

УДК 536.27

Тепловой и гидродинамический расчет теплообменника типа «труба в трубе»

Канд. техн. наук А. В. ЗАЙЦЕВ¹, С. Е. КУБЛИЦКИЙ²

¹zai_@inbox.ru, ²stanleykub@mail.ru

Университет ИТМО

191002, Санкт-Петербург, ул. Ломоносова, 9

Представлена методика расчета теплообменника типа «труба в трубе» с заглушенным торцом, на котором в результате подвода теплоты через торец от охлаждаемого объекта происходит переход криогенной жидкости, поступающей по внутренней трубке, в парообразное состояние и отвод пара по кольцевому каналу между внутренней и внешней трубкой. Методика заключается в разбивке устройства вдоль потока на отдельные участки, достаточно малые в соответствии с необходимой точностью расчетов, и решение системы уравнений баланса теплоты, температуры и давления, составленных для каждого элемента. В качестве граничных условий задаются тепловой поток на торце и теплоподвод к внешней трубке от окружающей среды. Решение нелинейной системы уравнений производится численно методом простых итераций. Приведены результаты расчетов для различных геометрических размеров теплообменника, различных давлений насыщения теплоносителя в зоне торца, тепловой нагрузки на торце и теплопритоков от окружающей среды.

Ключевые слова: теплообменник, тепловой баланс, теплопередача, система уравнений, численное решение.

Информация о статье

Поступила в редакцию 09.10.2015, принята к печати 20.04.2016

doi: 10.21047/1606-4313-2016-15-2-48-53

Ссылка для цитирования

Зайцев А. В., Кублицкий С. Е. Тепловой и гидродинамический расчет теплообменника типа «труба в трубе» // Вестник Международной академии холода. 2016. № 2. С. 48–53.

Heat and hydrodynamic calculation of tube-in-tube heat-exchanger

Ph. D. A. V. ZAITSEV¹, S. E. KUBLITSKIY²

¹zai_@inbox.ru, ²stanleykub@mail.ru

ITMO University

191002, Russia, St. Petersburg, Lomonosov str., 9

The article deals with a calculation of tube-in-tube heat-exchanger with capped end where cryogen from internal pipe is vaporized due to addition of heat from an object being cooled through the end, and the vapor is removed through circular duct between external and internal tube. The method is that the device is subdivided into several sections along the cryogen flow which are small enough to meet the desired calculation accuracy. Then the set of heat, temperature and pressure equations for every section are solved. Heat flow at the end and heat transfer to the external tube from the environment is set as the boundary conditions. The equations are solved by the method of simple iterations. Calculation results for different values of heat-exchanger parameters, heat transfer medium saturation pressure and heat load at the heat exchanger end, and heat gain from the environment are given.

Keywords: heat exchanger, heat balance, heat transfer, set of equations, computational solution.

Рассмотрим установившийся процесс течения среды в каналах, образованных трубкой, помещенной в трубку большего сечения, с учетом теплообмена между потоками и с окружающей средой, а также зависимости теплотехнических свойств в любой точке от состояния потока (давления и температуры). Подобные конструкции типа «труба в трубе» (ТвТ) находят все более широкое применение в теплообменных аппаратах различного назначения.

Широко распространена методика расчета различных теплообменных аппаратов, заключающаяся в раз-

бивке устройства вдоль потока на отдельные участки, достаточно малые в соответствии с необходимой точностью расчетов, и пошаговое решение уравнений баланса теплоты, температуры и давления, рассматривая их как единую систему [1–3].

На рис. 1 показана расчетная схема подобного криогенного теплообменника, которая может быть применена при расчете различных аппаратов медицинского назначения [4–8]. Во внутреннюю трубку подается вещество в жидком состоянии. На противоположном, заглушенном торце внешней трубки вся жидкость испаря-

ется за счет подводимой от охлаждаемого объекта теплоты, и пар возвращается по щелевому зазору между внутренней и внешней трубками. Пар играет роль теплоизоляции для предотвращения нагрева жидкости от высокотемпературной внешней среды.

Разобьем всю рассматриваемую область (трубку) вдоль оси z на отдельные элементы — маленькие цилиндрические участки высотой Δz . Уменьшение шага Δz до бесконечно малой величины приводит к переходу к дифференциальному уравнению. Будем задавать Δz достаточно малым, исходя из требуемой точности расчетов.

Тепловой баланс элемента конструкции внутренней трубки между i -м и $(i+1)$ -м сечениями, можно представить следующим образом:

$$Q_{i,T}^{\text{ж}} = Q_i^{\text{ж}} - Q_{i+1}^{\text{ж}} + Q_{i,c}^{\text{ж}} \quad (1)$$

где $Q_{i,T}^{\text{ж}}$ — количество теплоты, затраченное на изменение внутренней энергии рассматриваемого элемента с жидкостью, Дж; $Q_{i+1}^{\text{ж}}$ — подводимая к элементу i теплота с потоком жидкости из $i+1$ элемента, Дж; $Q_i^{\text{ж}}$ — отводимая от элемента i теплота с потоком жидкости к $i-1$ элементу, Дж; $Q_{i,c}^{\text{ж}}$ — количество теплоты, получаемое i -м элементом потока жидкости через стенку трубы от i -го элемента потока пара, Дж.

Аналогично, тепловой баланс элемента конструкции кольцевого канала с паром, образованного i -м и $(i+1)$ -м сечениями, можно представить следующим образом:

$$Q_{i,T}^{\text{п}} = Q_i^{\text{п}} - Q_{i+1}^{\text{п}} - Q_{i,c}^{\text{п}} + Q_{i,oc}^{\text{п}} \quad (2)$$

где $Q_{i,T}^{\text{п}}$ — количество теплоты, затраченное на изменение внутренней энергии рассматриваемого элемента с паром, Дж; $Q_{i,oc}^{\text{п}}$ — подводимая к элементу теплота от окружающей среды, Дж; $Q_i^{\text{п}}$ — подводимая к элементу i теплота потоком пара из $i-1$ элемента, Дж; $Q_{i+1}^{\text{п}}$ — отводимая от элемента i теплота потоком пара к $i+1$ элементу, Дж; $Q_{i,c}^{\text{п}}$ — количество теплоты, передаваемое от i -го элемента потока пара через стенку трубы к i -му элементу потока жидкости, Дж.

Общий тепловой баланс между двумя потоками (трубка тонкостенная, теплопроводностью вдоль трубки пренебрегаем)

$$Q_{i,c}^{\text{п}} = Q_{i,c}^{\text{ж}} = Q_{i,c} \quad (3)$$

Выразим составляющие теплового баланса через температуры потока пара $T_i^{\text{п}}$, $T_{i+1}^{\text{п}}$ и жидкости $T_i^{\text{ж}}$, $T_{i+1}^{\text{ж}}$, а также температуру стенки трубы между потоками $T_i^{\text{с}}$, $T_{i+1}^{\text{с}}$ в соответствующих сечениях.

Теплота нагрева прокачиваемой жидкости (положительная) и охлаждения пара (отрицательная) в элементе:

$$Q_{i+1}^{\text{ж}} - Q_i^{\text{ж}} = V^{\text{ж}} \rho^{\text{ж}} c_p^{\text{ж}} (T_i^{\text{ж}} - T_{i+1}^{\text{ж}}); \quad (4)$$

$$Q_i^{\text{п}} - Q_{i+1}^{\text{п}} = V^{\text{п}} \rho^{\text{п}} c_p^{\text{п}} (T_i^{\text{п}} - T_{i+1}^{\text{п}}), \quad (5)$$

где $V^{\text{ж}} = \pi R_1^2 \Delta z$ — объем жидкости в элементе, м^3 ; $V^{\text{п}} = \pi (R_3^2 - R_2^2) \Delta z$ — объем пара в элементе, м^3 .

Теплота, передаваемая от потока пара к стенке трубы и от стенки трубы к потоку жидкости:

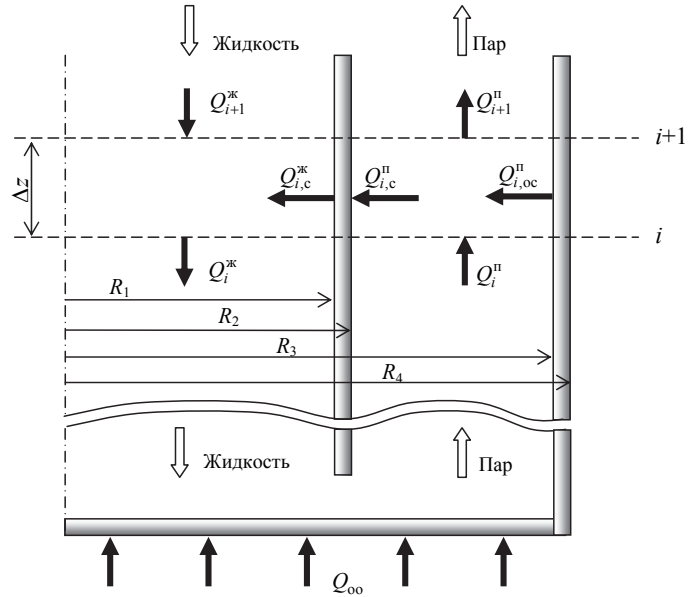


Рис. 1. Тепловая схема теплообменника типа «труба в трубе»

$$Q_{i,c}^{\text{ж}} = \frac{V^{\text{ж}} \rho^{\text{ж}}}{G^{\text{ж}}} \alpha^{\text{ж}} F^{\text{ж}} (T_{i+1/2}^{\text{с}} - T_{i+1/2}^{\text{ж}}); \quad (6)$$

$$Q_{i,c}^{\text{п}} = \frac{V^{\text{п}} \rho^{\text{п}}}{G^{\text{п}}} \alpha^{\text{п}} F^{\text{п}} (T_{i+1/2}^{\text{п}} - T_{i+1/2}^{\text{с}}), \quad (7)$$

где $G^{\text{ж}}$, $G^{\text{п}}$ — массовые расходы жидкости и пара, соответственно, кг/с ; $\alpha^{\text{ж}}$, $\alpha^{\text{п}}$ — коэффициенты теплоотдачи к стенке при течении пара (жидкости) в трубе, $\text{Вт/}(\text{м}^2 \cdot \text{К})$; $F^{\text{ж}} = 2\pi R_1 \Delta z$, $F^{\text{п}} = 2\pi R_2 \Delta z$ — площади поверхности теплообмена между потоками в элементе, м^2 ; индекс $i+1/2$ означает использование средней температуры между T_i и T_{i+1} ; $T_{i+1/2} = (T_i + T_{i+1})/2$. По этой температуре определяются теплофизические свойства хладоносителя [9]. Индекс $i+1/2$ у теплофизических характеристик ρ , c_p и коэффициентов теплоотдачи α для простоты записи опущен.

Коэффициенты теплоотдачи α для расчета процессов теплопередачи и гидродинамического сопротивления ξ для расчета потери напора Δp в результате трения вычисляются по общепринятым закономерностям [10–12]:

$$\alpha = A \text{Re}^b \text{Pr}^c (\text{Pr}/\text{Pr}_{\text{ср}})^d (z/d_{\text{экр}})^e; \quad (8)$$

$$\xi^{\text{ж}} = f(\text{Re}^{\text{ж}}); \quad \xi^{\text{п}} = f(\text{Re}^{\text{п}}); \quad (9)$$

$$\text{Re}^{\text{ж}} = \frac{2G^{\text{ж}}}{\pi R_1 \mu^{\text{ж}}}; \quad \text{Re}^{\text{п}} = \frac{2G^{\text{п}}}{\pi (R_3 - R_2) \mu^{\text{п}}}. \quad (10)$$

Из выражений (3), (6) и (7) получаем:

$$Q_{i,c} = \frac{0,5(T_i^{\text{п}} + T_{i+1}^{\text{п}} - T_i^{\text{ж}} - T_{i+1}^{\text{ж}})}{\frac{G^{\text{п}}}{V^{\text{п}} \rho^{\text{п}} \alpha^{\text{п}} F^{\text{п}}} + \frac{G^{\text{ж}}}{V^{\text{ж}} \rho^{\text{ж}} \alpha^{\text{ж}} F^{\text{ж}}}} = k_i (T_i^{\text{п}} + T_{i+1}^{\text{п}} - T_i^{\text{ж}} - T_{i+1}^{\text{ж}}), \quad (11)$$

где k_i — коэффициент теплопередачи между i -м элементом потока пара и i -м элементом потока жидкости, Дж/К .

Подставим выражения (4), (11) в уравнение (1), а выражения (5), (11) в уравнение (2).

$$\begin{aligned} Q_{i,T}^* = & \left(-V^* \rho^* c_p^* - k_i \right) T_i^* + \\ & + \left(V^* \rho^* c_p^* - k_i \right) T_{i+1}^* + k_i T_i^n + k_i T_{i+1}^n. \end{aligned} \quad (12)$$

$$\begin{aligned} Q_{i,T}^n = & k_i T_i^* + k_i T_{i+1}^* + \left(V^n \rho^n c_p^n - k_i \right) T_i^n + \\ & + \left(-V^n \rho^n c_p^n - k_i \right) T_{i+1}^n + Q_{i,oc}^n. \end{aligned} \quad (13)$$

В установившемся режиме работы устройства температурное поле вдоль трубы будет стационарным, внутренняя энергия в каждом элементе остается неизменной и $Q_{i,T}^n = Q_{i,T}^* = 0$. В итоге получаем систему уравнений

$$\begin{cases} a_i T_i^* + b_i T_{i+1}^* + c_i T_i^n + d_i T_{i+1}^n = 0; \\ e_i T_i^* + f_i T_{i+1}^* + g_i T_i^n + h_i T_{i+1}^n = -Q_{i,oc}^n. \end{cases} \quad (14)$$

$$(15)$$

где $a_i, b_i, c_i, d_i, e_i, f_i, g_i, h_i = 0$ — нелинейные коэффициенты, зависящие от искомых значений температуры жидкости и пара.

Гидравлические потери на элементарном участке можно оценить следующим образом [11]:

$$\Delta p_i^* = \xi^* \frac{\rho^* \Delta z}{2 R_1} (w_i^*)^2; \quad w_i^* = \frac{G^*}{\rho^* \pi R_1^2}; \quad (16)$$

$$\Delta p_i^n = \xi^n \frac{\rho^n \Delta z}{2 (R_3 - R_2)} (w_i^n)^2; \quad w_i^n = \frac{G^n}{\rho^n \pi (R_3^2 - R_2^2)}. \quad (17)$$

Разделим трубу длиной L на $n-1$ частей ($i = 1 \dots n$), т. е. на элементы размером $\Delta z = L/(n-1)$.

На охлаждаемой потоком жидкости торцевой поверхности в сечении $i = 1$ происходит переход всего потока жидкости в пар. При работе устройства в расчетном режиме полагается, что жидкость, поступающая в сечение $i = 1$, находится в насыщенном состоянии, т. е.

$$T_1^* = T_1^n = T_s. \quad (18)$$

Теплота, получаемая элементом трубы от окружающей среды, определяется через общий теплоприток к устройству Q_s , Вт:

$$Q_{i,oc}^n = \frac{Q_s}{n-1} \cdot \frac{V^n \rho^n}{G^n}. \quad (19)$$

С учетом входного ($i = n$) и торцевого ($i = 1$) сечений получаем n сечений для определения температур T_i^*, T_i^n , $i = 1, 2, \dots, n-1, n$. При заданных температурах во входном сечении (18) уравнения (14), (15) с учетом (19) представляют собой замкнутую систему $2(n-1)$ уравнений с $2(n-1)$ неизвестными температурами в сечениях $z = \Delta z \cdot i$, $i = 2, \dots, n$.

Следует учитывать, что на торцевой поверхности согласно предлагаемой модели происходит фазовый переход, сопровождающийся скачкообразным изменением плотности потока, его теплофизических свойств и скорости. В установившемся тепловом режиме массовый расход хладагента постоянен и равен в любом сечении $G^* = G^n = G$. Расчетное количество хладагента определяется величиной теплового потока Q_{oo} , Вт, отво-

димого через торцевую поверхность от охлаждаемого объекта (см. рис. 1):

$$G = \frac{Q_{oo}}{r}, \quad (20)$$

где r — теплота парообразования на торцевой поверхности, Дж/кг.

Решение нелинейной системы уравнений можно получить в результате итерационного процесса решения линейных систем (18) и (14), (15) при $i = 2, \dots, n$, и постоянных коэффициентах $a_i - h_i$, вычисляемых по температурам, определенным на предыдущей итерации. Линейные $2(n-1)$ -мерные системы можно решать стандартными вычислительными методами, однако при итеративном расчете температуры в сечении ($i+1$) при известных температурах в i -ом сечении можно определить решением системы из двух уравнений (14) и (15):

$$T_{i+1}^n = \left[\left(\frac{e_i}{f_i} - \frac{a_i}{b_i} \right) T_i^* + \left(\frac{g_i}{f_i} - \frac{c_i}{b_i} \right) T_i^n + \frac{Q_{i,oc}^n}{f_i} \right] / \left(\frac{d_i}{b_i} - \frac{h_i}{f_i} \right); \quad (21)$$

$$T_{i+1}^* = \frac{-a_i T_i^* - c_i T_i^n - d_i T_{i+1}^n}{b_i}. \quad (22)$$

Уравнения (1)–(22) описывают математическую модель, позволяющую произвести тепловой и гидродинамический расчет теплообменника типа «труба в трубе» и, реализованную в виде компьютерной программы.

В качестве исходных данных для расчета принимаются: тип хладоносителя; длина трубки L ; внутренний диаметр внутренней трубки D_1 ; внешний диаметр внутренней трубки D_2 ; внутренний диаметр внешней трубки D_3 ; давление хладоносителя на рабочем торце p ; тепловая нагрузка, выделяемая охлаждаемым объектом на торце Q_{oo} ; теплоприток к трубке от окружающей среды Q_{oc} .

На рис. 2–5 приведены результаты расчетов для вариантов: $L = 0,2$ м; $D_1 = 0,005, 0,006, 0,007$ м; $D_2 = 0,008, 0,009, 0,010$ м; $D_3 = 0,012$ м; $p = 0,15, 0,2, 0,5$ МПа; $Q_{oo} = 10, 50, 100, 1000$ Вт; $Q_{oc} = 10, 50, 100$ Вт.

Падение давления при течении жидкости во внутренней трубке практически отсутствует; в межтрубном кольцевом канале падение давления составляет $\Delta p \approx 1$ кПа, что также пренебрежимо мало для влияния на процесс теплопередачи. Давление жидкости на входе определяет температуру насыщения на торце теплоподвода. Для того, чтобы жидкость не закипела в межтрубном канале теплообменник рекомендуется теплоизолировать, а жидкость на входе немного переохладить.

Характерное распределение температур потоков вдоль трубки показано на рис. 2. Немного недогретая жидкость (примерно на 0,54 К) нагревается за счет встречного потока более теплого пара до температуры насыщения 80,84 К на теплом торце ($z = 0$), откуда пар отводится по кольцевому каналу до выходного сечения ($z = 0,2$), нагреваясь при этом от окружающей среды и отдавая часть теплоты жидкости. Эффективность такой системы теплоизоляции потока жидкости от окружающей среды отводимым паром подтверждается незначительным нагревом жидкости.

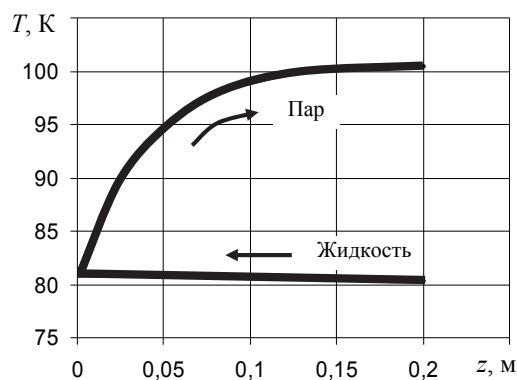


Рис. 2. Распределение температур хладоносителя в теплообменнике: $D_1 = 0,006$ м; $D_2 = 0,008$ м; $p = 0,15$ МПа; $Q_{oo} = 100$ Вт; $Q_{oc} = 50$ Вт

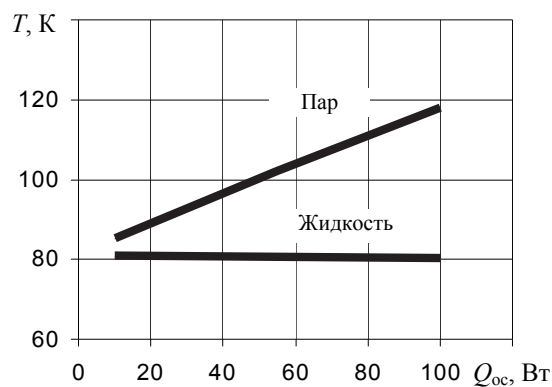


Рис. 3. Зависимость температуры пара на выходе и жидкости на входе ($z = 0,2$) в расчетном режиме от теплопритока из окружающей среды: $D_1 = 0,006$ м; $D_2 = 0,008$ м; $p = 0,15$ МПа; $Q_{oo} = 100$ Вт

Уменьшение теплопритока от внешней среды к пару за счет улучшения теплоизоляции внешней трубки приводит к приближению линии пара на рис. 2 к линии жидкости, достигая полного их совпадения при идеальной изоляции. Поэтому разность температур пара и жидкости на «холодном» конце теплообменника ($z = 0,2$) в первую очередь зависит от величины теплопритока Q_{oc} .

В результате теплоизоляции и из-за разности теплофизических свойств жидкости и пара, в первую очередь — плотности и теплоемкости, внешние теплопритоки Q_{oc} слабо влияют на температуру жидкости на входе и температуру на рабочем торце. Однако, в случае применения теплообменного аппарата в замкнутой тепловой схеме, где обратный поток хладоносителя (пар) в термодинамическом цикле приводится к первоначальному состоянию (жидкость) и возвращается в теплообменник, разность температур пара и жидкости в теплообменнике ТвТ может оказать существенное влияние на экономические и массогабаритные параметры установки. Данную разность температур для рассматриваемого

примера можно оценить по графикам, приведенным на рис. 3.

Влияние давления прокачиваемой жидкости на работу теплообменника влияет главным образом на значение температуры насыщения на рабочем торце и затем на температуру пара на выходе (рис. 4). Правильный выбор давления играет важную роль для обеспечения заданного режима работы охлаждаемого объекта при заданной тепловой нагрузке, поскольку для поддержания расчетной температуры на торце требуется соответствующий подбор давления.

Для оптимизации конструкции теплообменного аппарата следует оценить влияние изменения размеров на режимные параметры (рис. 5). Так например, при неизменном внешнем диаметре устройства, увеличение проходного сечения внутренней трубки за счет роста внутреннего диаметра с 5 до 7 мм приводит к снижению температуры отводимого пара на 2 К, в то время, как уменьшение проходного сечения межтрубного канала при увеличении внешнего диаметра внутренней трубки с 8 до 10 мм приводит к снижению температуры пара

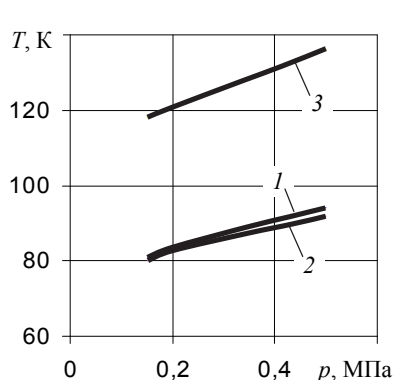


Рис. 4. Влияние давления на рабочие температуры азота: 1 — температура насыщения на рабочем торце; 2 — температура жидкости на входе; 3 — температура пара на выходе; $D_1 = 0,006$ м; $D_2 = 0,008$ м; $Q_{oo} = 100$ Вт; $Q_{oc} = 100$ Вт

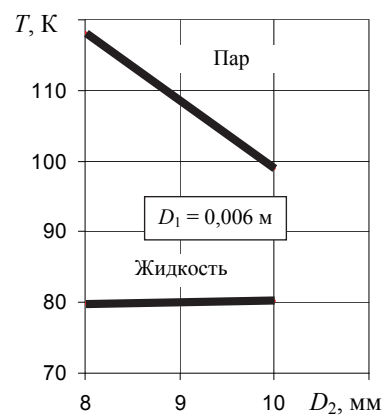
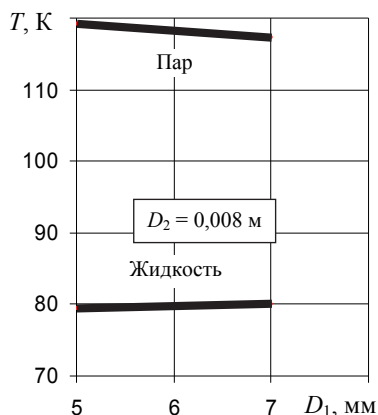


Рис. 5. Зависимость температуры потоков на «теплом» конце от размеров сечений каналов: $p = 0,15$ МПа; $Q_{oo} = 100$ Вт; $Q_{oc} = 100$ Вт

**Расчетные параметры потоков на «теплом» конце теплообменника при использовании азота,
 $Q_{oc} = 10$ Вт, $L = 0,2$ м, $D_1 = 0,006$ м, $D_2 = 0,008$ м, $D_3 = 0,012$ м, $p = 0,15$ МПа**

Параметры потоков		Тепловая нагрузка на торце Q_{oo} , Вт		
		10	100	1000
Жидкость на входе	Температура T , К	80,47	80,71	80,83
	Скорость w , м/с	0,0023	0,0230	0,2298
	Число Рейнольдса, Re	77	783	7868
	Коэффициент теплоотдачи α , Вт/ (м ² ·К)	80,4	80,1	885
	Коэффициент гидравлического сопротивления ξ	0,823	0,082	0,033
Пар на выходе	Температура T , К	181,68	85,05	81,47
	Скорость w , м/с	0,292	1,307	12,438
	Число Рейнольдса, Re	276	5324	54304
	Коэффициент теплоотдачи α , Вт/ (м ² ·К)	15,8	527	3228
	Коэффициент гидравлического сопротивления ξ	0,233	0,037	0,022

на 9 К за счет интенсификации процесса теплопередачи между потоками.

Приведенная таблица иллюстрирует влияние зависимости режимных и тепловых параметров теплообменника от количества отводимой с его помощью теплоты.

Заметим, что сильный рост температуры пара при низкой тепловой нагрузке определяется снижением расхода пара и, соответственно, тепловой эффективности устройства. И наоборот, увеличение нагрузки более 1000 Вт приводит к чрезвычайно высоким значениям Re и коэффициента теплоотдачи от пара к внутренней трубке, что требует дополнительной проверки гидродинамического режима и возможному введению ограничений.

Предложенная методика позволяет численно оценить влияние геометрических, режимных и других параметров на работу теплообменного аппарата в конкретных условиях и провести оптимизацию его параметров с целью выбора наиболее эффективной конструкции.

Список литературы

1. Грезин А. К., Зиновьев В. С. Микрокриогенная техника — М.: Машиностроение, 1977. 232 с.
2. Криогенные системы: Т. 2. Основы проектирования аппаратов, установок и систем / А. М. Архаров, И. А. Архаров, В. П. Беляков и др. Под общ. ред. А. М. Архарова и А. И. Смородина. — М.: Машиностроение, 1999. 720 с.
3. Борзенко Е. И., Зайцев А. В. Установки и системы низкотемпературной техники. Автоматизированный расчет и моделирование процессов криогенных установок и систем: Учеб. Пособие. — СПб.: СПбГУНиПТ, 2006. 232 с.
4. Hewitt P. M., Zhao J., Akhter J., Morris D. L. A Comparative Laboratory Study of Liquid Nitrogen and Argon Gas Cryosurgery Systems. // Cryobiology, 1997. Vol. 35, p. 303–308.
5. Ханевич М. Д., Манихас Г. М., Ваишуров С. М., Хазов А. В. Сверхнизкие температуры в хирургическом лечении сар-

ком мягких тканей // Вестник Международной академии холода. № 3, 2014.

6. Цыганов Д. И. Криомедицина: Процессы и аппараты. Монография. — М.: САЙНС-ПРЕСС, 2011. 304 с.
7. Машины низкотемпературной техники. Криогенные машины и инструменты / А. М. Архаров, И. А. Архаров, А. Н. Антонов и др. — М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2011. 582 с.
8. Кублицкий С. Е. Численное исследование криоразрушающего воздействия на биоткань // Научный журнал НИУ ИТМО. Серия: Холодильная техника и кондиционирование, 2014. № 2 (15).
9. Акулов Л. А., Борзенко Е. И., Зайцев А. В. Теплофизические свойства и фазовое равновесие криопродуктов: Справочник. — СПб.: СПбГУНиПТ, 2009. 567 с.
10. Сидоренко А. С., Потапов А. И. Математическая модель не-изотермического течения высоковязких сред в каналах матрицы // Вестник Воронежского государственного университета инженерных технологий. 2015. № 4 (66). С. 48–52.
11. Григорьев В. А., Крохин Ю. И. Тепло- и массообменные аппараты криогенной техники: Учеб. Пособие для вузов. — М.: Энергоиздат, 1982. 132 с.
12. Идельчик И. Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям / Под ред. М. О. Штейнберга. — М.: Машиностроение, 1992. 672 с.

References

1. Grezin A. K., Zinov'ev V. S. Microcryogenic equipment. Moscow, Mashinostroenie, 1977. 232 p. (in Russian)
2. Cryogenic systems: T. 2. Bases of design of devices, installations and systems / A. M. Arkharov, I. A. Arkharov, V. P. Belyakov et al. Under edition A. M. Arkharova, A. I. Smorodina. Moscow, Mashinostroenie, 1999. 720 p. (in Russian)
3. Borzenko E. I., Zaitsev A. V. Installations and systems of low-temperature equipment. The automated calculation and modeling of processes of cryogenic installations and systems: Manual. St. Petersburg, SPbGUNiPT, 2006. 232 p. (in Russian)

4. Hewitt P. M., Zhao J., Akhter J., Morris D. L. A Comparative Laboratory Study of Liquid Nitrogen and Argon Gas Cryosurgery Systems. *Cryobiology*, 1997. Vol. 35, p. 303–308.
5. Khanevich M. D., Manikhas G. M., Vashkurov S. M., Khazov A. V. Use of ultralow temperatures in the surgical treatment of the soft tissue sarcomas. *Vestnik Mezhdunarodnoi akademii kholoda*. No 3, 2014. (in Russian)
6. Tsyganov D. I. Cryomedicine: Processes and devices. Monograph. Moscow, SAINS-PRESS, 2011. 304 p. (in Russian)
7. Cars of low-temperature equipment. Cryogenic cars and tools. / A. M. Arkharov, I. A. Arkharov, A. N. Antonov ets. Moscow, Izd-vo MGTU im. N. E. Baumana, 2011. 582 p. (in Russian)
8. Kublitskii S. E. Numerical research of the cryodestroying impact on biofabric. *Nauchnyi zhurnal NIU ITMO. Seriya: Kholodil'naya tekhnika i konditsionirovanie*, 2014. No 2 (15). (in Russian)
9. Akulov L. A., Borzenko E. I., Zaitsev A. V. Heatphysical properties and phase balance of cryoproducts: Reference book. — SPb., SPbGUNIPT, 2009. 567 p. (in Russian)
10. Sidorenko A. S., Potapov A. I. Mathematical model non-isothermal flow highly viscous media channels matrix extruder. *Vestnik Voronezhskogo gosudarstvennogo universiteta inzhenernykh tekhnologii*. 2015. No 4 (66). p. 48–52.
11. Grigor'ev V. A., Krokhin Yu. I. Warm and mass-exchanged devices of cryogenic equipment: Manual for higher education institutions. Moscow. Energoizdat, 1982. 132 p. (in Russian)
12. Idel'chik I. E. Reference book on hydraulic resistance. Under edition M. O. Shteinberga. Moscow, Mashinostroyeniye, 1992. 672 p. (in Russian)



Education, Research & Development

7th International Conference
4–8 September 2016
Elenite Holiday Village, Bulgaria

Контакты (Contacts)

office@sciencebg.net

<http://www.sciencebg.net>

7 Международная конференция Образование, исследования и развитие 4–8 сентября 2016 г.

Курортный комплекс Елените, Болгария

Тематика конференции:

- Знания — главный фактор для производительности труда и экономического роста
- Социализация молодежи в современном обществе
- Образование, Личность и Общество
- Высшее образование: глобализация и интернационализация
- Научные исследования: итоги и перспективы
- Электронное обучение и виртуальные инновации

Topics:

- Knowledge and Innovation: A Primary Factor for Productivity and Economic Growth
- E-Learning and Virtual Innovations
- Higher Education: Globalisation and Internationalisation
- Scientific Research: Results and Perspectives
- Socialisation of Youth in Contemporary Society
- Education, Individual and Society

Организаторы (Organized by):

- Bulgarian Academy of Sciences
- Union of Scientists in Bulgaria
- Science & Education Foundation, Bulgaria
- New Education Foundation, Poland
- Al-Farabi Kazakh National University, Kazakhstan
- VUZF University, Bulgaria
- Kazakh National Agrarian University, Kazakhstan
- Research Tomsk Agricultural Institute, Russia
- Department of Engineering and Computer Graphics, ITMO University, Russia