



УДК 621.59
ГРНТИ 81.31.35

МОДИФИКАЦИЯ МОДЕЛИ ПРОТИВО- ТОЧНОГО ТЕПЛООБМЕННИКА ВОЗДУХОРАЗДЕЛИТЕЛЬНОЙ УСТАНОВКИ ВОЕННОГО НАЗНАЧЕНИЯ

И.В. ПРИХОДЬКО

ВУНЦ ВВС «ВВА имени профессора Н.Е. Жуковского и Ю.А. Гагарина» (г. Воронеж)

В статье рассматривается модификация модели противоточного теплообменника с сосредоточенными параметрами методом формирования обобщённых уравнений, которые позволяют сформулировать математическую модель в виде отдельных дифференциальных уравнений и их систем. Проведён анализ влияния параметров данной модели на динамику выхода теплопередающей поверхности на стационарный режим, что является важной характеристикой при исследовании переходных процессов в теплообменных элементах воздуходелительных установок.

Ключевые слова: противоточный теплообменник; теплопередача; массовые теплоёмкости; разность температур.

AIR SEPARATION PLANT COUNTERFLOW HEAT EXCHANGER MODEL MODIFICATION FOR MILITARY PURPOSE

I.V. PRIXOD'KO

MESC AF "N.E. Zhukovsky and Y.A. Gagarin Air Force Academy" (Voronezh)

The article deals with the counterflow heat exchanger with concentrated parameters model modification by the generalized equation forming method, which helps to formulate a mathematical model in the form of separate differential equations and their systems. The analysis of this model parameters influence on heat transferring surface to the stationary regime output dynamics, that is an important characteristic in the air separation plant counterflow heat exchanger study, is carried out.

Keywords: counterflow heat exchanger, heat exchanger, mass heat capacities, temperature difference.

Введение. Современные типы воздушных судов авиации Вооруженных Сил Российской Федерации снабжены разветвленными бортовыми газовыми системами, играющими жизненно важную роль в обеспечении полетов и боевой деятельности авиации. Поэтому эффективность выполнения полетов зависит от необходимых объемов дыхательных смесей, получаемых с помощью мобильных воздуходелительных установок военного назначения.

Актуальность. До настоящего времени продолжают попытки разработки эффективных теплообменных устройств кислорододобывающих станций военного назначения на основе выявления резервов конструкционного и параметрического анализа существующих схем. Для успешного проведения такого анализа удобно применять дифференциальный подход.



В предлагаемой работе описывается модификация модели противоточного теплообменника с распределенными параметрами в виде дифференциальных уравнений в частных производных [1]. Однако интегрирование таких уравнений представляет определенные трудности. В случае если

$$\Delta t_o / \Delta t_m < 2,$$

где Δt_o и Δt_m – соответственно большая и меньшая разности температур теплоносителей на входе и на выходе из теплообменника, то возможно использование модели с сосредоточенными параметрами. Это означает, что достаточно производить линейризацию кривых изменения температур рабочих сред. При этом изменение температуры по длине аппарата представим линейным законом, а среднюю температуру первичного и вторичного теплоносителей определим как среднюю арифметическую величину:

$$\bar{t}_1 = (t_1^\circ + t_1^\infty) / 2,$$

$$\bar{t}_2 = (t_2^\circ + t_2^\infty) / 2,$$

где t_1°, t_2° – начальные температуры 1-го и 2-го теплоносителей; $t_1^\infty(\tau), t_2^\infty(\tau)$ – текущие температуры 1-го и 2-го теплоносителей на выходе из теплообменника.

Тогда средняя разность температур (движущая сила теплообмена) выразится равенством

$$\Delta t = (\bar{t}_1 - \bar{t}_2).$$

В результате такой линейризации кривых изменения температур по длине теплообменного аппарата параметры $t_1, t_2, \Delta t$ будут изменяться только во времени (координата длины исключается), и математическая модель может быть записана в виде обыкновенных дифференциальных уравнений.

Модификация модели противоточного теплообменника. Рассмотрим противоточный теплообменник [2, 3], представленный на рисунке 1.

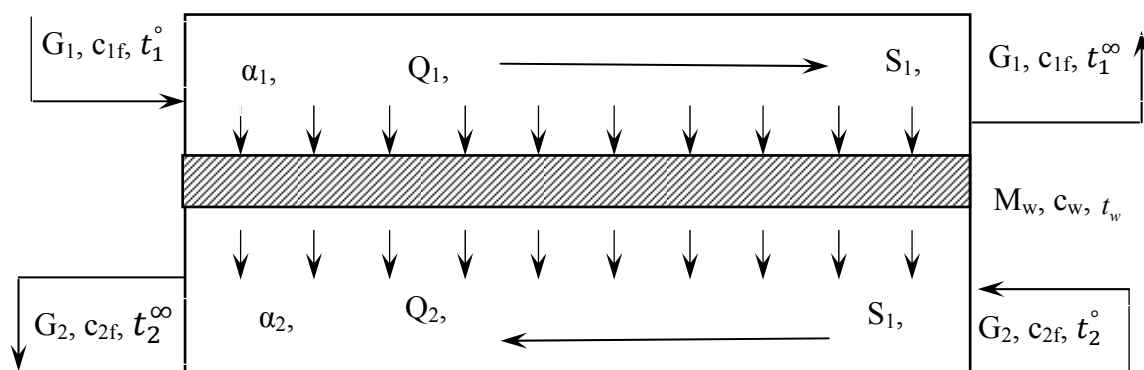


Рисунок 1 – Расчётная схема противоточного теплообменника

α_1, α_2 – коэффициенты теплоотдачи со стороны 1-го и 2-го теплоносителей; Q_1, Q_2 – теплопередача со стороны 1-го и 2-го теплоносителей; S_1, S_2 – площади теплопередачи со стороны 1-го и 2-го теплоноси-



телей; G_1, G_2 – массовые расходы 1-го и 2-го теплоносителей; c_{1f}, c_{2f} – массовые теплоёмкости 1-го и 2-го теплоносителей; M_w, c_w – масса и теплоёмкость теплопередающей поверхности; t_w – текущая температура теплопередающей стенки t_1°, t_2° – начальные температуры 1-го и 2-го теплоносителей; t_1^∞, t_2^∞ – текущие температуры 1-го и 2-го теплоносителей на выходе из теплообменника

Уравнение теплового баланса для 1-го и 2-го теплоносителей [4] имеют вид:

$$dQ_1 = G_1 c_{1f} (t_1^\circ - t_1^\infty) dt, \quad (1)$$

$$dQ_2 = G_2 c_{2f} (t_2^\infty - t_2^\circ) dt. \quad (2)$$

Уравнение теплоотдачи для 1-го и 2-го теплоносителей:

$$dQ_1 = \alpha_1 S_1 (\bar{t}_1 - t_w) dt, \quad (3)$$

$$dQ_2 = \alpha_2 S_2 (t_w - \bar{t}_2) dt. \quad (4)$$

Уравнение переходного режима (динамическая характеристика):

$$dQ_1 - dQ_2 = M_w c_w dt_w. \quad (5)$$

Уравнение (5) показывает, что при теплообмене в неустановившемся потоке, когда $dQ_1 \neq dQ_2$, часть тепла аккумулируется стенкой в любой момент времени переходного режима.

Таким образом, математическая модель противоточного теплообменника с сосредоточенными параметрами имеет вид:

$$\frac{dQ_1(\tau)}{d\tau} = \alpha_1 S_1 \left[\frac{t_1^\circ + t_1^\infty(\tau)}{2} - t_w(\tau) \right], \quad (6)$$

$$\frac{dQ_2(\tau)}{d\tau} = \alpha_2 S_2 \left[t_w(\tau) - \frac{t_2^\circ + t_2^\infty(\tau)}{2} \right], \quad (7)$$

$$\frac{dQ_1(\tau)}{d\tau} = G_1 c_{1f} [t_1^\circ - t_1^\infty(\tau)], \quad (8)$$

$$\frac{dQ_2(\tau)}{d\tau} = G_2 c_{2f} [t_2^\infty(\tau) - t_2^\circ], \quad (9)$$

$$\frac{dQ_1(\tau)}{d\tau} - \frac{dQ_2(\tau)}{d\tau} = M_w c_w \frac{dt_w(\tau)}{d\tau}(\tau), \quad (10)$$

$$t_1^\infty(0) = t_1^\circ, \quad (11)$$



$$t_2^\infty(0) = t_2^\circ, \quad (12)$$

$$t_w(0) = t_w^\circ, \quad (13)$$

где τ – время.

Решение системы уравнений (6) – (13) предлагается рассматривать в безразмерной форме:

$$\frac{dq_1(\theta)}{d\theta} = Nu_1 \left[\frac{1}{2} T_1^\infty(\theta) - T_w(\theta) + \frac{1}{2} \right], \quad (14)$$

$$\frac{dq_2(\theta)}{d\theta} = ANu_2 \left[T_w(\theta) - \frac{1}{2} T_2^\infty(\theta) \right], \quad (15)$$

$$\frac{dq_1(\theta)}{d\theta} = \xi_1 Re_1 Pr_1 [1 - T_1^\infty(\theta)], \quad (16)$$

$$\frac{dq_2(\theta)}{d\theta} = A\xi_2 Re_2 Pr_2 T_2^\infty(\theta), \quad (17)$$

$$\frac{dq_1(\theta)}{d\theta} - \frac{dq_2(\theta)}{d\theta} = \frac{dT_w(\theta)}{d\theta}, \quad (18)$$

$$T_1^\infty(0) = 1, \quad (19)$$

$$T_2^\infty(0) = 0, \quad (20)$$

$$T_w(0) = T_w^\circ, \quad (21)$$

где $\theta = S_1 \lambda_1 \tau / (M_w c_w d_1)$; $T_{1,2}^\infty(\theta) = t_{1,2}^\infty(\tau) - t_2^\circ / t_1^\circ - t_2^\circ$; $T_w(\theta) = t_w(\tau) - t_2 / t_1^\circ - t_2^\circ$; $T_w^\circ = t_w^\circ - t_2 / t_1^\circ - t_2^\circ$; $A = S_2 \lambda_2 d_1 / S_1 \lambda_1 d_2$; $\xi_{1,2} = K_s^{(1,2)} d_{1,2} / 2\pi l$; $Nu_{1,2} = \alpha_{1,2} d_{1,2} / \lambda_{1,2}$ – числа Нуссельта; $Re_{1,2} = v_{1,2} d_{1,2} / \nu_{1,2}$ – числа Рейнольдса; $Pr_{1,2} = \nu_{1,2} / a_{1,2}$ – числа Прандтля; λ_1, λ_2 – теплопроводности теплоносителей; d_1, d_2 – гидравлические диаметры со стороны 1-го и 2-го теплоносителей; $K_s^{(1,2)}$ – коэффициент формы проходных сечений со стороны 1-го и 2-го теплоносителей; $v_{1,2}$ – скорости теплоносителей; $\nu_{1,2}, a_{1,2}$ – коэффициенты кинематической вязкости и температуропроводности теплоносителей; l – характерный размер теплопередающей поверхности.

Анализ влияния параметров модели на динамику выхода теплопередающей поверхности на стационарный режим. Перейдём к анализу модели. Перепишем уравнения (14) – (15) в виде:

$$T_1^\infty(\theta) = \frac{2}{Nu_1} \frac{dq_1(\theta)}{d\theta} + 2T_w(\theta) - 1, \quad (22)$$



$$T_2^\infty(\theta) = 2T_w(\theta) - \frac{2}{ANu_2} \frac{dq_2(\theta)}{d\theta}. \quad (23)$$

Подставим $\frac{dq_1(\theta)}{d\theta}$ и $\frac{dq_2(\theta)}{d\theta}$ из выражений (16) и (17) в уравнения (22) – (23) и (18):

$$T_1^\infty(\theta) = \frac{2}{Nu_1} \left\{ \xi_1 Re_1 Pr_1 [1 - T_1^\infty(\theta)] \right\} + 2T_w(\theta) - 1, \quad (24)$$

$$T_2^\infty(\theta) = 2T_w(\theta) - \frac{2}{ANu_2} \left[A\xi_2 Re_2 Pr_2 T_2^\infty(\theta) \right], \quad (25)$$

$$\frac{dT_w(\theta)}{d\theta} = \xi_1 Re_1 Pr_1 [1 - T_1^\infty(\theta)] - A\xi_2 Re_2 Pr_2 T_2^\infty(\theta). \quad (26)$$

На основании (24) – (26) сформулируем задачу Коши для $T_w(\theta)$:

$$\begin{aligned} \frac{dT_w(\theta)}{d\theta} + 2 \left(\frac{Nu_1 \xi_1 Re_1 Pr_1}{Nu_1 + 2\xi_1 Re_1 Pr_1} + \frac{ANu_2 \xi_2 Re_2 Pr_2}{Nu_2 + 2\xi_2 Re_2 Pr_2} \right) T_w(\theta) = \\ = \xi_1 Re_1 Pr_1 - \frac{2(\xi_1 Re_1 Pr_1)^2}{Nu_1 + 2\xi_1 Re_1 Pr_1} + \frac{Nu_1 \xi_1 Re_1 Pr_1}{Nu_1 + 2\xi_1 Re_1 Pr_1}, \end{aligned} \quad (27)$$

$$T_w(0) = T_w^\circ. \quad (28)$$

Решение системы (27) и (28) примет вид:

$$T_w(\theta) = T_w^\circ + \frac{M}{N} [1 - \exp(-N\theta)], \quad (29)$$

$$N = 2 \left(\frac{Nu_1 \xi_1 Re_1 Pr_1}{Nu_1 + 2\xi_1 Re_1 Pr_1} + \frac{ANu_2 \xi_2 Re_2 Pr_2}{Nu_2 + 2\xi_2 Re_2 Pr_2} \right), \quad (30)$$

$$M = \xi_1 Re_1 Pr_1 - \frac{2(\xi_1 Re_1 Pr_1)^2}{Nu_1 + 2\xi_1 Re_1 Pr_1} + \frac{Nu_1 \xi_1 Re_1 Pr_1}{Nu_1 + 2\xi_1 Re_1 Pr_1}, \quad (31)$$

где N и M – безразмерные коэффициенты теплоотдачи со стороны 1-го и 2-го теплоносителей соответственно.

Для стационарного случая (т.е. при $\theta \rightarrow \infty$) из (29) получим

$$T_w(\infty) = T_w^\circ + \frac{M}{N}. \quad (32)$$

Безразмерное время установления стационарного режима θ° найдем из условия



$$1 - \frac{T_w(\theta_0)}{T_w(\infty)} = \gamma, \quad (33)$$

где γ – величина относительной точности (значение γ обычно на практике принимают равной 0,01÷ 0,02). Из выражения (33) с учётом (29) и (32), получим

$$\theta_0 = \frac{1}{N} \ln \left[\frac{1}{\gamma \left(\frac{N}{M} T_w^0 + 1 \right)} \right]. \quad (34)$$

На динамику выхода теплопередающей поверхности на стационарный режим влияет ряд определяющих параметров. Несмотря на широкий спектр данных параметров, удалось их сгруппировать в безразмерные комплексы, которые представлены соотношениями (30) и (31). Влияние безразмерного коэффициента теплоотдачи N со стороны 1-го теплоносителя при малых значениях безразмерного коэффициента теплоотдачи M со стороны 2-го теплоносителя показывает, что уменьшение N удлиняет время выхода теплообменника на стационарный режим, указанном на рисунке 2, причём одновременно с этим увеличивается температура теплопередающей стенки.

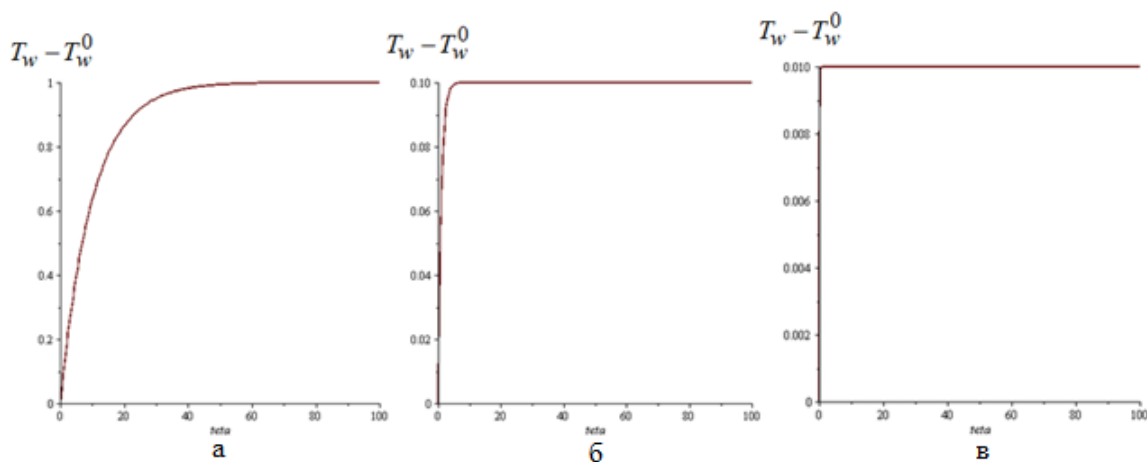


Рисунок 2 – Динамическая характеристика противоточного теплообменника при $M = 0,1$ и различных значениях N : а – 0,1; б – 1; в – 10

Вышесказанное свидетельствует о том, что параметр M характеризует интенсивность теплообмена за счёт, например увеличения скорости теплоносителей или развития поверхности теплопередачи, что доказывает рисунок 3, который построен для больших значений M .

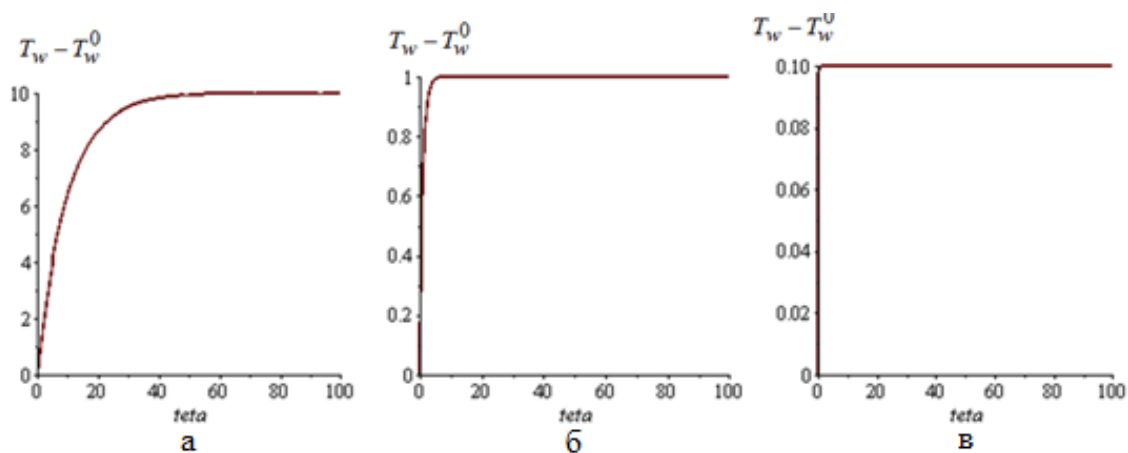


Рисунок 3 – Динамическая характеристика противоточного теплообменника при $M = 1$ и различных значениях N : а – 0,1; б – 1; в – 10

На рисунке 4 показаны значения температур стенок при $M = 10$, которые еще более уменьшают интенсивность теплообменника.

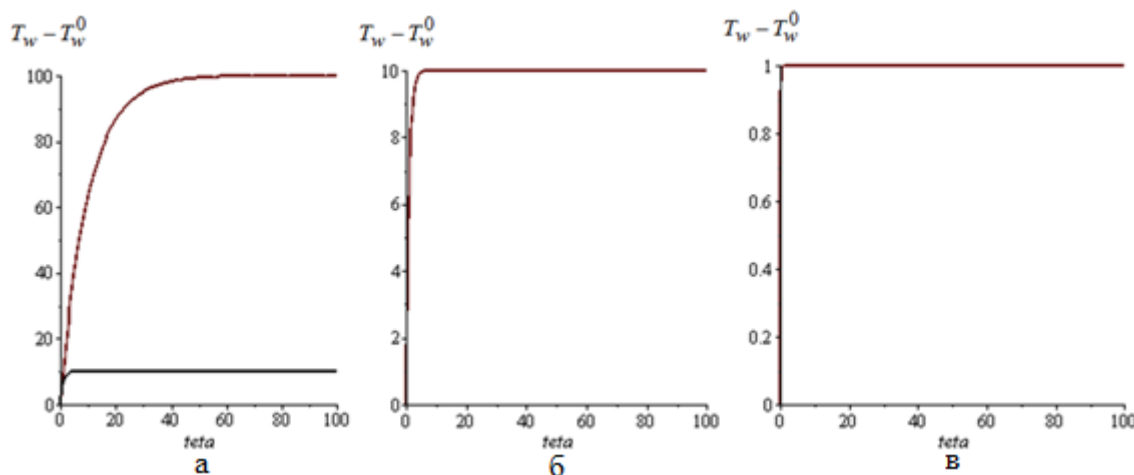


Рисунок 4 – Динамическая характеристика противоточного теплообменника при $M = 10$ и различных значениях N : а – 0,1; б – 1; в – 10

Вывод. В результате анализа модифицированной модели противоточного теплообменника с сосредоточенными параметрами было установлено влияние основных параметров модели на динамику выхода теплопередающей поверхности на стационарный режим, что является важнейшей характеристикой при исследовании переходных процессов в теплообменных элементах воздухо rozdельительных установок военного назначения. Проведен вычислительный эксперимент, который подтвердил корректность и адекватность предложенной математической модели.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Сычѳв В.В. Дифференциальные уравнения термодинамики. М.: МЭИ, 2010. – 251 с.
2. Усюкин И.П. Установки, машины и аппараты криогенной техники. Ч. 1. – М.: Пищ. Пром-сть, 1976. – 343 с.
3. Морозюк Л.И., Соколовская В.В., Ольшевская О.В. Термодинамический анализ теплообменных аппаратов в составе энергопреобразующей системы энтропийно-цикловым методом / Вестник МАХ, 2013. № 4. С. 24–27.



4. Нащокин В.В. Техническая термодинамика и теплопередача. – М.: Высш. Шк., 1975. – 496 с.

REFERENCES

1. Sychev V.V. *Differentsial'nye uravneniia termodinamiki*. М.: MEI, 2010. 251 s.
2. Usiukin I.P. *Ustanovki, mashiny i apparaty kriogennoi tekhniki*. Ch. 1. М.: Pishch. Prom-st', 1976. 343 s.
3. Moroziuk L.I., Sokolovskaia V.V., Ol'shevskaiia O.V. *Termodinamicheskii analiz teploobmennyykh apparatov v sostave energopreobrazuiushchei sistemy entropiino-tsiklovym metodom / Vestnik MAKh*, 2013. № 4. S. 24–27.
4. Nashchokin V.V. *Tekhnicheskaiia termodinamika i teploperedacha*. – М.: Vyssh. Shk., 1975. 496 s.

© Приходько И.В., 2017

«Воздушно-космические силы. Теория и практика». Материал поступил в редколлегию 27.07.2017 г.

Приходько Инна Владимировна, научный сотрудник научно-исследовательского отдела научно-исследовательского центра (проблем применения, обеспечения и управления авиацией Военно-воздушных сил), Военный учебно-научный центр Военно-воздушных сил «Военно-воздушная академия имени профессора Н.Е. Жуковского и Ю.А. Гагарина» (г. Воронеж), Россия, 394064, г. Воронеж, ул. Старых Большевиков, 54А, vaiu@mil.ru