTU_2 = AU/W_2$ , где  $A$  — суммарная поверхность раздела теплоносителей в ТО;  $U$  — коэффициент теплопередачи;  $1/U$  — коэффициент термического сопротивления,  $1/U = 1/\alpha_1 + \delta/\lambda + 1/a_2$ , где  $\alpha_1$  и  $\alpha_2$  — коэффициент теплопередачи соответственно от воздуха горячей линии к разделительной поверхности и от воздуха холодной линии к разделительной поверхности;  $\delta/\lambda$  — термическое сопротивление стенки ( $\delta$  — толщина стенки,  $\lambda$  — коэффициент ее теплопроводности).

2. Аналогия Чилтона—Колборна [8, 15]  $St = f Pr^{-2/3}$ , где  $St$  — безразмерное число Стентона;  $f$  — удельный коэффициент сопротивления трению;  $Pr$  — безразмерное число Прандля.

3. При малых значениях толщины разделяющей поверхности и большом коэффициенте теплопроводности стенки величиной  $\delta/\lambda$  можно пренебречь, при этом

$$1/U = B_1 R / f_1 + B_2 1 / f_2, \quad (2)$$

где  $f_1$  и  $f_2$  — удельные коэффициенты сопротивления трению соответственно для горячей и холодной линий, определяемые как функции крите-

рия Рейнольдса  $Re$ ;  $B_1$  и  $B_2$  — безразмерные коэффициенты, определяемые экспериментально.

4. Для определения удельных коэффициентов  $f_1$  и  $f_2$  используются следующие базовые зависимости [16]:

$$c_1 = \begin{cases} 64/Re, & Re \leq 2300, \\ 64/2300, & Re > 2300, \end{cases} \quad (3)$$

если режим течения — ламинарный;

$$c_2 = 0,3161 Re^{0,25}, \quad (4)$$

если режим течения является турбулентным и не учитывается шероховатость поверхности каналов (труб);

$$c_2 = 0,1 (1,46 \cdot \Delta/d_r + 100/Re)^{0,25}, \quad (5)$$

если при турбулентном режиме шероховатость учитывается. Здесь  $\Delta$  — высота бугорков шероховатости;  $d_r$  — гидравлический диаметр.

Значения удельных коэффициентов  $f_1$  и  $f_2$ , определяемых по формулам (3), (4) или (5) при  $Re = 2300$  существенно различны. Поэтому для каждой линии ТО следует определять переходной участок по критерию  $Re$  ( $Re_{11} \leq Re \leq Re_{12}$  — для горячей линии,  $Re_{21} \leq Re \leq Re_{22}$  — для холодной линии). Принцип формирования неустойчивой переходной характеристики представлен на рис. 1. При формировании переходной характеристики используем функцию  $\alpha(x) = 2x^3 - 3x^2 + 1$ , для которой  $\alpha'(0) = 0$ ,  $\alpha'(1) = 0$ ,  $\alpha(0) = 1$  и  $\alpha(1) = 0$ . Функция  $\alpha(x)$  близка к линейной в диапазоне  $0,2 < x < 0,8$  (рис. 2). Тогда значение удельного коэффициента  $f_i$  линии определяем из условий

$$f_i = \begin{cases} c_1, & Re < Re_{i,1}, \\ c_1 \alpha(x) + c_2 (1 - \alpha(x)), & Re_{i,1} \leq Re \leq Re_{i,2}, i = 1 \div 2, \\ c_2, & Re > Re_{i,2}, \end{cases} \quad (6)$$

где

$$x = \frac{Re - Re_{i,1}}{Re_{i,2} - Re_{i,1}}.$$

При моделировании гидравлических потерь на линиях ТО по известным результатам экспериментальных исследований и неполным данным о конструкции ТО в [14] приняты следующие допущения:

сопротивления линий ТО, зависящие от числа  $Re$ , являются сопротивлениями трению и определяются для некоторой условной длины канала;

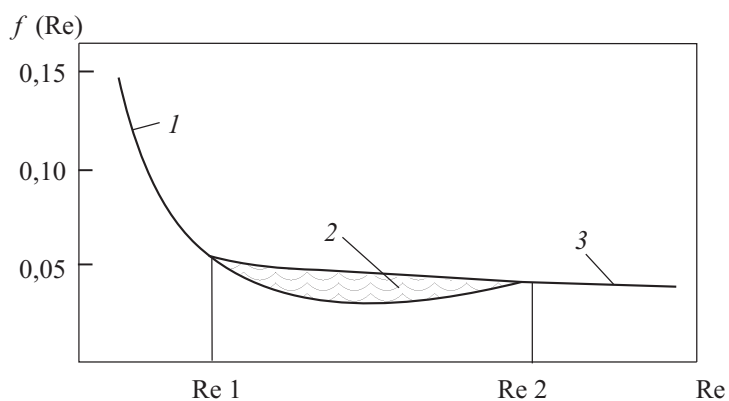


Рис. 1. Переходная зона: 1 — ламинарный режим; 2 — переходная область; 3 — турбулентный режим

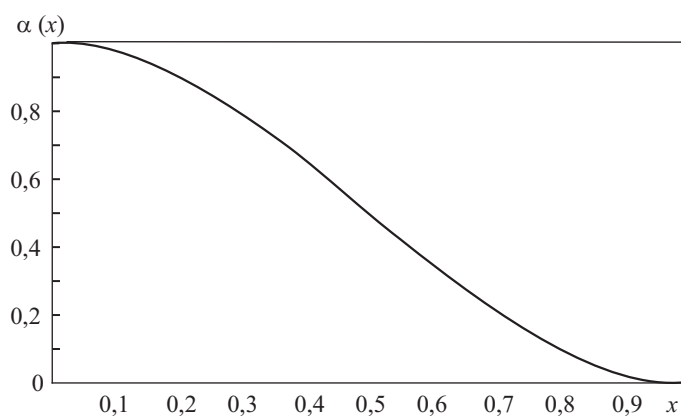


Рис. 2. Сглаживающая кривая

отношение этой условной длины к фактической есть коэффициент  $EF$  интенсификации тепловых и гидравлических процессов;

независимая от числа  $Re$  часть гидравлических сопротивлений линий ТО определяется при условии минимума квадратов невязок для экспериментальных данных по перепадам давлений.

При моделировании гидравлических потерь следует учитывать тот факт, что на каждой линии ТО перепад температур может превышать  $100\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Поэтому для более точного моделирования гидравлических характеристик предлагается разбивать каждую линию на некоторое число участков равной длины. Предполагая экспоненциальное изменение температур, можно найти их значения на границе между выделенными участками и на каждом из них проводить расчет гидравлических потерь по интегральной

средней температуре. Чем больше число участков, тем меньшей будет методическая погрешность вычислений. Предложено разбивать линии на 20 участков.

В соответствии с [14] входными параметрами математической модели являются:

конструктивные данные — гидравлический диаметр, площадь проходного сечения и длина каждой линии ТО;

режимные данные — входная температура, давление на выходе ТО и расход для каждой линии;

параметры настройки модели — коэффициенты  $B_1, B_2$ , коэффициенты  $EF_1, EF_2$  интенсификации тепловых и гидравлических процессов по линиям и независимые от числа  $Re$  коэффициенты сопротивления  $\zeta_1$  и  $\zeta_2$  по линиям ТО, диапазоны переходных областей  $(Re_{11}, Re_{12})$  и  $(Re_{21}, Re_{22})$  соответственно для горячей и холодной линий.

В [14] не учитывались данные о шероховатости поверхности каналов ТО, в связи с чем к числу подбираемых параметров были отнесены  $B_1, B_2, EF_1, EF_2, \zeta_1, \zeta_2, Re_{11}, Re_{12}, Re_{21}$  и  $Re_{22}$ . Оценка их влияния на модель не проводилась.

**Определение гидравлических характеристик  $EF_1, EF_2, \zeta_1, \zeta_2, Re_{11}, Re_{12}, Re_{21}$  и  $Re_{22}$  на основании экспериментальных данных для отдельной линии.** Перечисленные параметры модели можно определять на основании данных экспериментальных исследований гидравлических характеристик каждой линии в отдельности, когда температура торможения вдоль каналов линии является постоянной величиной. Получить такие данные экспериментально значительно проще, чем при одновременном исследовании двух линий ТО с различными входными температурами. При этом возможно получение данных в широкой области изменения коэффициента  $Re$ . В таких случаях перепады полных давлений можно определять с помощью газодинамических функций методом приведенной длины [17]. На основании полученных результатов для горячей линии можно определять величины  $\zeta_1, Re_{11}, Re_{12}$  и  $EF_1$ , а для холодной — величины  $\zeta_2, Re_{21}, Re_{22}$  и  $EF_2$ .

Для проведения численных экспериментов использовано разработанное приложение SET\_TO.exe, в котором расходы в линиях ТО полагаются известными. Каждая линия представлена ветвью сети, которая содержит элемент, соответствующий участку от точки измерения до входа (по отношению к направлению потока воздуха) в каналы линии ТО (собственно линию ТО), а также участок от выхода (по отношению к направлению потока воздуха) из линии ТО до другой точки измерения. Возможен вариант, когда статическое давление во второй точке равно атмосферному.

Для работы приложения SET\_TO.exe требуются сведения о конструктивных величинах, подбираемых параметрах и режимных данных.

*Конструктивные данные.* Информация задается отдельно для каждого участка. Для участка сети, расположенного до линии ТО, используются данные о диаметре, равном эквивалентному диаметру  $d_1$ , соответствующему площади  $f_0$  проходного сечения линии ТО, о длине  $l_1$  участка и коэффициенте сопротивления  $\zeta_1$ , рассчитанному на диаметр  $d_1$ . Для участка сети, расположенного после линии ТО, используются данные о диаметре  $d_2 = d_1$ , длине  $l_2$  участка и коэффициенте сопротивления  $\zeta_2$ , рассчитанному на диаметр  $d_1$ . Информация для линии ТО включает: значение гидравлического диаметра  $d_r$ , длину  $l$  каналов, коэффициент сопротивления  $\zeta_0$  (подбираемая величина), рассчитанный на диаметр  $d_1$ , площадь  $f_0$  и абсолютное значение высоты бугорков шероховатости  $\Delta$ .

*Пробные значения подбираемых параметров.* Подбираемые параметры в каждой линии следующие :

постоянное значение коэффициента сопротивления  $\zeta_0$ ;

коэффициент эффективности канала  $EF$  — условное увеличение длины канала при расчете потерь на трение;

диапазон значений коэффициентов  $Re$ , используемых для формирования переходной характеристики удельного сопротивления трения от ламинарного к турбулентному режиму.

Значения подбираемых параметров указывает исследователь на основании вариантов их пробных значений.

*Режимные данные.* При задании информации о результатах гидравлических испытаний линий ТО используют число задокументированных данных о режимах ( в программе — это переменная  $KR$ ) и информацию о них. По каждому из гидравлических режимов ТО задают: температуру  $t$ , давление  $P$  на выходе, которое для задаваемой положительной величины является полным, а для отрицательной — статическим, расход  $g$  и перепад давления между точками измерения.

По результатам расчета для каждого режима получают информацию о следующих величинах:

заданных исходных данных;

давлениях на границах между выделенными участками ( $p_1$  — полное или статическое давление в точке измерения после ТО (по потоку воздуха), полное давление  $p_2$  после ТО, полное давление  $p_3$  перед ТО, полное давление  $p_4$  в точке измерения перед ТО);

коэффициентах  $Re$  и суммарном значении коэффициента  $\zeta$  на участках до и после ТО;

коэффициентах  $Re$  и коэффициентах удельных сопротивлений для ламинарного  $ld_1$  и турбулентного  $ld_2$  режимов, а также о значении  $ld$ , найденном из (6) для каждого из 20 участков разбиения линии ТО;

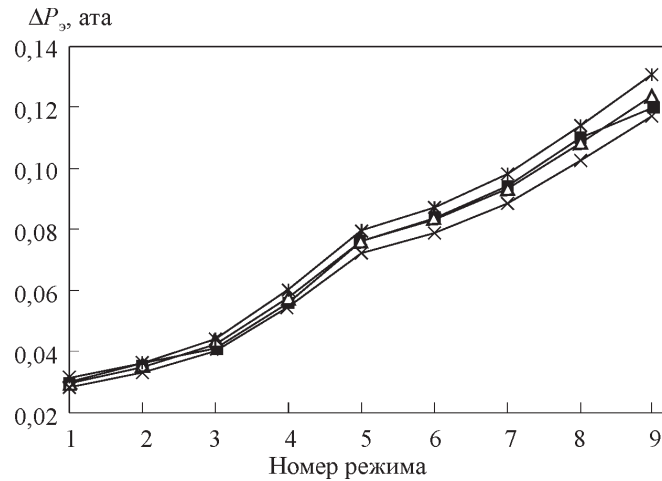


Рис. 3. Графики перепадов давления на линии ТО при изменениях коэффициента  $\zeta_0$ : ■ — экспериментальные данные;  $\Delta$  —  $\zeta_0 = 1,62$ ;  $\times$  —  $\zeta_0 = 1,12$ ;  $\ast$  —  $\zeta_0 = 2,12$

средних значениях коэффициентов  $f_i$  для линии  $i$  ( $i = 1, 2$ );  
 суммарных значениях коэффициентов  $\zeta_i$  для каналов линии ТО.

Рассмотрим один из вариантов ТО. Необходимые для гидравлических расчетов значения  $\zeta_0$  и  $\Delta$  являются подбираемыми величинами. При гидравлических расчетах горячей линии ТО использованы режимные данные, приведенные в табл. 1, в которой  $\Delta P_3$  — перепад давления. При поиске подбираемых параметров важно знать, как их значения влияют на перепады давлений. Все численные эксперименты проведены на основе приложения SET\_TO.exe. Использован тестовый вариант значений подбираемых параметров:  $\zeta_0 = 1,62$ ,  $EF = 1,1$ ,  $Re_1 = 600$ ,  $Re_2 = 2750$ .

Таблица 1. Экспериментальные данные

| Номер эксперимента | $T$ , °C | $P_{\text{вых}}$ , ата | $G$ , кг/ч | $\Delta P_3$ , ата |
|--------------------|----------|------------------------|------------|--------------------|
| 1                  | 14       | 1,35                   | 1077       | 0,03               |
| 2                  | 12       | 1,44                   | 1210       | 0,036              |
| 3                  | 12       | 1,55                   | 1398       | 0,041              |
| 4                  | 12       | 1,86                   | 1818       | 0,056              |
| 5                  | 10       | 2,32                   | 2385       | 0,076              |
| 6                  | 10       | 2,52                   | 2614       | 0,084              |
| 7                  | 10       | 2,8                    | 2946       | 0,094              |
| 8                  | 9        | 3,25                   | 3456       | 0,11               |
| 9                  | 9        | 3,55                   | 3887       | 0,12               |



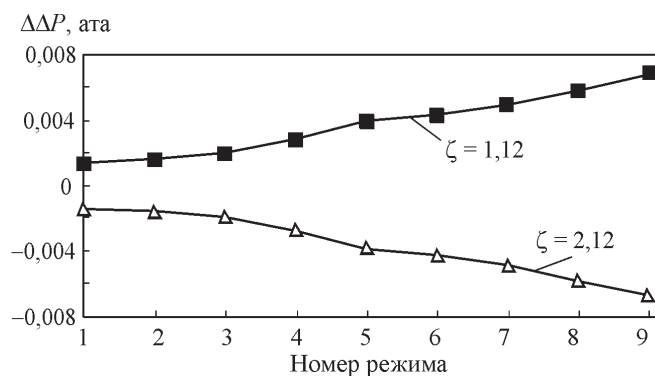


Рис. 4. Графики отклонения перепадов давления от расчетных тестовых

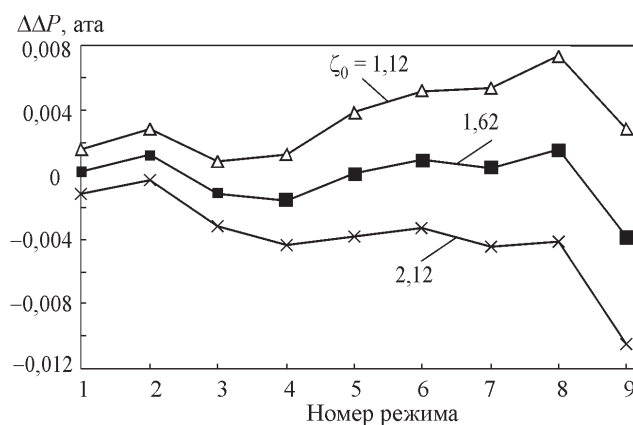


Рис. 5. Графики отклонения расчетных значений перепадов давления от экспериментальных

**Влияние коэффициента  $\zeta_i$  линии, независимого от числа  $Re$ .** Пусть изменяется только значение одного из параметров, а именно независимое от  $Re$  значение  $\zeta_0$ . Характер изменения перепадов давлений определяется значениями  $\zeta_0 = 1,12$  и  $\zeta_0 = 2,12$ , которые равноудалены от тестового  $\zeta_0 = 1,62$ . На рис. 3 представлены кривые перепадов давления для девяти вариантов. На рис. 4 приведены графики отклонения перепадов  $\Delta P$  от расчетных тестовых, а на рис. 5 — от их экспериментальных значений.

Анализируя рис. 3—5, можно сделать следующие выводы:

1. Расчетные данные наиболее близки к экспериментальным при  $\zeta_0 = 1,62$ .
2. При увеличении значения  $\zeta_0$  на 0,5 увеличиваются перепады давлений, при этом все они превышают экспериментальные значения.

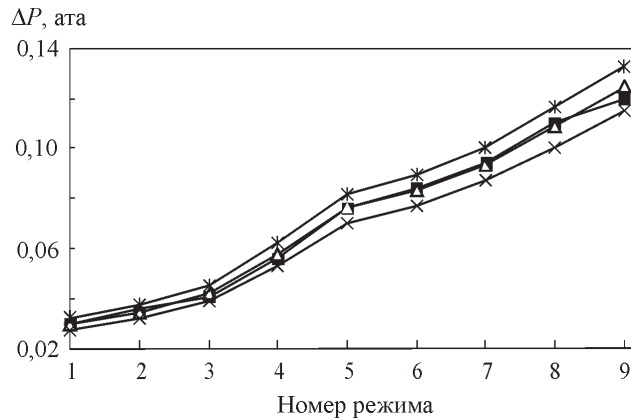


Рис. 6. Графики перепадов давления в зависимости от коэффициента эффективности  $EF$ : ■ — экспериментальные данные;  $\Delta$  —  $EF = 1,1$ ;  $\times$  —  $EF = 1,0$ ;  $*$  —  $EF = 1,2$

3. При уменьшении значения  $\zeta_0$  на 0,5 уменьшаются перепады давлений, при этом все они меньше экспериментальных значений.

4. Изменения значения  $\Delta \Delta P$  по сравнению с тестовым при сопротивлениях  $\zeta_0 = -0,5$  и  $\zeta_0 = +0,5$  близки по величине и противоположны по знаку. Их изменение связано только со значениями данных для разных режимов.

**Влияние коэффициента эффективности  $EF$  линии.** На рис. 6 приведены графики перепадов давления для девяти вариантов в зависимости от  $EF$ . Анализируя данные, представленные на рис. 6, можно сделать следующие выводы:

1. Увеличение коэффициента  $EF$  на 0,1 приводит к синхронному возрастанию перепадов давления для всех режимов.

2. Уменьшение коэффициента  $EF$  на 0,1 приводит к синхронному убыванию перепадов давления для всех режимов.

3. Характер изменения перепадов давления при изменении коэффициентов  $\zeta_0$  и  $EF$  одинаковый.

**Особенности совместного использования коэффициентов  $\zeta_0$  и  $EF$ .** Для сравнения результатов численного определения перепадов давлений при совместном использовании коэффициентов  $\zeta_0$  и  $EF$  принимаем условие равенства одного из перепадов для всех исследуемых вариантов  $\zeta_0$  и  $EF$ . В качестве такого перепада возьмем значение 0,076, полученное в эксперименте для режима 5. В численных экспериментах было принято  $EF = 1,0; 1,1; 1,2; 1,3$ . При прочих равных параметрах подбирались значения  $\zeta_0$ , которые оказались равными 2,351; 1,62; 0,89; 0,16. Значения пе-

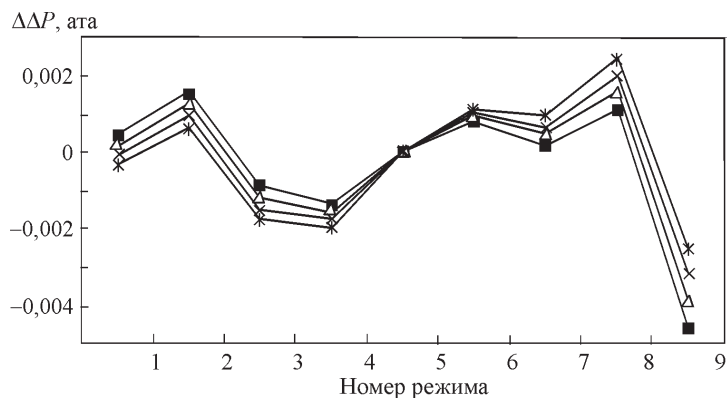


Рис. 7. Графики отклонения перепадов давления от экспериментальных значений при изменении  $EF$ : ■ —  $EF = 1,0$ ;  $\Delta$  —  $EF = 1,1$ ;  $\times$  —  $EF = 1,2$ ; \* —  $EF = 1,3$

репадов давлений для четырех вариантов подбираемых параметров представлены в табл. 2.

На рис. 7 представлены графики отклонений перепадов давлений от их экспериментальных значений. Анализируя данные, представленные в табл. 3 и на рис. 7, можно сделать следующие выводы:

1. При увеличении значения  $EF$  и подборе соответствующего значения  $\zeta_0$  увеличиваются перепады давления при меньших значениях расходов воздуха, а уменьшаются при больших.

2. При совместном изменении  $\zeta_0$  и  $EF$  максимальное относительное изменение значения  $\Delta P$  не превысило 2,7%, хотя значение  $EF$  изменилось на 30%.

Таблица 2. Значения перепадов давления при совместном изменении  $\zeta_0$  и  $EF$

| Номер режима | $P_3$ , ата | Значение $\Delta P_p$ , ата, при  |                                  |                                  |                                  |
|--------------|-------------|-----------------------------------|----------------------------------|----------------------------------|----------------------------------|
|              |             | $EF = 1,0$ ,<br>$\zeta_0 = 2,351$ | $EF = 1,1$ ,<br>$\zeta_0 = 1,62$ | $EF = 1,2$ ,<br>$\zeta_0 = 0,89$ | $EF = 1,3$ ,<br>$\zeta_0 = 0,16$ |
| 1            | 0,03        | 0,02953                           | 0,02979                          | 0,03006                          | 0,03033                          |
| 2            | 0,036       | 0,03447                           | 0,03477                          | 0,03508                          | 0,03539                          |
| 3            | 0,041       | 0,04187                           | 0,04216                          | 0,04245                          | 0,04274                          |
| 4            | 0,056       | 0,05737                           | 0,05756                          | 0,05777                          | 0,05797                          |
| 5            | 0,076       | 0,076                             | 0,076                            | 0,076                            | 0,076                            |
| 6            | 0,084       | 0,08317                           | 0,08308                          | 0,08299                          | 0,0829                           |
| 7            | 0,094       | 0,09378                           | 0,09355                          | 0,09332                          | 0,09309                          |
| 8            | 0,11        | 0,1089                            | 0,10843                          | 0,10797                          | 0,10751                          |
| 9            | 0,12        | 0,12456                           | 0,12386                          | 0,12318                          | 0,1225                           |

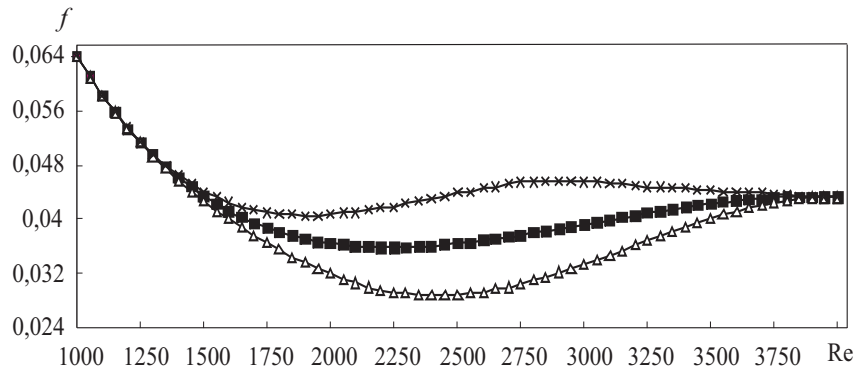


Рис. 8. Изменение удельного сопротивления трению в переходной области в зависимости от ее границ: ■ —  $Re \in (1000, 4000)$ ;  $\Delta$  —  $Re \in (2000, 4000)$ ;  $\times$  —  $Re \in (1000, 3000)$

Следовательно, при анализе гидравлических режимов от коэффициента  $EF$  можно отказаться, используя при расчетах истинное значение длины каналов линии, что эквивалентно фиксированному значению  $EF = 1$ . Коэффициент эффективности линии можно использовать при расчетах тепловых режимов, так как при интенсификации тепловых процессов может формироваться геометрия канала, способствующая турбулизации потока. Однако в рамках предложенной модели процессов в ТО это возможно посредством выбора коэффициентов  $B_1$  и  $B_2$  в соотношении (2). Поэтому в дальнейших исследованиях параметр  $EF$  не использовался.

**Влияние коэффициента  $Re$  на границы переходной области.** При изменении границ переходной области между ламинарным и турбулентным режимами изменяется значение  $f_i$ . Следовательно, будет меняться значение суммарного коэффициента сопротивления линии ТО и перепад давления на ней. Поэтому оценим влияние граничных значений коэффициентов  $Re$  переходной области ( $Re_1, Re_2$ ) (рис. 8).

Анализируя данные, представленные на рис. 8, можно сделать следующие выводы:

1. Увеличение коэффициента  $Re_1$  при неизменных других подбираемых параметрах приводит к уменьшению коэффициента  $f_i$  и, следовательно, суммарного коэффициента сопротивления линии ТО и перепада давления на ней.

2. Уменьшение коэффициента  $Re_2$  при неизменных других подбираемых параметрах приводит к увеличению перепадов давлений во всех режимах, что связано с увеличением коэффициента  $f_i$  и, следовательно, суммарного коэффициента сопротивления линии ТО и перепада давления на ней.

**Определение коэффициентов  $B_1$  и  $B_2$  в соотношении (2).** В основу расчета температур  $t_{12}$  и  $t_{22}$  (в выходном по потоку сечении линий соответственно 1 и 2) положен расчет эффективности ТО с учетом числа единиц переноса NTU, где  $1/NTU$  определяется согласно (2). Параметры  $B_1$  и  $B_2$  в соотношении (2) определяются согласно следующему алгоритму:

1. Задать значения величин, являющихся входными данными.

1.1. Информацию, необходимую для определения коэффициентов  $f_i$  линий ( $d_{r1}, ff_0, ll_1, Re_{11}, Re_{12}, d_{r2}, ff_0, ll_2, Re_{21}, Re_{22}$ ), абсолютную высоту бугорков шероховатости;

1.2. Информацию о режимах функционирования ТО, включая число режимов, а для каждого режима — значения расходов по линиям ТО ( $g_1$  и  $g_2$ ) и температуры  $t_{11}, t_{12}, t_{21}$ .

2. Для каждого режима необходимо:

2.1. Определить значение  $P_{эф}$  из соотношений  $P = (t_{22} - t_{21}) / (t_{11} - t_{21})$  или  $P = (t_{11} - t_{12}) / (t_{11} - t_{21})$  (выбор определяем на основании величины  $g_1 / g_2$ , т.е. при  $g_1 < g_2$  используется первое соотношение, а при  $g_1 > g_2$  — второе).

2.2. Определить температуру  $t_{22}$  на выходе холодной линии из соотношения

$$\begin{aligned} \varepsilon &= (t_{11} - t_{12}) / (t_{11} - t_{21}) W_1 / \min(W_1, W_2) = \\ &= (t_{22} - t_{21}) / (t_{11} - t_{21}) W_2 / \min(W_1, W_2), \end{aligned}$$

которое при одинаковых значениях теплоемкости  $c_p$  линий преобразуется к виду

$$\begin{aligned} \varepsilon &= (t_{11} - t_{12}) / (t_{11} - t_{21}) g_1 / \min(g_1, g_2) = \\ &= (t_{22} - t_{21}) / (t_{11} - t_{21}) g_2 / \min(g_1, g_2). \end{aligned} \quad (7)$$

2.3. Определить число единиц переноса NTU по значению  $P$  в соответствии с (1).

2.4. Определить значения температур в точках разбиения линий по значениям температур в начале и конце каждой линии в соответствии со значением  $P_{эф}$  ТО.

2.5. Определить средние значения коэффициентов  $f_1$  и  $f_2$ , используя средние значения температур на участках между точками разбиения линий.

2.6. Определить коэффициенты  $1/f_1$ ,  $1/f_2$  и  $1/NTU$  для уравнения (2) и на их основе сформировать первичную систему линейных уравнений.

3. Определить значения коэффициентов  $B_1$  и  $B_2$  из первичной системы уравнений с двумя неизвестными и числом уравнений, равным числу анализируемых режимов.

3.1. Сформировать порожденную систему двух уравнений с двумя неизвестными, коэффициенты которой — скалярные произведения векторов столбцов, соответствующие значениям  $1/f_1$ ,  $1/f_2$  и  $1/NTU$ .

3.2. Определить значения  $B_1$  и  $B_2$  и сравнить их с нулем. Если один из коэффициентов отрицательный, принять его значение равным нулю и найти другой из уравнения, коэффициентами которого являются суммы соответствующих коэффициентов столбцов матрицы порожденной системы уравнений.

**4. Тепловой расчет ТО.** Для определения эффективности ТО и значений температур на выходах из линий используются конструктивные (включая найденные значения подбираемых величин  $Re_{11}$ ,  $Re_{12}$ ,  $Re_{21}$ ,  $Re_{22}$ ,  $B_1$ ,  $B_2$ ) и режимные данные. Для теплового расчета режима ТО необходима следующая информация: гидравлический диаметр; площадь проходного сечения; границы диапазона изменения коэффициента  $Re$ , соответствующие переходной области; коэффициенты  $B_1$  и  $B_2$ ; значение абсолютной величины бугорков шероховатости. Для каждого режима по линиям ТО задают значения расходов  $g_1$  и  $g_2$  и температур  $t_{11}$  и  $t_{21}$ . Результатом теплового расчета каждого режима являются значения эффективности и температуры  $t_{12}$  и  $t_{22}$ .

В основу алгоритма теплового расчета положено определение в ходе итерационного процесса значения температуры  $t_{12}$ . При известном итерационном значении температуры  $t_{12}$  возможно определение  $P_{эф}$ , а по ее значению — распределение температур вдоль линий ТО. Это позволяет найти величины  $f_1$ ,  $f_2$ . Затем можно определить величину  $1/NTU$ , число единиц переноса  $NTU$  и значение  $P_{эф}$  ТО, по которому определяется значение  $t_{12}$ , как правило, не совпадающее с  $t_{12}^*$ . Итерационный процесс заканчивается при условии, что абсолютное значение разности температур  $|t_{12} - t_{12}^*|$  меньше некоторого малого значения.

Анализ полученных результатов свидетельствует о том, что полученные значения температур  $t_{12}$  коррелируют с представленными экспериментальными данными, а расчетные значения разностей температур  $t_{11} - t_{12}$  и  $t_{22} - t_{21}$  отличаются от экспериментальных не более чем на 5—7 %.

## Выводы

Высокий уровень требований к СКВ по надежности и обеспечению выполнения возлагаемых на них функций подготовки воздуха нужной кондиции и раздачи его потребителям в произвольных квазистационарных режимах функционирования определяет высокие требования к математическим моделям этих систем, что, в свою очередь, предполагает наличие всережимных моделей типовых элементов СКВ. Одним из важнейших

таких элементов СКВ является первичный ТО. В его математической модели [14] используется ряд параметров, которые необходимо определять по данным экспериментальных исследований. При поиске подбираемых параметров важно знать, как они влияют на изменения перепадов давлений и разностей температур. Исследование таких характеристик показало, что один из параметров [14], а именно коэффициент  $EF$ , определяемый как коэффициент удлинения линии, близок по своему действию к параметру  $\zeta_0$  при анализе гидравлических режимов.

Созданная модель произвольного одноходового перекрестноточного пластинчатого ТО позволяет определить число единиц переноса NTU и эффективность ТО.

В результате проведенного анализа установлено, что при идентификации параметров модели ТО, предложенной в [14], можно выделить подзадачу гидравлического расчета отдельных линий при постоянной температуре торможения, что существенно упрощает проведение экспериментальных исследований ТО в широком диапазоне изменения чисел Re.

#### СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Кондращенко В.Я., Винничук С.Д., Федоров М.Ю. Моделирование газовых и жидкостных распределительных систем. Киев: Наук. думка, 1990, 184 с.
2. Винничук С.Д. Методы и алгоритмы решения задач анализа, проектирования и управления распределением потоков в гидравлических распределительных системах: Дис... д-ра техн. наук: 01.05.02. — Ин-т проблем моделирования в энергетике им. Г.Е. Пухова НАН Украины, Киев, 2006, 305 с.
3. Кейс В.М., Лондон А.Л. Компактные теплообменники. М.: Энергия, 1967, 223 с.
4. Rohsenow W.M. Handbook of Heat Transfer, 3rd ed, 1998: Heat Transfer.
5. Lienhard IV John H and Lienhard V John H. A heat transfer textbook [Book]. Cambridge, MA : Phlogiston Press, 2005, 3rd.
6. Luben Cabezas-Gómez, Hélio Aparecido Navarro, José Maria Saiz-Jabardo. Thermal Performance Modeling of Cross-Flow Heat Exchangers, 2015.
7. Ramesh K. Shah, Dusan P. Sekulic Fundamentals of Heat Exchanger Design. 2003.
8. Петухов Б.С. Справочник по теплообменникам. В 2-х томах. Т. 1 /Пер. с англ. под ред. Б.С. Петухова, В.К. Шикова. М.: Энергоатомиздат, 1987, 560 с.
9. Петухов Б.С. Справочник по теплообменникам. В 2-х томах. Т.2 /Пер. с англ., под ред. Б.С. Петухова, В.К. Шикова. — М.: Энергоатомиздат, 1987, 352 с.
10. Кондращенко В.Я., Самойлов В.Д. Автоматизация моделирования сложных теплоэнергетических установок. Киев: Наук. думка, 1987, 183 с.
11. Хаузен Х. Теплоотдача при противотоке, прямотоке и перекрестном токе / Пер. с нем. М.: Энергоиздат, 1981, 384 с.
12. Чирва А.А. Моделирование нестационарных тепловых процессов в пластинчатых теплообменниках с учетом внешнего обтекания // Электрон. моделирование, 2014, 36, № 6, с. 109—118.
13. Бухмиров В.В., Ракутина Д.В., Солнышкова Ю.С., Пророкова М.В. Тепловой расчет рекуперативного теплообменного аппарата. Иваново: Ивановский государственный энергетический университет имени В.И. Ленина, 2013, 124 с.



14. Винничук С.Д. Моделирование процессов в теплообменном аппарате при малом числе экспериментальных данных / Зб. наук. праць ІПМЕ ім. Г.Є. Пухова НАН України. Вип. 13. Київ: ІПМЕ НАН України, 2001, с. 86—91.
15. Chilton T.H., Colburn A.P. Mass transfer (absorbtion) coefficients // Ind. Eng. Chem. 1934, N 26, p. 1184—1195.
16. Идельчик И.Е. Гидравлические сопротивления. Изд. 3-е, перераб. и доп. М.: Машиностроение, 1992, 559 с.
17. Абрамович Г.Н. Прикладная газовая динамика. Изд. 3-е перераб. М.: Наука, 1969, 824 с.

Получена 18.06.18

#### REFERENCES

1. Kondraschenko, V.Ya., Vynnychuk, S.D. and Fedorov, M.Yu. (1990), *Modelirovanie gazovykh i zhidkostnykh raspredelitelnykh system* [Modeling of gas and liquid distribution systems], Naukova dumka, Kyiv, USSR.
2. Vynnychuk, S.D. (2006), “Methods and algorithms for solving the problems of analysis, design and regulation of flows in the hydraulic distribution systems”, Dr Sc. (Tech.) thesis, 01.05.02, Pukhov Institute for Modeling in Energy Engineering NAS of Ukraine, Kyiv, Ukraine.
3. Keis, V.M. and London, A.L. (1967), *Kompaktnye teploobmenniki* [Compact heat exchangers], Energiya, Moscow, USSR.
4. Rohsenow, W.M. (1998), Handbook of heat transfer, 3rd Ed, McGraw Hill1, New York, USA.
5. Lienhard, John H. IV and Lienhard, John H. V (2005), A heat transfer textbook. 3<sup>rd</sup> ed, Phlogiston Press, Cambridge, MA, UK.
6. Cabezas-Gómez, L., Navarro, H.A. and Saiz-Jabardo, J.M. (2015), Thermal Performance Modeling of Cross-Flow Heat Exchangers.
7. Ramesh, K. Shah and Dusan, P. Sekulic (2003), Fundamentals of Heat Exchanger Design, John Willey and Sons.
8. Petukhov, B.S. (1987), *Spravochnik po teploobmennikam: T. 1* [Reference book on heat exchangers: T. 2], Translated from Engl. Ed by. B.S. Petukhov, V.K. Shikov, Energoatomizdat, Moscow, USSR.
9. Petukhov, B.S. (1987), *Spravochnik po teploobmennikam: T. 2* [Reference book on heat exchangers, Vol. 2], Transl. from Engl. Ed by B.S. Petukhov, V.K. Shikov, Energoatomizdat, Moscow, USSR.
10. Kondraschenko, V.Ya. and Samoilov, V.D. (1987), *Avtomatizatsiya modelirovaniya slozhnykh teploenergeticheskikh ustanovok* [Automation of modeling of complex heat power plants], Naukova dumka, Kyiv, USSR.
11. Hauzen, H. (1981), *Teplootdacha pri protivotoke, pryamotoke i perekrestnom toke* [Convective heat transfer under countercurrent, parallel and cross current], Transl. from German, Energoizdat, Moscow, USSR.
12. Chyrva, A.A. (2014), “Modeling of nonstationary thermal processes in plate heat exchangers with allowance for external flow about”, *Elektronnoe modelirovanie*, Vol. 36, no. 6, pp. 109-118.
13. Bukhmirov, V.V., Rakutina, D.V., Solnyshkova, Yu.S. and Prorokova, M.V. (2013), *Teplovoi raschet rekuperativnogo teploobmennogo apparata* [Thermal calculation of recuperative heat exchanger], Ivanovskii gosudarstvennyi energeticheskii universitet imeni V.I. Lenina, Ivanovo, Russia.
14. Vynnychuk, S.D. (2001), “Modeling of processes in a heat exchanger at the small number of experimental data”, *Zbirnyk naukovykh prats Pukhov IPME NAN Ukrainy*, Iss. 13, pp. 86-91.



15. Chilton, T.H. and Colburn, A.P. (1934), Mass transfer (absorbtion) coefficients, *Ind. Eng. Chem.*, no. 26, pp. 1184-1195.
16. Idelchik, I.E. (1992), *Gidravlicheskie soprotivleniya, Izd. 3, pererab i dopoln.* [Hydraulic resistances. Ed. 3, remade and added], Mashinostroenie, Moscow, Russia.
17. Abramovich, G.N. (1969), *Prikladnaya gazovaya dinamika, Izd. 3, pererab.* [Applied gas dynamics, Ed. 3, remade], Nauka, Moscow, USSR.

Received 18.06.18

*С.Д. Винничук, А.А. Шестаков, А.А. Чирва*

ІДЕНТИФІКАЦІЯ ПАРАМЕТРІВ МОДЕЛІ ТЕПЛОВИХ  
ТА ГІДРАВЛІЧНИХ ПРОЦЕСІВ В ПЕРЕХРЕСТНОТОЧНОМУ  
ТЕПЛООБМІННИКУ, ОСНОВАНІЙ НА АНАЛОГІЇ  
МІЖ ТЕРМІЧНИМИ ТА ГІДРАВЛІЧНИМИ ОПОРАМИ

Розглянуто вплив параметрів моделі теплових і гідравлічних процесів в пластинчастому перехрестноточному теплообміннику (ТО), побудованої на основі аналогії між тепловими і гідравлічними опорами. Параметри моделі визначено експериментально. Показано, що із загальної моделі теплових і гідравлічних процесів можна сформувати модель гідравлічних процесів в кожній лінії окремо, що значно спрощує експериментальні дослідження в широкому діапазоні зміни коефіцієнтів Рейнольдса. За допомогою запропонованої моделі можливе визначення деяких параметрів, необхідних для розрахунку перепадів тисків на лініях ТО. Розроблено алгоритм визначення параметрів відповідності між питомими коефіцієнтами гідравлічного опору каналів ТО і числом одиниць перенесення NTU, які дають змогу визначити коефіцієнт ефективності ТО і температуру на виходах ліній.

*К л ю ч о в і с л о в а: система кондиціонування повітря, теплообмінник, гідравлічні і теплові процеси, математична модель, ідентифікація параметрів.*

*S.D. Vynnychuk, A.A. Shestakov, A.A. Chyrva*

IDENTIFICATION OF PARAMETERS OF THE MODEL  
OF THERMAL AND HYDRAULIC PROCESSES IN THE CROSSFLOW  
HEAT EXCHANGER, BASED ON THE ANALOGY BETWEEN  
THERMAL AND HYDRAULIC RESISTANCES

The influence of parameters of the model of thermal and hydraulic processes in a plate crossflow heat exchanger (HE) based on the analogy between thermal and hydraulic resistances is considered. The model parameters are determined experimentally. It is shown that it is possible to form a hydraulic processes model from the general model of thermal and hydraulic processes in each of lines separately. It greatly simplifies experimental studies in a wide range of the Reynolds coefficients. It is possible to determine some parameters needed to calculate the pressure drops on the heat exchanger lines on its basis. An algorithm for determining the model's parameters that define the correspondence between the specific hydraulic resistance coefficients of the heat exchanger channels and the number of NTU transfer units is presented, It is possible to determine the efficiency coefficient of the heat exchanger and the temperatures at the line exits, based on the information above.

*K e y w o r d s: air conditioning system, heat exchanger, hydraulic and thermal processes, mathematical model, parameter identification.*

*ВИННИЧУК Степан Дмитриевич, д-р техн. наук, зав. отделом Ин-та проблем моделирования в энергетике им. Г.Е. Пухова НАН Украины. В 1977 г. окончил Черновицкий государственный университет. Область научных исследований — модели, методы и программные средства для анализа систем сжимаемой и несжимаемой жидкости, теория алгоритмов.*

*ШЕСТАКОВ Алексей Александрович, канд. техн. наук, нач. отдела систем жизнеобеспечения и противообледенительных систем Государственного предприятия «Антонов». В 2002 г. окончил Московский государственный технический университет им. Н.Э. Баумана (г. Москва). Область научных исследований — моделирование тепловых и гидравлических процессов в системах жизнеобеспечения самолета.*

*ЧИРВА Александр Александрович, ведущий инженер-конструктор по противообледенительным системам Государственного предприятия «Антонов». В 2007 г. окончил Национальный авиационный университет (г. Киев). Область научных исследований — моделирование тепловых и гидравлических процессов в системах подготовки воздуха и противообледенительных системах самолета.*