

Е. В. Дилевская, С. И. Касьяков,
И. В. Станкевич, Ю. А. Шевич

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЦЕССОВ ТЕПЛООБМЕНА И ГИДРОДИНАМИКИ В ТЕПЛООБМЕННИКАХ С МИКРОКАНАЛАМИ СЛОЖНЫХ ФОРМ

Приведены результаты экспериментального исследования процессов теплообмена и гидродинамики в каналах микротеплообменников, предназначенных для охлаждения и термостатирования специальных электронных устройств (миниатюрных фотосопротивлений). Полученные в результате обработки опытных данных зависимости позволяют выполнять расчеты теплообмена и гидравлического сопротивления подобных микротеплообменников с микроканалами сложных форм для определения их габаритных размеров на основе заданных параметров охлаждаемого устройства.

В разных областях техники используются миниатюрные устройства на основе фотосопротивлений, входящие в состав различных оптико-электронных приборов и систем. Эти устройства имеют малые габаритные размеры ($D = 9 \dots 10$ мм и $H = 30 \dots 50$ мм) и малые мощности тепловыделений ($0,5 \dots 1,5$ Вт). Для обеспечения нормального функционирования необходимо их охлаждение с последующим термостатированием при $T = 80$ К.

С этой целью была создана серия микрокриогенных систем различных типов [1, 2]. Среди них в связи с высокой надежностью, удобством стыковки с охлаждаемым объектом и относительной простотой конструкции наибольшее распространение получили дроссельные микрокриогенные системы, основанные на эффекте Джоуля–Томсона. Одним из главных элементов таких систем, определяющих их эффективность, являются микротеплообменники, размещаемые непосредственно с охлаждаемыми объектами в одном криостате, изолирующем эти устройства от теплопритоков из окружающей среды. В работе [2] приведены систематизированные сведения по вопросам компоновки микротеплообменников с охлаждаемыми объектами, из чего становится ясно, почему рассматривают однорядные теплообменники (т.е. теплообменники, у которых трубки навиты в один слой на сердечник).

Микротеплообменники-охладители представляют собой миниатюрные теплообменные аппараты витого типа с противоточным движением потоков хладагента (азота при охлаждении до $78 \dots 80$ К).

Прямой поток движется по капиллярным трубкам, обратный — в межтрубном пространстве. Наружный диаметр никелевых трубок

0,31...0,45 мм с толщиной стенок 0,05 мм, в некоторых случаях применяют трубки диаметром 0,55...0,65 и до 1,0 мм. В качестве оребрения трубок используется медная проволока диаметром 0,1...0,25 мм. На последнем витке микротеплообменника просверливается отверстие ($d = 0,05$ мм) для дросселирования хладагента в целях его ожигения. Поэтому функционально микротеплообменники одновременно выполняют роль охладителей–ожигителей.

Для выполнения теплового и гидравлического расчетов микротеплообменников необходимо решить две задачи: определить коэффициент теплоотдачи и гидравлическое сопротивление при течении газа (хладагента) в капиллярных трубках и рассчитать теплоотдачу при обтекании оребренных капиллярных трубок.

Исследование теплообмена и гидравлического сопротивления в капиллярных трубках. Обобщая данные по режимам течения газа и геометрическим характеристикам в капиллярных трубках микротеплообменников, можно указать следующие условия: $Re = 1 \cdot 10^3 \dots 15 \times 10^4$; $Pr = 0,6 \dots 0,72$; $d_{тр} = 0,31 \dots 0,65$ мм; $L_{тр}/d_{тр} = 300 \dots 3000$; $d_{тр}/R_{зм} = 0,01 \dots 0,1$. Приведенный диапазон чисел Re свидетельствует о том, что в трубках различных микротеплообменников могут иметь место разные гидродинамические режимы: ламинарный, турбулентный и переходный. Статистический анализ данных указывает на то, что в большинстве случаев наблюдается развитый турбулентный режим.

Вопросы теплообмена и гидравлического сопротивления при вынужденном течении газа в цилиндрических трубках больших диаметров ($d_{тр} = 6 \dots 50$ мм) рассматривались многими авторами. Эти работы общеизвестны. Однако данных для капиллярных трубок мало и они малоизвестны. Чтобы сузить круг задач, необходимо было найти работы по исследованию течений в капиллярах и понять, можно ли их использовать для расчета процессов теплообмена в микротеплообменниках.

Первые исследования течения жидкостей в капиллярных каналах относятся к середине XIX в. В 1842 г. французским врачом и естествоиспытателем Жаном Пуазейлем были опубликованы результаты экспериментального исследования ламинарного движения воды в стеклянных трубках диаметром 0,014...0,65 мм и длиной от 3 до 1000 мм при давлении $\sim (6,7 \dots 8) \cdot 10^5$ Па и температуре 273...318 К. На основе экспериментов Пуазейль показал, что закономерность, найденная незадолго до него Гагеном для ламинарного движения в трубках больших диаметров, действительна и для капилляров. Опыты Пуазейля описаны в работе [3].

В 1883 г. была опубликована работа профессора Казанского университета И.С. Громека “К теории движения жидкостей в узких цилиндрических трубках”, в которой задача рассматривалась в приложении к

проблемам физиологии, связанным с течением крови по капиллярным каналам.

В 1900–1920 гг. проведены исследования турбулентного режима течения жидкостей в капиллярах, имевшие своей целью проверить закон подобия Рейнольдса и определить критическое число. Эти исследования подробно интерпретируются в работе [4]. Авторы работы [4] провели специальное исследование течения воздуха в капиллярных каналах. Исследования выполнены на цилиндрических каналах с диаметрами 0,39; 0,51; 0,70; 1,4 и 2,0 мм при постоянной относительной длине, равной 150 диаметрам канала. Методика выполнения экспериментов обеспечивала минимальные относительные погрешности результатов: 1,7 % для коэффициента гидравлического сопротивления и 6,4 % для коэффициента теплоотдачи.

Эксперименты показали, что во всех исследованных случаях диаметр канала не влияет на протяженности областей различных режимов течения жидкости. Нижнее критическое значение числа Re составляет 2150...2400, т.е. хорошо подтверждает аналогичные данные для цилиндрических труб большого диаметра.

Результаты исследования коэффициента гидравлического сопротивления свидетельствуют о том, что рассчитывать гидравлическое сопротивление теплообменной аппаратуры, с достаточной для практических целей точностью, можно по двум формулам: для турбулентного режима по известному уравнению Блаузиуса [5], а для ламинарного — по формуле, преобразованной М.А. Михеевым [5].

Согласно данным работы [4] для коэффициента теплоотдачи в области ламинарного режима ($Re < 2300$) критериальная зависимость приобретает вид $Nu = 1,025 Re^{0,2}$. В области переходного режима может быть использована зависимость $Nu = 2 \cdot 10^{-5} Re^{1,6}$.

Для области развитого турбулентного режима при течении в капиллярах получено хорошее совпадение опытных точек с известным критериальным уравнением $Nu = 0,018 Re^{0,8}$.

Детальное экспериментальное исследование энергетического обмена при течении воздуха в капиллярных каналах, выполненное авторами работы [4], показывает, что размеры поперечного сечения практически не влияют на протяженность различных режимов течения.

Результаты исследования убедительно свидетельствуют о том, что они могут быть приняты за основу при расчете теплообмена и гидравлического сопротивления в трубках микротеплообменников. Однако должны быть введены коррективы, связанные с нахождением поправки за счет изогнутости трубок, которые можно найти в работах [5–7].

Исследование процессов теплообмена и гидравлического сопротивления в межтрубном пространстве микротеплообменников (в условиях обратного потока). Задача для обратного потока

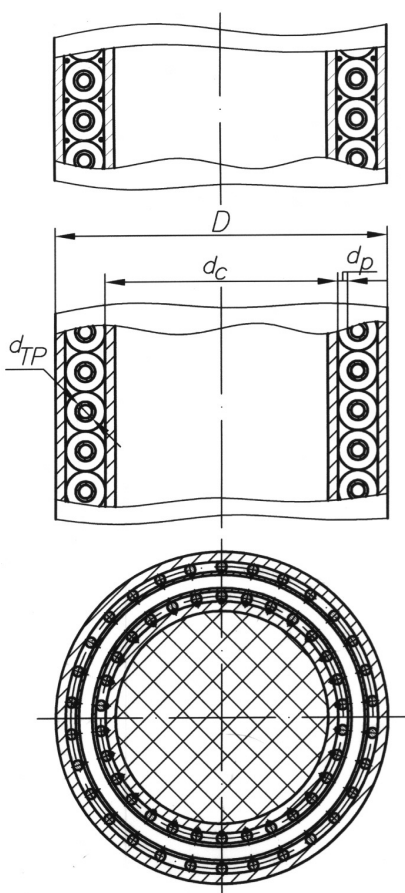


Рис. 1. Продольное и поперечное сечения канала обратного потока микротеплообменника

Из рисунка видно, что канал обратного потока в этом случае имеет сложную форму, движение газа относительно трубок поперечное, конфигурация канала в сильной степени определяется диаметром трубки, высотой и шагом ребра.

Далее изложены результаты исследований однорядных витых микротеплообменников. Исследовались микротеплообменники, отличающиеся геометрическими характеристиками теплопередающей поверхности. Наружный диаметр всех теплообменников 9,29 мм, $d_{тр} = 0,45$ мм; $d_p = 0,1 \dots 0,4$ мм; $t_p = 0,4 \dots 1,0$ мм.

Эксперименты проводили на образцах реальных размеров в условиях низких температур и высоких давлений, т.е. в обычном рабочем режиме микротеплообменников. Коэффициент теплоотдачи обратного потока (α_2) определяли по методу стационарного теплового потока косвенным путем, который используется в случаях $\alpha_1 \gg \alpha_2$, т.е. через коэффициент теплопередачи (K) и коэффициент теплоотдачи прямого

может быть сформулирована следующим образом: рассчитать теплоотдачу и гидравлическое сопротивление при поперечном обтекании газом развитой поверхности из оребренных трубок малого диаметра. Основные условия этой задачи: $Re = 1 \cdot 10^2 \dots 1 \cdot 10^3$, $Pr = 0,6 \dots 0,72$, $d_{тр} = 0,3 \dots 1,0$ мм; ребра имеют круглый профиль; характер оребрения — спиральный; отношение высоты ребра и его шага к диаметру трубки 0,2...0,6 и 0,4...0,8 соответственно.

В настоящее время известны трубчатые теплообменные аппараты с каналами разных форм. Однако среди них практически невозможно найти аналогов микротеплообменникам. Это объясняется их особенностями — круглый профиль ребра (ребро выполняется из проволоки), спиральный характер его навивки и обусловленные этим иные соотношения высоты ребра, его шага и диаметра трубки

На рис. 1 показаны продольное и поперечное сечения витых микротеплообменников.

потока (α_1). При обработке опытных данных за определяющую температуру была принята средняя температура потока. Скорость газа низкого давления вычисляли в минимальном свободном сечении микротеплообменника. За определяющий размер принят наружный диаметр трубки. Подробно методика эксперимента приведена в работе [2].

Для выявления зависимости коэффициента теплоотдачи и гидравлического сопротивления от шага оребрения испытаны микротеплообменники, абсолютное значение шага ребра у которых менялось от 0,4 до 1 мм через каждые 0,2 мм. Экспериментальные данные по теплоотдаче и сопротивлению для каждого из исследованных теплообменников обобщаются степенными функциями вида $Nu = A Re^n$ и $Eu = B Re^m$. Путем сравнения коэффициентов теплоотдачи и гидравлического сопротивления при $Re = idem$ и построения вспомогательных графиков определены степени влияния шага ребра на теплоотдачу и сопротивление. Влияние диаметра ребра на теплоотдачу и гидравлическое сопротивление исследовано на микротеплообменниках с диаметрами ребер 0,1; 0,15; 0,2; 0,3; 0,4 мм. Коэффициенты теплоотдачи и гидравлического сопротивления увеличиваются пропорционально $(d_p/d_{тр})^{2,4}$ и $(d_p/d_{тр})^{0,3}$.

Для установления обобщающих расчетных формул экспериментальные данные, относящиеся ко всем исследованным микротеплообменникам, у которых менялись геометрические характеристики оребрения (высота и шаг), представлены в виде единых зависимостей. Полуэмпирические критериальные зависимости для расчета теплоотдачи и гидравлического сопротивления имеют вид

$$Nu = 0,063 Re^{0,9} \left(\frac{t_p}{d_{тр}} \right)^{-1,3} \left(\frac{d_p}{d_{тр}} \right)^{2,4};$$
$$Eu = 12,2 Re^{-0,4} \left(\frac{t_p}{d_{тр}} \right)^{-0,6} \left(\frac{d_p}{d_{тр}} \right)^{0,3}.$$

Критерий Eu отнесен к одному витку. Экспериментальные данные показаны на рис. 2.

В результате исследования процессов теплообмена и гидравлики в каналах микротеплообменников получены следующие выводы.

1. Показана правомерность использования известных уравнений для труб больших диаметров для расчета теплообмена и гидравлического сопротивления в капиллярных каналах.

2. Полученные данные для расчета теплообмена и гидравлики в условиях течения обратных потоков в теплообменниках с микроканалами сложных форм обобщены в виде полуэмпирических критериальных зависимостей.

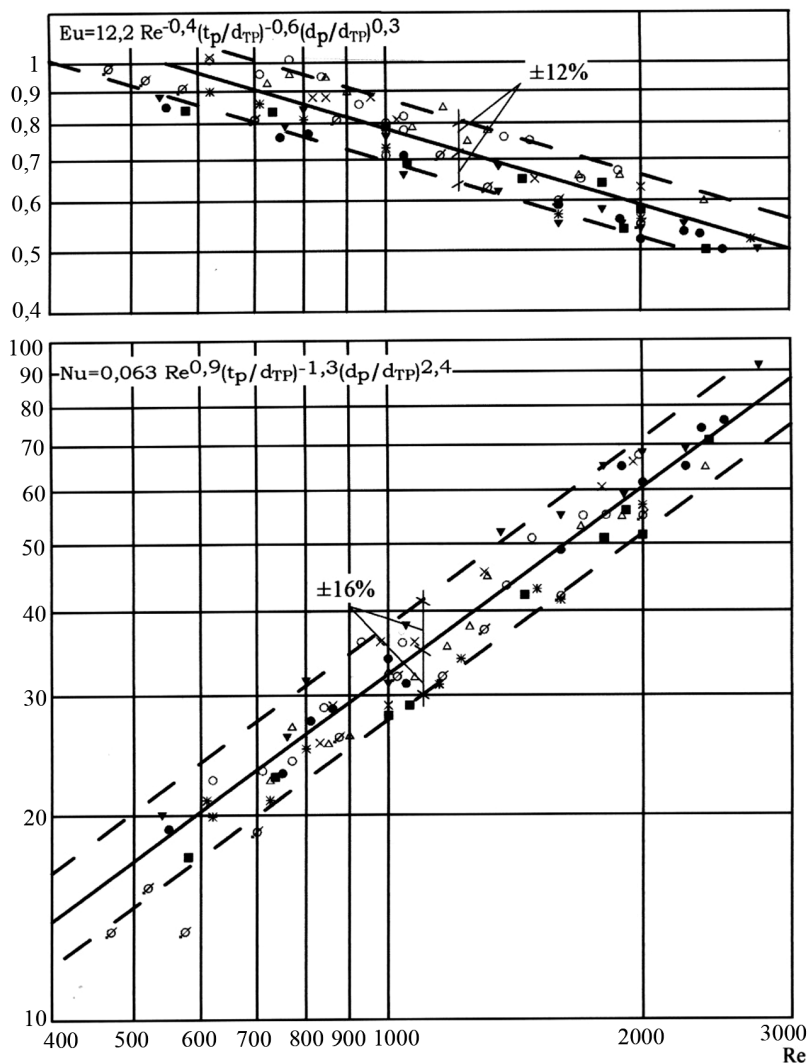


Рис. 2. Обобщение экспериментальных данных по теплоотдаче и гидравлическому сопротивлению в витых однорядных микротеплообменниках

3. Результаты использованы для расчета теплообмена и гидравлического сопротивления при разработке микротеплообменников различных дроссельных систем, которые были применены для практических целей.

Работа выполнена при поддержке гранта РФФИ 05-08-01259а.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Криогенные системы. Т. 2 / Под ред. А.М. Архарова и А.И. Смородина. – М.: Машиностроение, 1999. – 719 с.
2. Дилевская Е. В. Криогенные микротеплообменники. – М.: Машиностроение, 1978. – 165 с.
3. Воларович М.П. Работы Пуазейля о течении жидкости в трубах // Изв. АН СССР. Сер. “Физика”. – 1947. – Т. 11. № 1. – С. 7–18.

4. Дыбан Е. П., Швец И. Т. Экспериментальное исследование гидравлического сопротивления и теплообмена при течении воздуха в капиллярных каналах // Изв. АН СССР. Отд. тех. наук. – 1956. – № 2. – С. 75–82.
5. Михеев М. А., Михеева И. М. Основы теплопередачи. – М.: Энергия, 1973. – 316 с.
6. Кошелев И. И., Эскин Н. Б., Абрютинна Н. В. О гидравлическом сопротивлении изогнутых труб малого диаметра из нержавеющей стали при изотермическом течении жидкости // Изв. вузов. Энергетика. – 1967. – № 2. – С. 64–69.
7. Алтшуль А. Д. Гидравлические сопротивления. – М.: Недра, 1970. – 215 с.

Статья поступила в редакцию 9.12.2005

Елена Васильевна Дилевская окончила Ленинградский технологический институт холодильной промышленности в 1962 г. Канд. техн. наук, зав. лабораторией “Теплообмена” НИИ ЭМ МГТУ им. Н.Э. Баумана. Автор более 70 научных работ в области теплофизики и микрокриогеники.

E.V.Dilevskaya graduated from the Leningrad Technology Institute of Refrigeration Industry (now – the Petersburg Academy of Refrigeration) in 1962. Ph.D. (Eng.), head of the heat transfer laboratory of the Research Power Machinery Institute of the Bauman Moscow State Technical University. Author of more than 70 publications in the field of thermal physics and microcryogenics.

Сергей Иосифович Касков родился в 1964 г., окончил в 1987 г. МВТУ им. Н.Э. Баумана, научный сотрудник НИИ Энергетического машиностроения им. Н.Э. Баумана. Имеет более 10 научных работ в области исследования и конструирования теплообменных аппаратов.

S.I. Kaskov (b.1964) graduated from Bauman Moscow Higher Technical School in 1987. Researcher of Bauman Moscow State Technical University research institute "Power Engineering". Author of more than 10 publications in the field of research and design heat exchangers.

Юрий Артемьевич Шевич родился в 1941 г., окончил в 1965 г. МВТУ им. Н.Э. Баумана, канд. техн. наук, доцент кафедры “Криогенная техника и кондиционирование” МГТУ им. Н.Э. Баумана. Имеет более 100 научных работ в области исследования и конструирования высокоэффективных теплообменных аппаратов криогенной и холодильной техники.



Yu.A. Shevich (b.1941) graduated from Bauman Moscow Higher Technical School in 1965. PhD(Eng), ass.professor of “Cryogenics and Air Conditioning” Department of Bauman Moscow State Technical University. Author of more than 100 publications in the field of research and design of highly effective heat exchangers for refrigeration and cryogenics.

Игорь Васильевич Станкевич родился в 1949 г., окончил в 1976 г. МВТУ им. Н.Э. Баумана и в 1988 г. МГУ им. М.В. Ломоносова. Д-р техн. наук, профессор кафедры “Прикладная математика” МГТУ им. Н.Э. Баумана. Автор более 60 научных работ в области прикладной термомеханики.



I.V.Stankevich (b.1949) graduated from the Bauman Moscow Higher Technical School in 1976 and Moscow State University n.a.Lomonosov in 1988. D. Sc. (Eng.), professor of “Applied Mathematics” department of Bauman Moscow State Technical University. Author of above 60 publications in the field of applied thermal mechanics.