

ТЕПЛОТЕХНИКА

Н. Г. ТАРАНЯН

ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕПЛООТДАЧИ И АЭРОДИНАМИЧЕСКОГО
СОПРОТИВЛЕНИЯ ПУЧКА ОРЕБРЕННЫХ АЛЮМИНИЕВЫХ
ЦЕЛЬНОКАТАНЫХ ТРУБОК

1. Теплообменные аппараты, изготовленные из алюминиевых цельнокатаных трубок с винтовыми ребрами, нашли применение в системе охлаждения энергетических и теплосиловых установок. Несмотря на это, в литературе отсутствуют достаточно обоснованные данные по теплоотдаче и аэродинамическому сопротивлению пучка из таких трубок. В настоящей статье рассматриваются результаты исследования теплоотдачи и аэродинамического сопротивления модели шахматного пучка из круглых цельнокатаных алюминиевых трубок с винтовым оребрением. Для исследования была изготовлена модель шахматного пучка из 25 алюминиевых трубок. Оребренные трубки имели следующие характеристики: внутренний диаметр $d_{вн} = 8$ мм; наружный диаметр $d = 12$ мм; диаметр по оребрению $D = 27,5$ мм; средняя толщина ребра $\delta = 0,5$ мм; высота ребра $h = 7,75$ мм; количество ребер на 1 пог. м трубки $n = 3,35$ шт.; шаг оребрения $l = 3$ мм; удельная наружная поверхность трубки $F = 0,31$ м²/м; коэффициент оребрения $\varphi = 9$; вес трубки 0,43 кг/м.

Исследования проводились в аэродинамической трубе разомкнутого типа, присоединенной к всасывающему отверстию вентилятора. Схема экспериментальной установки приведена на рис. 1. Пучок труб соединяли две камеры — верхняя и нижняя. Пучок омывался поперечным потоком воздуха. Нагрев воды осуществлялся в баке 1 при помощи секционного электронагревателя. Мощность нагревателя регулировалась при помощи реостата. Горячая вода из бака 1 через вентиль *a* поступала в мерный бак 2. Вода в баке при помощи переливной трубы *ж* поддерживалась на постоянном уровне. Из бака 2 вода поступала в бак 3, выполненный из плексигласа. Очищенная от воздуха вода из бака 3 поступала в теплообменник 7. Вода в теплообменнике через испытательные трубки проходила из нижней камеры в верхнюю, охлаждалась и попадала в бак 3, затем по сливной трубе переливалась в сборный бак 14, откуда возвращалась насосом 15 в нагревательный бак 1. Стеклопипеточные трубки 4 служили для удаления воздуха, выделяющегося в системе. Изменение расхода воды достигалось перемещением баков 2 и 3 по вертикали, вдоль направляющих штанг I, II, III. Работа бака 2 контролировалась при помощи вентилей

лей *b*, *c*, *d* и баков *З*. Регулировка расхода воды перед началом каждого опыта и в процессе опыта производилась с помощью зажима, установленного на резиновом шланге при выходе из верхней камеры. Во избежание потерь тепла пучок был изолирован асбестовым шнуром и войлоком. Расход воды через пучок измерялся дроссельной

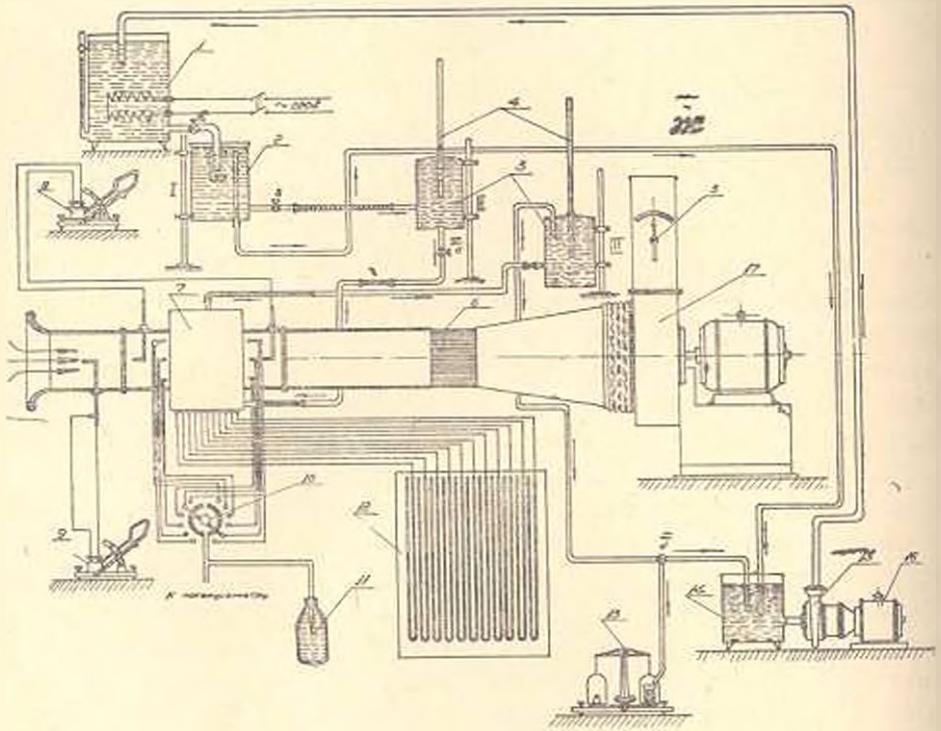


Рис 1

шайбой, которая была предварительно градуирована с помощью мерных сосудов. Перед началом опыта производилась контрольная градуировка шайбы.

Общее количество тепла определялось по расходу воздуха и по разности температур на входе и выходе потока. Температура воздуха измерялась термометрами сопротивления, которые были установлены на входе и выходе потока воздуха (по 6 штук с каждой стороны). Термометры сопротивления располагались симметрично относительно оси канала и пучка. Из них четыре штуки были установлены по высоте, а две — по ширине рабочей части аэродинамической трубы. Замер температуры воздуха контролировался ртутным термометром, с ценой деления 0,1 С.

Для определения скорости набегающего потока воздуха на расстоянии 200 мм от входа в трубу помещалась насадка электротермоанемометра типа ЭТАМ-3А, системы ВЭИ. Для определения средней скорости набегающего потока воздуха производились измерения полей скорости и строились эпюры скоростей. Затем определялись интегральные значения скоростей и коэффициентов поля. Во всех точ-

их поля скорости были достаточно равномерными, поэтому в опытах ограничивались замером скорости лишь в одном сечении трубы. Показания электротермоанемометра контролировались эталонной трубкой Прандтля.

Скорость воздуха в процессе исследования изменялась от 2 до 20 м/сек. Регулирование расхода воздуха через пучок производилось с помощью заслонки 5 (рис. 1) на нагнетальном патрубке вентилятора. Все отсчеты по приборам производились при достижении стационарного теплового состояния, которое характеризовалось постоянством температуры, а также расхода воды и воздуха во времени.

2. Количество переданного воздуху тепла Q определялось по расходу воздуха и изменению его температуры. Средняя температура воздуха на выходе из теплообменника определялась по формуле:

$$t = \frac{\int U \cdot c_p \cdot t df}{\int U \cdot c_p \cdot df} \quad (1)$$

где $U = w \cdot \gamma$ — весовая скорость воздуха $\frac{\text{кг}}{\text{м}^2 \text{сек}}$;

c_p — весовая теплоемкость воздуха $\frac{\text{ккал}}{\text{кг.град.}}$;

f — площадь поперечного сечения потока воздуха м^2 .

Отклонение температуры выходящего из теплообменника воздуха в ядро потока, относительно температуры точек расположенных дальше ядра, составляло: 0,5 С при режиме $U \leq 5 \frac{\text{м}}{\text{сек}}$; 1,5°С при режиме

$U > 5 \frac{\text{м}}{\text{сек}}$. За тепловую нагрузку теплообменника принималось количество тепла, отданного воздухом за час. На основании измерений общий коэффициент теплопередачи определялся по формуле

$$K = \frac{Q}{F_{\text{усл.}} \cdot \Delta t_{\text{лог.}}} \frac{\text{ккал}}{\text{м}^2 \text{час град}} \quad (2)$$

где $\Delta t_{\text{лог.}}$ — средняя логарифмическая разность температур °С;

$F_{\text{усл.}}$ — поверхность теплопередачи в м^2 , которая условно принята равной наружной поверхности базовой трубки, несущей оребрение.

Коэффициент теплоотдачи на оребренной поверхности α относился к условной поверхности $F_{\text{усл.}}$ и определялся по формуле

$$\alpha = \frac{K \cdot a_s}{a_s} \frac{\text{ккал}}{\text{м}^2 \text{час град}} \quad (3)$$

где a_s — коэффициент теплоотдачи на внутренней поверхности трубки, определялся по формуле предложенной А. М. Михеевым [1]:

$$\alpha_s = 0,023 \frac{\lambda}{d_s} \cdot R_s^{0,8} \cdot P_s^{0,4}, \frac{\text{ккал}}{\text{м}^2 \cdot \text{час} \cdot \text{град}} \quad (4)$$

Из формулы (4) следует, что при турбулентном режиме теплоотдача в основном зависит от скорости течения воды. Поэтому в опытах скорости воды внутри трубок устанавливались такими, чтобы коэффициент теплоотдачи от воды к стенке составлял 6000—8000 $\frac{\text{ккал}}{\text{м}^2 \cdot \text{час} \cdot \text{град}}$

Экспериментальные данные по теплоотдаче обрабатывались в следующих безразмерных критериях теплового подобия:

$$Nu = A \cdot Re^a \cdot (P_r / P_r^*)^b, \quad (5)$$

где

$$Nu = \frac{\alpha \cdot d_m}{\lambda}, \quad Re = \frac{L \cdot d_m}{\nu}, \quad Pr = \frac{\rho \cdot g \cdot c_f}{\lambda}.$$

Имея в виду, что опыты производились при незначительном изменении температуры среды отношение $P_r / P_r^* \approx 1$ и на основании [1,2] для воздуха можно принять $P_r^{0,4} = (0,7)^{0,4} \approx 0,856$. Поэтому уравнение (5) применительно к рассматриваемому случаю будет иметь вид

$$Nu = A_1 \cdot Re^a \quad (6)$$

На рис. 2 в логарифмической системе координат кружочками показаны результаты экспериментальных исследований автора. Результаты опыта описываются уравнением (6) при $A_1 = 0,51$ и $a = 0,67$.

Все физические константы, входящие в критерии подобия (теплопроводность λ , кинематическая и динамическая вязкости ν и η , плотность ρ) определялись при средних температурах и давлении в пучке трубок теплообменника. Работами [2—6] показано, что такой способ обработки дает результаты наилучшим образом учитывающие влияние направления теплового потока. Скорость в критериях Re и Eu определялись по суживающемуся сечению пучка. Средняя скорость потока в суживающемся сечении пучка

где ψ — коэффициент сужения, определяется как отношение сечения канала, по которому поступает воздух от вентилятора, к живому сечению пучка;

$$W^* = \psi \cdot k \sqrt{\frac{2g \cdot \Delta h}{\gamma}} \text{ м/сек}, \quad (7)$$

где ψ — коэффициент сужения, определяется как отношение сечения канала, по которому поступает воздух от вентилятора, к живому сечению пучка;

k — коэффициент тарировки скоростной насадки.

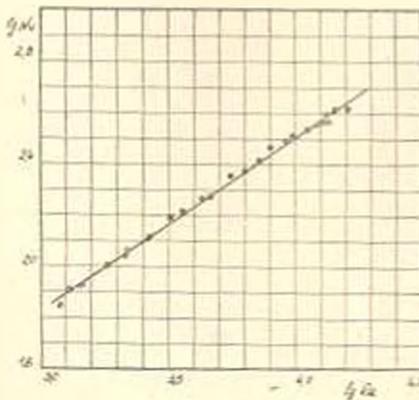


Рис. 2.

3. Аэродинамическое сопротивление межтрубного пространства теплообменника при прохождении по нему воздуха исследовалось в неадиабатических, и в изотермических условиях.

Как показали предварительные исследования, аэродинамическое сопротивление пучка при изотермическом потоке и при теплообмене практически имеет одно и то же значение, если ввести температурную поправку.

$$\Delta P = \frac{t_2 - t_1}{T} \rho W^2 \frac{K_2}{\text{см}^2}, \quad (8)$$

где W — средняя скорость потока в пучке, подсчитанная по формуле (7)

t_1 — температура потока воздуха при входе в пучок в °С;

t_2 — температура потока при выходе из пучка в °С;

$T = 273 + \frac{t_1 + t_2}{2}$ — абсолютная температура потока воздуха.

Замер перепада статических давлений производился через трубки Нифера. Замеры дублировались и в точности совпадали. На основании полученных данных о падении ΔP вычислялись значения критерия Эйлера, отнесенного к одному ряду трубок

$$\frac{Eu}{m} = \frac{\Delta P \cdot g}{\rho W^2}. \quad (9)$$

Найденные таким образом значения Eu/m обобщались на основании уравнения

$$\frac{Eu}{m} = C \cdot Re^n, \quad (10)$$

где m — число рядов трубок в пучке (в направлении потока).

Результаты опытного исследования представлены в логарифмической системе координат в виде кружочков (рис. 3). Опытные дан-

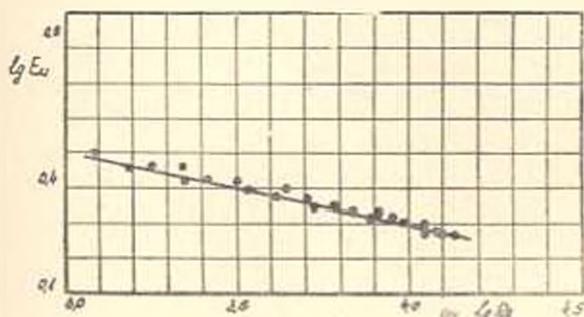


Рис. 3.

ные можно аппроксимировать прямой, показанной на рис. 3. Эта прямая описывается уравнением

$$Eu = 1,12 \cdot m Re^{-0,3}. \quad (11)$$

Показатель степени при числе Re в известной степени характе-

редует эффективность оребрения. Чем меньше показатель степени, тем менее эффективно используется поверхность оребрения. В нашем случае показатель степени для коэффициента теплоотдачи составляет $\alpha = 0,67$, а для сопротивления — $0,20$. Высокое значение показателя степени при Re для данного пучка объясняется тем, что условия обтекания пучка из трубок с круглыми и непрерывными спиральными ребрами различные. В первом случае поток обтекаемого воздуха движется параллельно плоскостям ребер, где не замечается срыва струи потока, а во втором случае поток рассекается винтовой поверхностью, которую образуют непрерывные спиральные ребра. Надо полагать, что срыв сопровождается вихревым движением потока воздуха. Пограничный слой около торцовых частей ребер, по-видимому деформируется и процесс теплообмена интенсифицируется. Поэтому коэффициент теплоотдачи для трубок с непрерывным спиральным оребрением больше, чем для трубок с круглыми ребрами.

АФВНИИЭМ

Поступило 18.VI 1963

Ի. Գ. ՔԱՌԱՆՅԱՆ

ԿՈՂԵՐՈՎ ԱՆՅՈՒՄԻՆՆ ԽՈՂՈՎԱԿՆԵՐՈՅ ԲԱՂԿԱՑԱԾ ՓՆՋԻ ՋԵՐՈՄԱՏՆՈՒՓՅԱՆ ԵՎ ԱՔՐՈՒԿՆԱՄԻՎԱԿԱՆ ԿՐՈՄԿՐՈՒՓՅԱՆ ՈՒՍՈՒՄՆԱՍԻՐՈՒՄԻՓՅՈՒՆԸ

Ա. մ. փ. ո. փ. ո. մ.

ժամանակակից ջերմակներդիտիկ և ջերմաուժաբն սարքավորումները հոդաջման սխտեմներում օգտագործվում են ջերմափոխանակիչներ, որոնք մեծաաամբ թողարկվում են պղնձից և այլ թանկարժեք զոնափոր մետաղներից: Վերջին ժամանակներս հետազոտական աշխատանքներ տարվում են նման ջերմափոխանակիչներում, այդ մետաղների փոխարեն այլումինում օգտագործելու ուղղությամբ:

Ներկա հոդվածում բերված են պատասակափոր կողերով այլումինե խողովակներից շախմատածն փնջի ջերմաուժաբն և ալերոդինամիկական դիմադրության դործակիցների ուսումնասիրությունը, երբ վերջինս շրջանավում է օդի լայնական հոսքով: Փորձի արդյունքները ընդհանրացված են կրիտերիայ մեծությունների օգնությամբ և բերված են հավասարումներ, որոնցով հնարավոր է հաշվարկել նման ջերմափոխանակիչներ:

Л И Т Е Р А Т У Р А

1. Михеев М. А. Основы теплопередачи. Госэнергоиздат, 1956.
2. Михеев М. А. Известия АН СССР, ОТН, № 10, 1952.
3. Алашоев Н. Т., Михеев М. А., Федынский О. С. Известия АН СССР, ОТН № 1, 1951.
4. Жукаускас А. А. Журн. „Теплоэнергетика“, № 4, 1955.
5. Антуньев В. М. и Белецкий Г. С. Теплопередача и аэродинамическое сопротивление трубчатых поверхностей и поперечном потоке, Машгиз, 1948.
6. Антуньев В. М. Журн. „Теплоэнергетика“, № 4, 1962.