

Л. С. ОГАНЕСЯН

## ИНТЕНСИФИКАЦИЯ ПРОЦЕССА ТЕПЛООБМЕНА ПУТЕМ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ПРОДОЛЬНЫХ И ПОПЕРЕЧНЫХ ГРАДИЕНТОВ ДАВЛЕНИЯ

В развитии и совершенствовании теплообменных аппаратов значительный интерес представляет задача интенсификации теплообмена в межреберных каналах за счет создания такого поля давления, которое приводило бы к непрерывному обновлению теплоносителя в пристеночной области течения путем замещения ее свежей массой, протекающей из внешнего потока. Поиски такой формы поверхности привели к продольно-волнистому оребрению, образующему каналы с последовательно увеличивающимся и уменьшающимся сечением.

Действительно, согласно уравнению Бернулли в этих каналах должно происходить последовательное увеличение (в диффузорной части) и уменьшение (в конфузорной части) давления газа. При этом давление газа во внешнем потоке остается постоянным. Возникающий поперечный градиент давления должен приводить к непрерывной замене газа в межреберном пространстве внешним потоком.

Опыты автора, проведенные по изучению поля давления и скорости в каналах с продольно-волнистыми ребрами, доказали справедливость теоретических положений, приведенных в [1]. В дальнейших опытах изучались теплообмен и гидродинамическое сопротивление для труб с продольно-волнистыми ребрами.

Эксперименты были проведены на замкнутой аэродинамической трубе, схема которой показана на рис. 1. В зависимости от режима работы давление в аэродинамической трубе изменялось от 1 до 5 бар. Давление в системе создавалось сжатым газом, находящимся в баллоне. Циркуляция газа осуществлялась центробежным вентилятором типа ЭВР-3 с модифицированным кожухом.

Аэродинамическая труба в пределах измерительного участка имела хорошо выравненные скоростные поля газового потока. Перед экспериментальным участком для стабилизации потока был предусмотрен прямой участок трубы с соотношением  $l/D \approx 30$ , а за экспериментальным участком  $l/D \approx 15$ . При проведении опытов с экспериментальными участками различного диаметра плавный вход в них обеспечивался с помощью конических вставок на входе и выходе газа. Исходя из удобства экспериментирования, тепловой поток создавался

внутренним электрическим нагревателем и был направлен от поверхности труб к газу. Во избежание тепловых потерь, которые могли бы исказить результаты эксперимента, соответствующий участок тщательно изолировался. Для поддержания постоянного режима установки была снабжена двумя холодильниками непосредственно после экспериментального участка и на нагнетающей линии. В холодильниках:

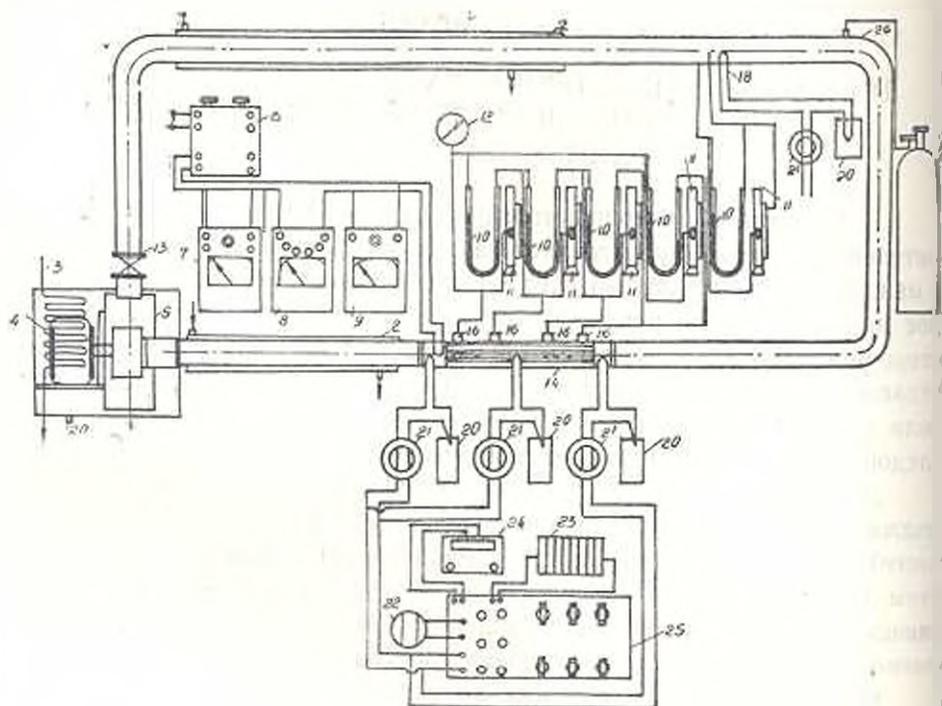


Рис. 1. Принципиальная схема экспериментальной установки: 1—аэродинамическая труба, 2—холодильник, 3—охлаждение двигателя, 4—электродвигатель, 5—вентилятор, 6—трансформатор, 7—ваттметр, 8—амперметр, 9—вольтметр, 10—дифманометр, 11—микроманометр, 12—манометр, 13—задвижка, 14—экспериментальный участок, 15—пневмометрическая трубка, 16—отборник статического давления, 17—баллон, 18—пятиэлементные термопары, 19—термопары на поверхности, 20—сосуд Дюара, 21—переключатель, 22—нормальный элемент, 23—аккумулятор, 24—гальванометр, 25—потенциометр, 26—штуцер.

по внутренней трубе происходило движение нагретого газа, а по наружной трубе — противотоком охлаждающей воды с последующим выбросом в дренаж.

Экспериментальные трубки изготовлялись из стандартных стальных труб (сталь марки ст-3) разных диаметров длиной в 500 мм. Ребра на всех трубках имели одинаковые геометрические характеристики (длина волны 20 мм, амплитуда 3 мм). Они штамповались из стального листа толщиной 1 мм, затем вставлялись в предварительно профрезированные на поверхности трубы пазы и припаивались.

Измерение температур поверхности теплообмена и газа производилось посредством медно-константановых термопар  $\varnothing 0.2$  мм. Для

измерения температуры на поверхности экспериментальной трубки у основания ребер было заложено 8 термопар: 5 по длине, а 3 по периметру в центральном сечении. Температура на входе и выходе в экспериментальный участок измерялась термобатареями. Электродвижущая сила термопар измерялась потенциометром постоянного тока (ППТФ-1) с гальванометром М-195/2 по обычной потенциометрической схеме. Расход газа определялся с помощью предварительно тарированной пневматической трубки. Перепады давления измерялись микроанометром типа „Аскания“ (при атмосферном давлении) или дафманометром ДТ-5 при работе установки под избыточным давлением. Измерение теплового потока осуществлялось ваттметром и дублировалось амперметром и вольтметром.

На основании анализа дифференциальных уравнений и граничных условий процесса теплообмена ребренных поверхностей нагретая экспериментальные данные обрабатывались в виде зависимости:

$$St = f(R_e, Pr, \lambda_r/\lambda_g, P_1, P_2, \dots), \quad (1)$$

где  $St = \alpha/c_p w$  — число Стантона;

$$R_e = \frac{w d_{эк}}{\nu} — \text{критерий Рейнольдса};$$

$Pr$  — критерий Прандтля;  $C_p$  — теплоемкость при постоянном давлении ( $кдж/кг \cdot град$ );  $\rho$  — плотность ( $кг/м^3$ );  $\nu$  — кинематическая вязкость ( $м^2/сек$ );  $\lambda_r$  — теплопроводность газа ( $вт/м \cdot град$ );  $w$  — скорость газа в минимальном сечении ( $м/сек$ );  $d_{эк}$  — эквивалентный диаметр ( $м$ ), равный отношению учетверенной площади свободного сечения канала к полному смоченному периметру.

$P_1, P_2$  — параметрические критерии, характеризующие геометрию поверхности,

$\lambda_r$  — теплопроводность металла ребра ( $вт/м \cdot град$ ).

Коэффициент теплоотдачи

$$\alpha = \frac{Q}{F(t_w - t_f)} \quad (вт/м^2 \cdot град), \quad (2)$$

где  $Q$  — тепловой поток ( $вт$ );  $F$  — полная наружная поверхность экспериментальной трубки ( $м^2$ );  $t_w$  — среднинегральная температура поверхности ( $град$ );  $t_f$  — средняя по длине температура газа ( $град$ ). Коэффициент гидродинамического сопротивления

$$\zeta = \frac{\Delta p}{\rho w^2/2}, \quad (3)$$

где  $\Delta p$  — перепад давления ( $н/м^2$ );  $l$  — длина трубки ( $м$ ).

Физические константы газа выбирались по его средней температуре. Предварительные опыты показали, что тепловая стабилизация наступает на длине, равной (5 : 10)  $d_{эк}$ . Данные по теплообмену и гидродинамическому сопротивлению приведены для участка трубки с стабилизировавшимся в тепловом отношении течением.

В опытах изучалось влияние диаметра канала  $D$ , диаметра несущей трубы  $d$ , числа ребер  $n$ , высоты ребра  $h$  и физических свойств газа на интенсивность теплообмена и гидродинамическое сопротивление. Опыты проводились в интервале  $Re = 10^4 - 10^5$ . В качестве при-

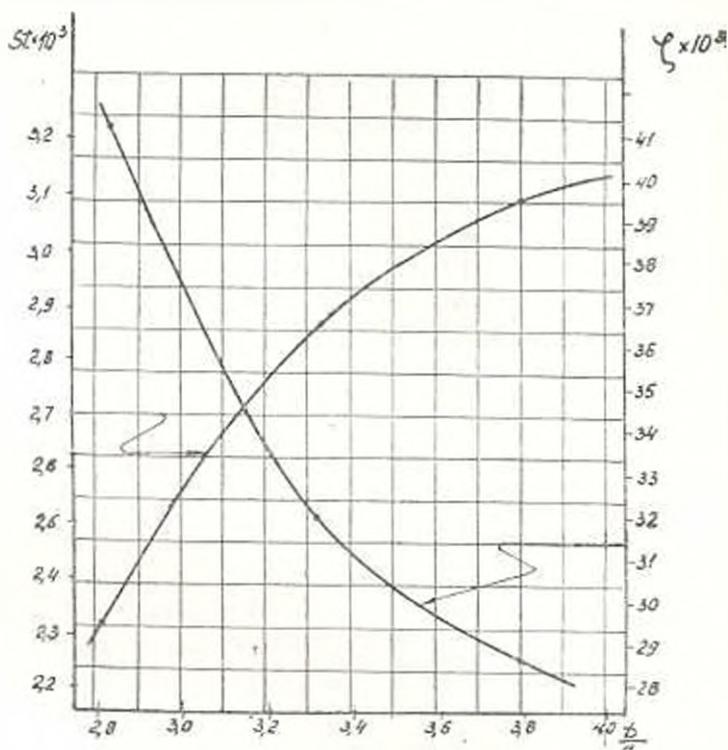


Рис. 2. Зависимость интенсивности теплообмена и гидродинамического сопротивления от диаметра канала при  $Re = 4 \cdot 10^4$  ( $d = 28$  мм;  $n = 20$ ;  $h = 10$  мм).

мера на рис. 2, 3, 4 приведены зависимости  $St$  и  $\zeta$  от геометрических характеристик при  $Re = 1 \cdot 10^4$ . Из рассмотрения этих рисунков можно прийти к следующим выводам.

Увеличение диаметра канала (рис. 2) (от 80 до 107 мм) приводит к увеличению интенсивности теплообмена  $St$  и уменьшению гидродинамического сопротивления  $\zeta$ . Влияние этого фактора постепенно ослабевает и при  $D/d = 4$  становится практически несущественным. С ростом  $D$  увеличивается область внешнего потока, вовлекаемая в обмен с пристеночной областью течения. При этом интенсивность теплообмена возрастает. Начиная с некоторого значения, увеличение  $D$  перестает сказываться на интенсивности теплообмена, так как при этом в обмен вовлекается не весь внешний поток, а только некоторая его часть. Уменьшение гидродинамического сопротивления с ростом  $D$  объясняется увеличением проходного сечения. При больших величинах  $D$  этот эффект становится несущественным.

Увеличение диаметра несущей трубы (рис. 3) от 28 до 41 мм первоначально приводит к некоторому росту интенсивности теплообмена, который, по-видимому, связан с вовлечением в обмен большей части внешнего потока и изменением формы межреберного канала. Последующее увеличение  $d$  от 41 до 48 мм уже не приводит к заметному росту интенсивности теплообмена. Можно предполагать, что дальнейшее увеличение  $d$  приведет к падению интенсивности тепло-

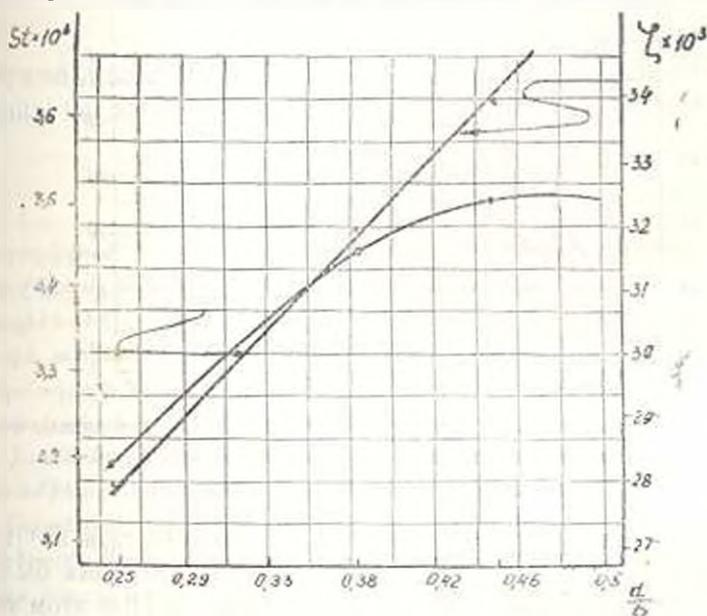


Рис. 3. Зависимость интенсивности теплообмена и гидродинамического сопротивления от диаметра несущей трубы при  $Re = 4 \cdot 10^4$  ( $n = 20$  мм,  $h = 10$  мм;  $D = 107$  мм).

обмена из-за уменьшения области внешнего потока. Следует заметить, что увеличение  $d$  связано с существенным ростом гидродинамического сопротивления.

Увеличение числа ребер (рис. 4)  $n$  от 16 до 24 приводит к увеличению интенсивности теплообмена и гидродинамического сопротивления. При этом рост интенсивности теплообмена несколько опережает рост гидродинамического сопротивления. Последующее увеличение  $n$  до 28 приводит к уменьшению  $St$  и дальнейшему росту  $\zeta$ . Падение интенсивности теплообмена обусловлено уменьшением скорости газа в межреберных каналах. Следует помнить, что увеличение числа ребер связано со значительным развитием поверхности теплообмена и увеличением теплового потока.

Увеличение высоты ребра  $h$  от 10 до 26 мм приводит к уменьшению интенсивности теплообмена и увеличению гидродинамического сопротивления. Падение интенсивности теплообмена обусловлено уменьшением области внешнего потока при одновременном снижении коэффициента полезного действия ребра.

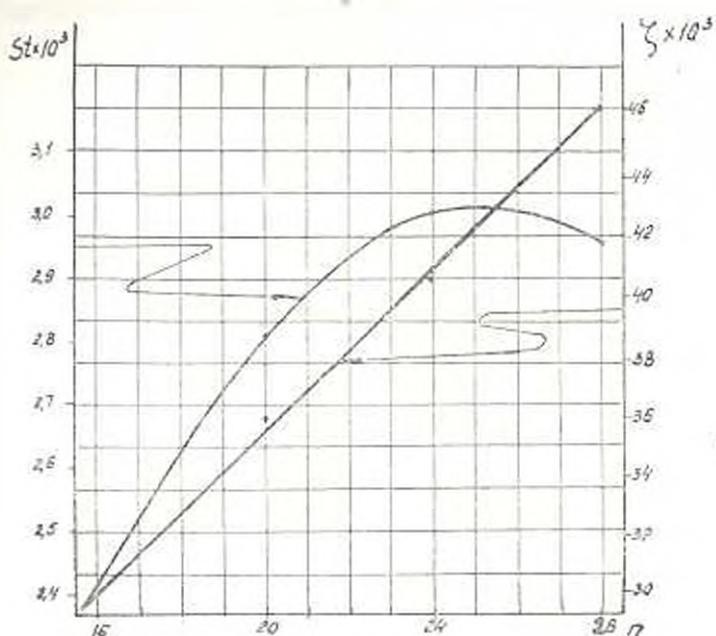


Рис. 4. Зависимость интенсивности теплообмена и гидродинамического сопротивления от числа ребер при  $R_c = 4 \cdot 10^4$   
( $h = 10$  мм;  $d = 98$  мм;  $D = 107$  мм).

Для выяснения влияния физических свойств газа на интенсивность теплообмена и гидродинамического сопротивления были проведены опыты с воздухом, гелием и углекислотой. При этом теплопроводность среды изменилась примерно в 10 раз.

На основании опытных данных показано, что процесс теплообмена удовлетворительно описывается уравнением вида

$$St \cdot P_r^{0.33} = 14 \cdot 10^{-3} n^{0.62} \left(\frac{h}{d}\right)^{-0.28} \left(\frac{D}{d}\right)^{0.22} \left(R_c \cdot \frac{\lambda_r}{\lambda_m}\right)^{0.32} \quad (4)$$

Здесь величина  $P_r^{0.33}$  принята по литературным данным.

Данные по гидродинамическому сопротивлению описываются уравнением

$$\zeta = 314 \cdot 10^{-1} n^{0.72} \left(\frac{d_1}{d}\right)^{0.22} \left(\frac{d}{D}\right)^{0.6} R_c^{-0.14} \quad (5)$$

$d_1$  — диаметр оребренной трубки по вершинам ребер.

Эти уравнения справедливы в интервале  $R_c = 10^4 - 10^5$  и дают точность  $\pm 15\%$ .

Степень эффективности трубы с продольно-волнистыми ребрами определялась путем сравнения ее с трубой с непрерывным спиральным оребрением по методике [2]. Сравнительный анализ показывает, что при одинаковом тепловом потоке к поверхности нагрева, затрачиваемая мощность на преодоление сопротивления теплоносителя для продольно-волнистого оребрения примерно в 1,5–2 раза меньше.

чем для непрерывного спирального оребрения. При других вариантах сравнения примерно равноценны [3].

Резюмируя изложенное, отмечаем, что трубы с продольно-волнистыми ребрами обладают определенными достоинствами и могут быть рекомендованы для теплообменных аппаратов.

Ереванский политехнический институт  
им. К. Маркса

Поступило 7.VI.1966.

Ն. Ս. ՀՈՎԱՆՆԻՍՅԱՆ

ՋԵՐՄԱՓՈՆԱՆԱԿՈՒԹՅԱՆ ՊՐՈՑԵՍԻ ԻՆՏԵՆՍԻՖԻԿԱՑԻՍԻՄԸ ԸՆՇՄԱՆ  
ԼԱՅՆԱԿԱՆ ԵՎ ԵՐԿԱՅՆԱԿԱՆ ԳՐԱԳԻՆՏՆԵՐԻ ՍԳՏԱԳՈՐԾՄԱՆ ՇՆՈՐԶԻՎ

Ա Վ Փ Ո Փ Ո Ւ Մ

Առաջարկվում է ջերմափոխանակման մակերևույթի ալիքաձև երկայնական կողավորում: Այդ դեպքում ստեղծվում են նշման երկայնական և լայնական պրագիկներ, որոնք բերում են անընդհատ մասսափոխանակության միջկողային տարածությունում և արտաքին կանալում հոսող միջավայրերի միջև: Ջերմակրիչի այդպիսի խտանման շնորհիվ զգալիորեն ինտենսիֆիկանում է ջերմափոխանակությունը: Էքսպերիմենտալ եզանակով ուսումնասիրված է ջերմափոխանակությունը այդ ձևով կողավորված խողովակներից և նրանց հիդրոդինամիկական դիմադրությունը:  $St$ -ի և  $Z$ -ի հաշվման համար ստացված են կրիտերիչի հավասարումներ, որոնք իրավացի են  $Re = 1 \cdot 10^3 \div 10^5$  սահմաններում: Ստացվող արդյունքների և այլ ձևով կողավորված խողովակների համար ստացված արժեքների համադրումը ցույց է տալիս, որ ալիքաձև երկայնական կողավորումը զգալիորեն արդյունավետ է և այդ ձևով կողավորված խողովակները կարող են լայն կիրառում գտնել ջերմափոխանակման ապարատներում:

#### Л И Т Е Р А Т У Р А

1. Оганесян Л. С., Гутарев В. В., Карников В. А. Исследование полей скорости течения в продольно-волнистых каналах. Тезисы докладов на XXV научно-технической конференции МНХМ-а, 1964.
2. Гухмак А. А. Методика сравнения конвективных поверхностей нагрева. Журн. технической физики, 1938.
3. Оганесян Л. С., Гутарев В. В., Карников В. А. Сравнение некоторых оребренных поверхностей нагрева. Тезисы докладов на XXVI научно-технической конференции МНХМ, 1965.