

И. Г. ТАРАНЯН

ГИДРОДИНАМИЧЕСКОЕ СОПРОТИВЛЕНИЕ В ЦЕЛЬНОКАТАНОЙ ОРЕБРЕННОЙ ТРУБЕ

Гидродинамическое сопротивление оребренных цельнокатаных труб существенно отличается от сопротивления для труб с гладкой поверхностью. Загнанный вопрос для оребренных цельнокатаных труб был изучен недостаточно, и в связи с чем в течение 1962—1963 годов в ВНИИКЭ автором были проведены экспериментальные исследования коэффициента гидродинамического сопротивления оребренных алюминиевых цельнокатаных трубок, широко применяющихся в охладителях электрических машин и теплосиловых установках (рис. 1).

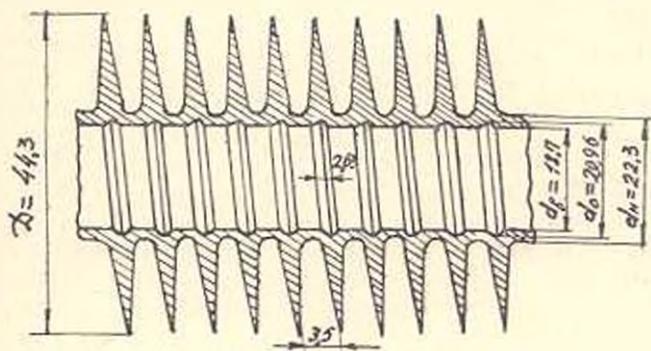


Рис. 1. Оребренная труба.

На рис. 2 показана схема экспериментальной установки. Рабочий участок установки состоял из цельнокатаной алюминиевой оребренной трубы внутренним диаметром $d_n = 18,7$ мм, с толщиной стенки базовой трубки 1,8 мм и цельнотянутой стальной трубы внутренним диаметром $D_n = 80$ мм. Оребренная труба помещалась внутри стальной и центрировалась в четырех местах. Длина рабочего участка трубопровода изменялась в пределах $l = 825 - 2836$ мм. Для стабилизации потока в качестве входного участка применялась такая же труба с винтообразной канавкой, длина ее изменялась в пределах $l_{вх} = (20 \div 47) d_n$. С целью сопоставления результатов опыты проводились и на технической гладкой трубе. На экспериментальной трубе равномерно по всей длине на расстоянии 428 мм было предусмотрено пять щелевых отверстий с размерами 5×1 мм для ввода трубок Пито. Для проверки статического давления у стенки в этих же сечениях на расстоянии одной четверти окружно-

сти дополнительно сверлились отверстия диаметром 0,3 мм. К отверстиям припаивались штуцеры, которые выводились через стенку наружной трубы и уплотнялись сальниками. Трубки Пито были изготовлены из медицинских игл с наружным диаметром 1 мм и внутренним диаметром

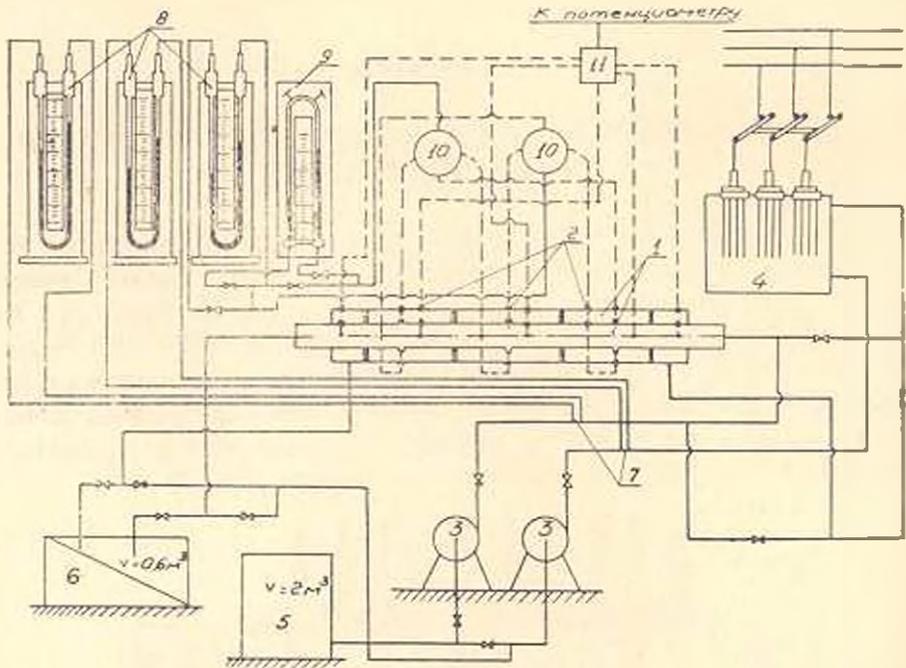


Рис. 2. Схема экспериментальной установки: 1. Рабочий участок установки; 2. точки замера давлений, скоростей и температур; 3. насосы центробежные; 4. электрический нагреватель; 5. питательный бак; 6. мерный бак; 7. мерные шайбы; 8. дифманометры ДТ-50; 9. дифманометр воздушный; 10. переключатели давления; 11. переключатель термомар.

0,3+0,4 мм. Скоростные трубки и иглы в верхней части соединялись со специально изготовленными координатками с микрометрическими винтами, обеспечивающими перемещение трубок по сечению с отсчетом в 0,01 мм. Соединение трубок с микрометрами было осуществлено специальными зажимами, которые давали возможность присоединять трубки Пито раздельно. К рабочему участку трубы (внутренней трубе и междутрубному кольцевому пространству) был обеспечен подвод воды двумя центробежными насосами 3.

Схема установки позволила подачу горячей воды во внутреннюю трубу и в междутрубное пространство, чем изменялось направление теплового потока в опытной трубе. Для нагревания воды был изготовлен электродный электронагреватель 4 трехфазного тока, мощностью 10 50 кВт. Расход воды во внутренней и в наружной трубе определяется мерными диафрагмами 7, присоединенные к дифманометрам 8 типа ДТ-50. Тарировка диафрагмы проводилась мерным баком 6 с наклонным водомерным стеклом. Трубки Пито и трубки отбора статического давле-

ния были присоединены к переключателям 10, каждый из которых присоединялся к ртутному дифманометру 8 (в случае замера больших перепадов давлений), или к П-образному дифманометру 9 с воздушным заполнением верхнего пространства (в случае замера малых перепадов давлений). Такая схема позволила измерять скоростной напор в любой точке каждого сечения, а также проводить опыты при изотермическом и не изотермическом потоках. Для замера температуры потока внутри потока по игле вводились термодпары, причем головки спая были выведены наружу, а проводники в трубке заливались лаком. Термодпары через щеточный переключатель 11 типа ПМТ, в случае необходимости, соединялись с потенциометром. С целью достаточно точного измерения поля температур в турбулентном потоке был применен потенциометр первого класса точности типа КЭЛ-48. Замер температур в потоке проводился в пяти точках — центрах равновеликих площадей.

Средняя температура в сечении жидкости определялась по формуле:

$$T_{cp} = \frac{\sum_{i=1}^5 \bar{W} \cdot T}{\sum_{i=1}^5 \bar{W}}$$

где \bar{W} — усредненная для двух симметричных точек скорость, в центрах равновеликих площадей;

T — температура в этих же точках.

Эксперименты проводились при турбулентном режиме течения ($Re = 5 \cdot 10^3 - 2 \cdot 10^5$) и постоянной температуре воды $15^\circ C$, которая поддерживалась при помощи холодильников. Коэффициент гидравлического сопротивления участка l определялся по формуле:

$$\lambda_{тр} = \frac{2\Delta P_l d_s}{\rho W^2 l} \quad (1)$$

где ΔP_l — сопротивление трения в данном участке, $кг/см^2$;

ρ — плотность воды, $кг \cdot сек^2/м^3$;

\bar{W} — средняя скорость движения потока, $м/сек$;

l — длина опытного участка трубы, $м$;

d_s — внутренний диаметр трубы по выступам, $м$.

Опытные данные обрабатывались в виде зависимости, приведенной в логарифмической системе координат на рис. 3. Величина коэффициента $\lambda_{тр}$ в основном зависит от числа Re и степени шероховатости. Величина шероховатости для данной трубы характеризуется средней высотой выступов между винтовыми канавками. На этом же графике представлены результаты опыта на гладкой трубе того же размера и на шероховатой трубе [1]. Как видно из графика коэффициент гидравлического сопротивления гладкой трубы значительно ниже, чем для трубы с винтообразными канавками. Экспериментальные точки имеют разброс от

осредненных в пределах $\pm 4\%$. Опытные данные можно аппроксимировать прямой, показанной на рис. 3. Эта прямая описывается уравнением

$$\lambda_{тр} = 0,154 Re^{-0,11} \quad (2)$$

при $5 \cdot 10^3 \leq Re \leq 2 \cdot 10^5$, где $Re = \frac{d_s \cdot W}{\nu}$.

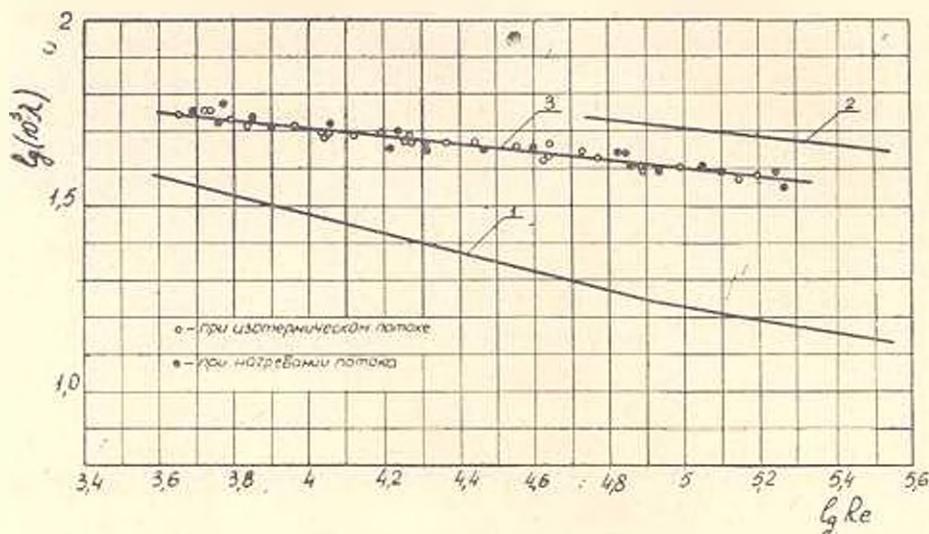


Рис. 3. График зависимости коэффициента гидравлического сопротивления от числа Рейнольдса; 1 — для технической гладкой трубы; 2 — для трубы с винтообразной канавкой (опыты автора); 3 — опытные данные Стасюлявичуса И. К. и других

Для гладкой трубы коэффициент гидравлического сопротивления можно определить по формуле

$$\lambda_{тр} = \frac{0,323}{Re^{0,25}} \quad (3)$$

которая мало отличается от формулы Блазиуса для гладкой трубы [2, 3].

Как видно из рис. 3 разница между данными Стасюлявичуса И. К. и экспериментальным результатом автора составляет $20 + 25\%$, поэтому при проектировании теплообменных аппаратов может быть рекомендована формула (2). Зависимости (2) и (3) получены при изотермическом течении потока жидкости. Эксперименты были проведены также при неизотермическом течении потока, при котором физические свойства жидкости, главным образом, ее вязкость и плотность изменялись под влиянием температурного поля. В условиях неизотермического течения происходит изменение гидравлической структуры потока за счет основного установившегося ламинарного и турбулентного движения, вызываемого свободной конвекцией и возмущенного вынужденного движения, создаваемого винтообразными канавками внутри трубы. Благодаря завихрению потока происходит выравнивание температуры по сечению, и в результате чего температура жидкости в непосредственной близости у

стенки трубы повышается. В итоге получается, что сопротивление трения на единицу площади на опытном участке трубы оказывается больше перепада давления на величину удвоенной разности динамических напоров. В этом случае необходимо вводить поправку на изменение скоростных напоров на входе и выходе трубопровода, которая может быть учтена следующим уравнением:

$$\Delta P_{\text{тр}} = \Delta P_{\text{ст}} + 2 \left(\zeta_{\text{вх}} \frac{W_1^2}{2} - \zeta_{\text{вых}} \frac{W_2^2}{2} \right) - P_1 - P_2 + \frac{t_2 - t_1}{T_{\text{ср}}} \bar{W}^2 \rho. \quad (4)$$

Индексы 1 и 2 относятся соответственно входу и выходу; $T_{\text{ср}}$ — средняя абсолютная температура потока.

Для иллюстрации на рис. 3 сопоставлены результаты опытов при изотермическом и неизотермическом потоке с учетом формулы (4). Из графика видно, что результаты опытов близки друг к другу. Очевидно сопротивление при изотермическом потоке и при теплообмене фактически имеют одно и то же значение, если ввести температурную поправку по формуле (4). В свете изложенного, большинство опытов по сопротивлению были проведены при изотермическом потоке. Затраты мощности на сопротивление могут быть выражены через коэффициенты трения $\lambda_{\text{тр}}$. При движении жидкости или газов внутри труб мощность, затрачиваемая на преодоление сопротивления выражается формулой:

$$N = 3600 \cdot \frac{1}{427} \Delta p \bar{W} \frac{f}{F}, \quad (5)$$

где \bar{W} — средняя скорость потока, в м/сек;
 f — поперечное сечение, в м²;
 F — поверхность трения, в м²;

$$\Delta p = \left(\lambda_{\text{тр}} \frac{l}{d_n} + \frac{t_2 - t_1}{T_{\text{ср}}} \right) \frac{\bar{W}^2}{2} \rho.$$

С учетом местных потерь для определения полного сопротивления может быть рекомендована следующая формула:

$$\Delta P = \left(\zeta_{\text{вх}} + \zeta_{\text{вых}} + \lambda_{\text{тр}} \frac{l}{d_n} + \frac{t_2 - t_1}{T_{\text{ср}}} \right) \frac{\bar{W}^2}{2} \rho. \quad (6)$$

где $\zeta_{\text{вх}}$ и $\zeta_{\text{вых}}$ — коэффициенты местных потерь на входе и выходе;
 $\frac{t_2 - t_1}{T_{\text{ср}}}$ — поправка на нагревание потока.

Приведенный анализ опытных данных показывает, что коэффициент гидравлического сопротивления цельнокатаной оребренной трубы значительно выше, чем гладкой. Разница между данными Стасюлявичуса [1] и автора достигает 25%. Формула (3) может быть рекомендована при проектировании теплообменных аппаратов энергетических и силовых установок.

Ի. Գ. ՔԱՌԱՆՑԱՆ

ՀԻԳՐՈԳՐԱՄԵԿԱԿԱՆ ԳԻՄԱԳՐՈՒԹՅՈՒՆԸ ԿՈՂԱՎՈՐ ԽՈՂՈՎԱԿՈՒՄ

Ա Մ Փ Ո Փ Ո Ն Մ

էլեկտրական մեքենաների, ցածրատրոսիային և այլ տեղակի ջերմա-
 1 ներգետիկ և ջերմաուժային սարքավորումների հովաքման սիստեմներում
 լայն կիրառություն ունեն ստուտակավոր կողերով այլումինե խողովակները:
 Կողավոր մակերևույթ ստանալու համար, հաստ պատ ունեցող տեխնիկական
 մարբուր խողովակը ենթարկվում է զլանման: Գլանման Գլանման ժամանակ նրա ներքին
 մակերևույթի վրա առաջանում են պտուտակածն խուղակներ, որոնք մեծաց-
 նում են մակերևույթի անողորկության աստիճանը: Ներկա հոդվածում բերված
 են պտուտակավոր կողեր և հարթ մակերևույթ ունեցող խողովակների հիդրո-
 դինամիկական զործակցի փորձնական ուսումնասիրությունը, երբ խողովակ-
 ների միջով հոսում է ջուր հաստատուն ջերմաստիճանի և ջերմաստիճանային
 գրադիենտի առկայությամբ: Ցույց է արված երկու դեպքերի ազդեցության ու-
 տիճանը հիդրոդինամիկական զործակցի վրա և բերված են բանաձևեր, որոնք
 թույլ են տալիս հաշվարկելու նման խողովակներից բաղկացած ջերմափոխի-
 սարքերի հիդրոդինամիկական զործակցը և տրակտի լրիվ դիմադրությունը:

Л И Т Е Р А Т У Р А

1. Стасюлявичус И. К., Сурвина В. Ю., Ашмантас Л. А. Гидравлическое сопротивление в трубе с винтообразной канавкой. журн. "Энергомашиностроение" № 10, 1964.
2. Мянцкый Г. А. и Новичкова О. Г. Экспериментальная установка для изучения сопротивления и теплообмена при турбулентном движении воды в гладкой трубе. Сб. тр. Куйбышевского индустриального института им. В. В. Куйбышева, вып. 8, 1959.
3. Идельчик И. Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям. Госэнергоиздат, 1960.