

УДК 621.7

ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕПЛОГИДРАВЛИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ОРЕБРЕННЫХ ПЛОСКИХ ТРУБ АППАРАТА ВОЗДУШНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ МАСЛА**А. Н. Скрыпник¹, Г. С. Маршалова², В. М. Гуреев¹, И. А. Попов¹, Ю. В. Жукова³**¹*ФГОУ ВО «Казанский национальный исследовательский технический университет им. А. Н. Туполева – КАИ», г. Казань, Россия*²*Белорусский государственный технологический университет, г. Минск, Республика Беларусь*³*Институт тепло- и массообмена имени А. В. Лыкова НАН Беларуси, г. Минск*

В настоящее время только в России эксплуатируются около 52 000 аппаратов воздушного охлаждения (АВО) с установленной мощностью привода вентиляторов 2,1–106 кВт, при этом парк АВО непрерывно увеличивается. Для расчета необходимой площади теплообменной поверхности воздухоохлаждаемых теплообменников используется средняя для района температура воздуха [1, 2], поэтому большую часть времени данные теплообменные аппараты функционируют с большим запасом площади [3, 4]. Недостатками стандартной конструкции воздухоохлаждаемых теплообменников являются большие габариты поверхности охлаждения, значительная металлоемкость теплообменных секций и аппарата в целом, высокая потребляемая мощность привода вентилятора, обусловленная большими потерями давления охлаждающего воздуха при движении его через многорядный пучок оребренных труб и значительным количеством труб в аппарате. Недостатки, указанные выше, являются следствием незначительных значений коэффициента теплопередачи, что характерно для всех газожидкостных поверхностных теплообменников. Невысокая интенсивность теплопередачи предопределена плохими теплофизическими свойствами воздуха, используемого в качестве охлаждающего теплоносителя, вследствие чего, даже при принудительном движении воздуха, коэффициент теплоотдачи в среднем не превышает 50–150 Вт/(м²·К), в то время как коэффициент теплоотдачи внутри труб по стороне охлаждаемого продукта находится в интервале 600–4000 Вт/(м²·К). Таким образом, воздухоохлаждаемым теплообменникам свойственна пониженная энергоэффективность [3–6]. Для повышения эффективности необходимо использование различных типов интенсификаторов теплообмена или развитие поверхности теплообмена эффективным оребрением [4–7].

В данной работе сделана попытка определить рациональные геометрические размеры оребренных плоских теплообменных труб, получаемых методами экструзии и деформирующего резания, обеспечивающих, при фиксированных энергозатратах приводной техники аппарата воздушного охлаждения масла, снижение весогабаритных характеристик теплообменной секции.

Цель работы – исследование гидродинамики и теплообмена при течении теплоносителя в образцах теплообменной секции и определение наиболее рациональных геометрических размеров оребрения. Полученные экспериментальные результаты определения величин тепловых потоков и потерь давления впоследствии необходимы для проведения численного моделирования в широком диапазоне определяющих параметров с целью получения локальных характеристик теплообменной поверхности, верификации результатов численных исследований и проведения оптимизации аппаратов воздушного охлаждения масла производства ООО «Фирма «Термокам» для установок компримирования воздуха/или газа, проектируемых на основе полученных результатов исследования.

Экспериментальные исследования проводились на образцах теплообменной секции АВО, представляющих собой плоские трубы из алюминиевого сплава, полученные методом

экструзии, на поверхностях которых механической обработкой (методом деформирующего резания) сформирована система ребер.

Схема и внешний вид теплообменной секции показан на рис. 1. Геометрические параметры секций сведены в табл. 1. Способ изготовления – экструзия труб с формированием выступов на широких стенках плоской трубы для формирования ребер методом деформирующего резания путем подрезки и отгиба металла. Толщина ребер по высоте варьируется в диапазоне от 0,2 до 0,35 мм (у основания); ширина разрезов ребер для всех труб равна $S = 1$ мм, а длина теплообменной секции составляла $L = 1400$ мм.

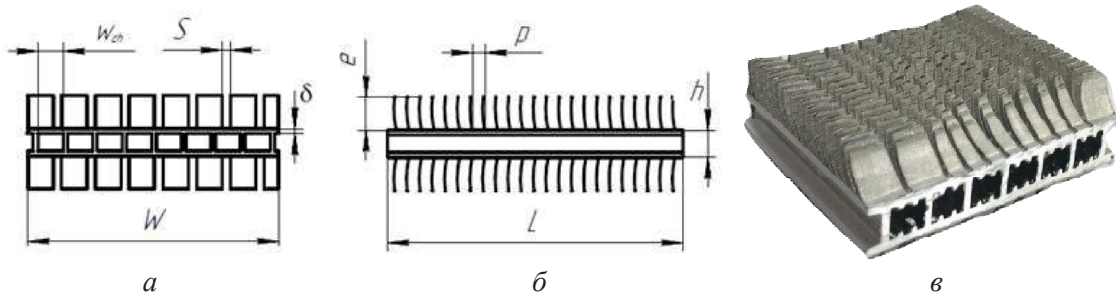


Рис. 1. Схема (а), (б) и внешний вид (в) теплообменной секции

Таблица 1

Геометрические характеристики образцов теплообменной секции

Номер образца	Шаг ребер p , мм	Высота ребер e , мм	Толщина стенок канала трубы, мм	Ширина секции трубы W , мм	Высота плоской трубы h , мм	Количество внутренних каналов, шт	Ширина внутреннего одного канала W_{ch} , мм
1	2	8,5	1,2	52	8,0	6	6
2	2	6,5	1,2	52	8,5	6	6
3	2,5	4	1,2	52	8,5	6	6
4	3,75	5,5	1,2	52	8,5	6	6
5	2,5	8	1,2	67,5	8,3	8	6
6	2,5	8	1,2	67,5	8,5	8	6
7	3,75	6	1,2	67,5	9,2	8	6

Экспериментальные исследования теплогидравлических характеристик образцов теплообменной секции проводились на экспериментальном стенде, схема которого представлена на рис. 2, а.

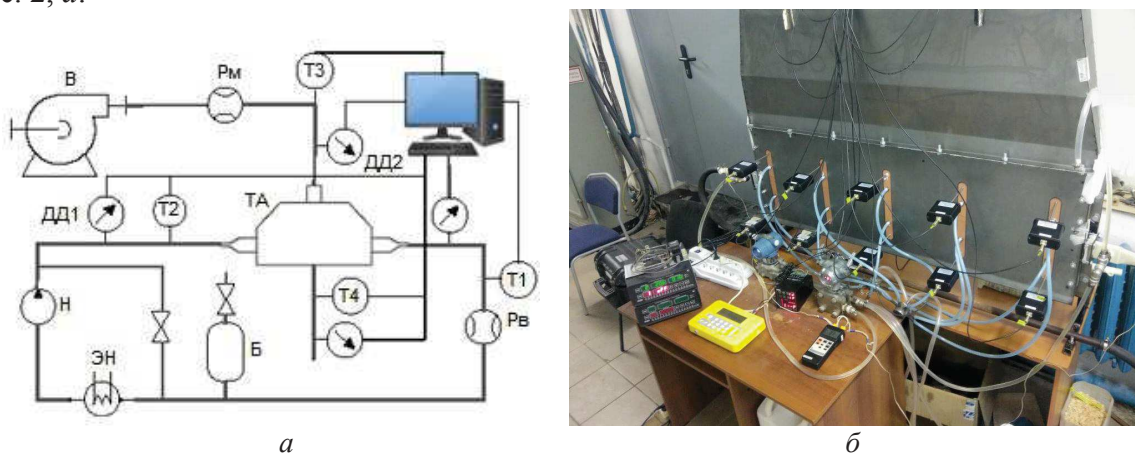


Рис. 2. Схема экспериментального стенда для исследования теплогидравлических характеристик теплообменных секций (а) и внешний вид рабочего участка (б)

Экспериментальный стенд состоит из замкнутого масляного контура с последовательно расположенными нагревателем ЭН и масляным насосом Н (ПМФ1-4), ультразвукового расходомера масла Рм (PortoFlow330), расширительного бака Б, датчиков температуры (термометры сопротивления Pt100 и регистратор РМТ-59) Т1 и Т2 до и после рабочего участка, датчиков перепада давления ДД1 (АИР20/М2-ДД) на рабочем участке. В качестве теплоносителя использовалось турбинное масло ТП-22С (ТУ 38.101821-83).

Воздушная магистраль представляла собой аэродинамическую трубу разомкнутого типа, включающую всасывающий центробежный вентилятор В (ВР132-30-8), датчик скорости воздуха Рв (термоанемометры ТТМ-2-04-01), датчики температуры Т3 и Т4 до и после рабочего участка, датчик перепада давления ДД2 (ОВЕН ПД200) на рабочем участке. Регулировка оборотов вентилятора осуществляется с помощью устройства частотного регулирования ОВЕН ПЧВ 204-15К-В.

Рабочий участок (рис. 2, б) представляет собой теплоизолированный плоский короб с установленной внутри одной оребренной теплообменной секцией. Конструкция короба позволяет обеспечить равномерную прокачку потока воздуха по всей длине оребренной теплообменной секции. На рабочем участке реализуется перекрестный ток теплоносителей – масла в теплообменной секции и воздуха при поперечном её обтекании вдоль ребер. На рабочем участке производится многоточечное измерение температуры воздушного потока, скорости течения и давлений до и после теплообменной секции.

По результатам измерений определялись средние температуры воздушного потока \bar{t}_g и температуры потока масла \bar{t}_m до и после рабочего участка, по которым вычислялись перепады температур на секции по обоим теплоносителям Δt_g и Δt_m ; давления обоих теплоносителей до рабочего участка и перепады давления обоих теплоносителей на рабочем участке ΔP_g , ΔP_m ; расход масла и расход воздушного потока G_m , G_g ; тепловая мощность теплообменной секции Q .

Расход воздуха определялся по осредненной скорости воздушного потока \bar{V} в канале рабочего участка до теплообменной секции по показателям термоанемометров в 5 сечениях по длине теплообменной секции: $G_g = \rho_g \bar{V} F$, где F – площадь поперечного сечения воздушного канала рабочего участка, ρ_g – плотность воздуха, вычисляемая по измеренным средним значениям давления и температуры воздушного потока в сечении измерения скоростей.

Тепловая мощность теплообменной секции при заданных геометрических и режимных параметрах определяется по зависимости $Q = G c_p \Delta t$, где c_p – теплоемкость теплоносителя, определяемая по средней температуре потока до и после рабочего участка, G – расход теплоносителей, Δt – температурный напор. Определение тепловой мощности производилось по параметрам обоих теплоносителей. Расхождение значений, в первую очередь вызванное тепловыми потерями на рабочем участке, не превышало 5%. При дальнейших сопоставлениях тепловой эффективности принималось минимальное значение тепловой мощности обоих теплоносителей.

Удельное термическое сопротивление теплопередачи через плоские стенки теплообменной секции без учета оребрения вычислялось по зависимости $R = 1/k$, где k – коэффициент теплопередачи $k = Q / (F \Delta t)$, где F – площадь теплообмена по внешней поверхности без учета оребрения: $F = 2 \cdot (W + h)L$, Δt – среднелогарифмический температурный напор в секции теплообменной трубы при поперечном обтекании.

Эффективность теплообменной секции оценивалась на основе следующих критериев: тепловой мощности Q , тепловой эффективности ε , удельного термического сопротивления теплопередачи труб R , критериев энергетической эффективности М. В. Кирпичева:

$$E = Q / N \quad (1)$$

и В. М. Антуфьева:

$$E' = Q / (N \overline{\Delta t}), \quad (2)$$

N – мощность на прокачку теплоносителя масла N_m и/или воздуха N_e :

$$N = G \Delta P / (\rho \eta), \quad (3)$$

где η – КПД насоса или вентилятора)

После обработки результатов экспериментального исследования для каждого типоразмера теплообменной секции были получены первичные результаты в виде зависимостей тепловой мощности от режимных параметров (числа Рейнольдса). На рис. 3 приведен пример такой зависимости для образцов № 2 и № 5.

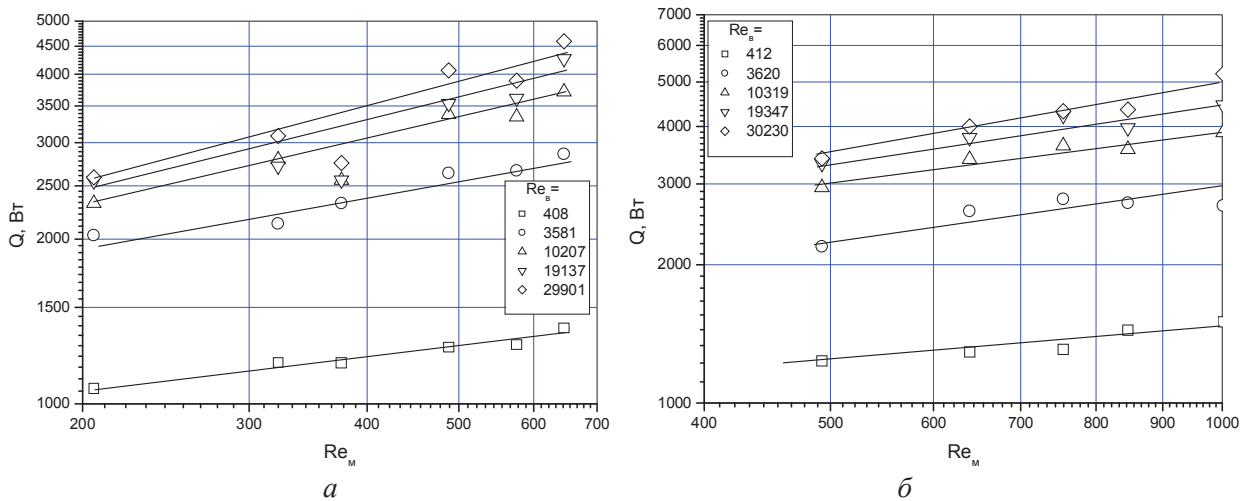


Рис. 3. Тепловая мощность исследованных образцов теплообменной секции в зависимости от режимных параметров: *a* – образец № 5, *б* – образец № 2

Далее представлен анализ эффективности образцов теплообменной секции в зависимости от параметров оребрения. Анализ проводился при фиксированных расходах обоих теплоносителей – масла и воздуха, которые принимались из условий эксплуатации АВО на уровне $G_m = 0,31 \pm 0,1$ кг/с и $G_e = 0,36 \pm 0,1$ кг/с соответственно. Так как параметры труб варьировались, это приводило к изменению скоростей теплоносителей (чисел Рейнольдса) и соответственно коэффициентов теплоотдачи как внутри теплообменной секции, так и снаружи. Необходимо указать, что при данных в табл. 1 параметрах оребрения теплообменной секции коэффициенты эффективности оребрения изменяются от 0,83 при высоте ребра 8,5 мм до 0,95 при высоте ребра 4 мм.

В табл. 2 представлены результаты анализа тепловой мощности, тепловой эффективности и общее термическое сопротивление теплопередаче секции оребренной трубы. Полученные результаты по тепловой мощности образцов теплообменной секции показывают, что максимальное значение наблюдается у образца № 5 с наибольшей высотой ребер (8 мм) и одним из минимальных шагов ребер (2,5 мм) в исследованном диапазоне. Данный образец имеет большую площадь теплообмена из-за большей ширины. Однако образец № 1 с подобными размерами ребер, несмотря на то, что его ширина (площадь теплообмена) меньше, чем у образца № 5, обеспечивает передачу практически той же тепловой мощности. В первую очередь это связано с тем, что в опытах фиксировался расход теплоносителя (масла), площадь проходного сечения образца № 1 меньше, чем у образца № 5, т. е. скорость течения масла в образце № 1 выше, что в итоге снизило термическое сопротивление теплопередачи из-за роста коэффициента теплоотдачи по сравнению с образцом № 5. Таким образом, дан-

ная теплообменная секция может снизить массогабаритные характеристики блока аппарата воздушного охлаждения масла при фиксированных параметрах работы насосного масляного агрегата и вентиляторной установки. Аналогичный результат дает и анализ тепловой эффективности исследованных образцов теплообменной секции.

Таблица 2

Теплогидравлические характеристики теплообменных секций

Номер образца	Тепловая мощность секции оребренной трубы, Вт	Тепловая эффективность секции оребренной трубы	Общее термическое сопротивление теплопередаче, (м ² ·К)/Вт	Удельная масса секции оребренной трубы, кг/м	Коэффициент компактности, м ² /м ³
1	4302	0,278	$1,36 \cdot 10^{-3}$	0,802	13156
2	4267	0,272	$1,35 \cdot 10^{-3}$	0,802	11720
3	3821	0,243	$1,33 \cdot 10^{-3}$	0,802	7580
4	2905	0,188	$1,64 \cdot 10^{-3}$	0,802	5888
5	4457	0,312	$1,63 \cdot 10^{-3}$	1,025	7885
6	2738	0,177	$2,04 \cdot 10^{-3}$	1,025	7821
7	3700	0,24	$1,86 \cdot 10^{-3}$	1,025	4566

Последующая оценка эффективных коэффициентов теплопередачи, учитывающих развитие поверхности и эффективность оребрения и значения общего термического сопротивления между потоками масла и воздуха, показывает, что наименьшее термическое сопротивление имеет серия образцов № 1–3, у которых шаг ребер составлял 2–2,5 мм при изменении высоты ребер практически в два раза – от 4 до 8,5 мм и при меньшем проходном сечении каналов по маслу, что повышает скорость течения масла при фиксированном его расходе и, как следствие, коэффициенты теплоотдачи со стороны масла и коэффициент теплопередачи в целом.

На основе полученных результатов оценки тепловой эффективности наиболее рациональные геометрические параметры теплообменной секции отмечены для образца № 5, обеспечивающего максимальную передаваемую тепловую мощность, как за счет достаточно высоких значений коэффициентов теплопередачи, так и за счет значительной площади теплообмена. Однако при прогнозировании характеристик теплообменных аппаратов важно знать не только их тепловую мощность, но и затраты мощности на прокачку теплоносителя. Обычно обеспечение высоких тепловых характеристик достигается за счет увеличения потерь давления и, как следствие, повышения мощности на прокачку. На рис. 4 представлено сравнение исследуемых образцов теплообменной секции по критериям энергетической эффективности М. В. Кирпичева – E .

Наибольшие значения критерия Кирпичева E (рис. 4) соответствуют рациональным типоразмерам теплообменной секции, так как обеспечивают передачу тепловой энергии при минимальных затратах энергии на прокачку теплоносителя. Таким образом, за счет высокой тепловой эффективности, несмотря на высокие потери давления, наилучшие показатели по воздушному каналу ($N_в$) имеют также образцы теплообменной секции № 1–3. Однако за счет меньшего проходного сечения и увеличения скорости течения масла в теплообменной секции, данные образцы имеют ухудшение критерия эффективности Кирпичева E по мощности на прокачку определяемой по масляному тракту ($N_м$). Максимальный суммарный критерий эффективности при фиксированных эксплуатационных режимных параметрах имеет образец № 5 и составляет $E = 49.5$.

Анализ значений критерия энергетической эффективности В. М. Антуфьева E' подтверждает ранее сделанные выводы о лучшей теплогидравлической эффективности образца теп-

лообменной секции № 5. Для данного образца отмечено максимальное значение суммарного критерия энергетической эффективности В. М. Антуфьева, равное $E' = 1.02$, при вариации значения данного коэффициента для других образцов в пределах $E' = 0.77–0.92$.

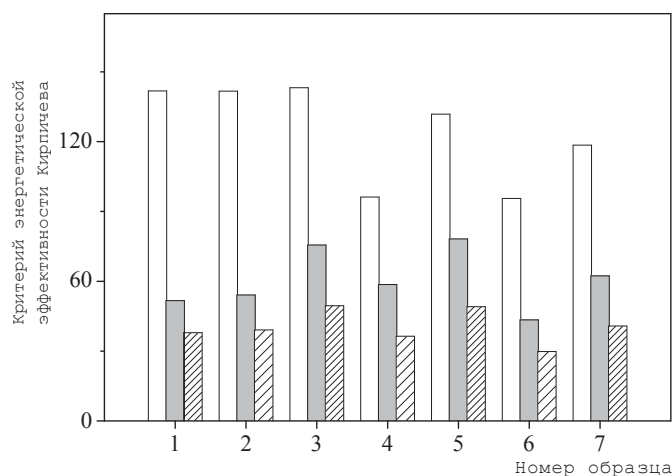


Рис. 4. Критерий энергетической эффективности М. В. Кирпичева $E = Q/N$ исследованных образцов теплообменной секции. Столбец без заливки – расчет по N_g , серый столбец – расчет по N_m , столбец со штриховкой – расчет по $(N_g + N_m)$ (параметры образцов см. табл. 1)

Таким образом, при сохранении габаритов аппарата воздушного охлаждения масла, за счет использования теплообменной секции с повышенной тепловой эффективностью (образец № 5) возможно увеличение количества отводимого тепла в данном ТА, или уменьшение массогабаритных характеристик аппарата воздушного охлаждения масла при сохранении его тепловой мощности, что может также привести дополнительно к уменьшению затрат мощности на прокачку и повышению теплогидравлической эффективности аппарата в целом.

В качестве рекомендации необходимо указать, что для уменьшения потерь давления со стороны воздушного потока, торцы плоских труб необходимо изготавливать закругленными. В [7] показано повышение теплогидравлической эффективности такой конструкции оребренных овальных (плоских) труб с ребрами по широким сторонам по сравнению с круглыми трубами и овальными трубами с различной компоновкой ребер.

Работа выполнена в лаборатории МФТП КНИТУ-КАИ при поддержке РФФИ (грант 19-58-04006-бел-мол-а), БРВВИ (грант Т19РМ-076) и договора МФТП-3 с ООО «Фирма «Термокам».

Литература

1. Попов И. А., Гортышов Ю. Ф., Олимпиев В. В. Промышленное применение интенсификации теплообмена – современное состояние проблемы (обзор) // Теплоэнергетика. 2012. № 1. С. 3.
2. ГОСТ 15150-69. Машины, приборы и другие технические изделия. Исполнения для различных климатических районов. Категории, условия эксплуатации, хранения и транспортирования в части воздействия климатических факторов внешней среды.
3. Кунтыш В. Б., Пиир А. Э. Анализ тепловой эффективности, объемной и массовой характеристик теплообменных секций аппаратов воздушного охлаждения // Химическое и нефтегазовое машиностроение. 2009. № 5. С. 3–6.
4. Попов И. А., Яковлев А. Б., Щелчков А. В., Рыжков Д. В., Обухова Л. А. Перспективные методы интенсификации теплообмена для теплоэнергетического оборудования // Энергетика Татарстана. 2011. № 1 (21). С. 25–29.

5. Олимпиев В. В. Интенсификация теплообмена и потенциал энергосбережения в охладителях технических масел // Теплоэнергетика. 2010. № 8. С. 40.
6. Бродов Ю. М., Аронсон К. Э., Рябчиков А. Ю., Бухман Г. Д. Разработка и опытно-промышленная проверка комплекса мероприятий по повышению эффективности и надежности работы маслоохладителей // Электрические станции. 1994. № 12. С. 33.
7. Письменный Е. Н., Демченко В. Г., Терех А. М., Семеняко А. В., Кулик К. В. Экономайзер-утилизатор из плоско-овальных труб с неполным оребрением // Восточно-европейский журнал передовых технологий. 2010. № 3/1 (45). С. 15–19.

UDC 536.24

HEAT TRANSFER AUGMENTATION IN TUBES WITH INNER HELICAL MICRO-RIBS – REVIEW AND TECHNICAL RECOMMENDATIONS

A. N. Skrypnik¹, I. A. Popov¹, Yu. F. Gortyshov¹, A. V. Shchelchikov¹, Yu. V. Zhukova²

¹Kazan National Research Technical University named after A. N. Tupolev – KAI,
Kazan, Russia

²A. V. Luikov Heat and Mass Transfer Institute of NAS of Belarus, Minsk

The turbulization and the periodical destruction of the boundary layer by inducing the swirling flow is known as an effective heat transfer augmentation technique. To date, a considerable amount of scientific papers dedicated to investigations on heat transfer and friction of the flow in helically-ribbed pipes have been published. There are various methods of producing the helically-ribbed pipe surfaces: by wire inserts, surface corrugation, machining on a lathe etc. (fig. 1).

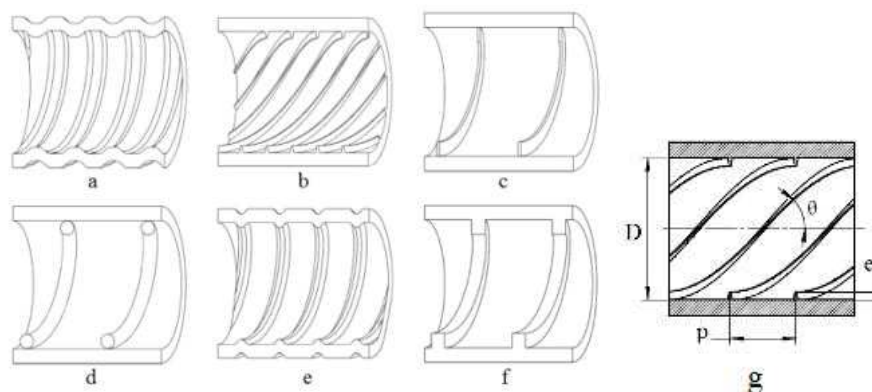


Fig. 1. Various helically-ribbed pipe geometries (a–f) and characteristic dimensions (g): a – multistart corrugation; b – inner thread; c – tape insert, d – wire insert, e – corrugation, f – extrusion, g – plot

Such pipes could be used for heat transfer intensification purpose for single-phase as well for evaporating flow. Therefore, helically-ribbed pipes are widely used in boilers, air conditioning systems, chemical industry, and food-processing. The literature indicates that pipes with the helical angle of ribs $\theta=18-30^\circ$ are widely used in industry. However, research studies show greater efficiency for the pipes with the higher helical angle of ribs ($\theta = 70-86^\circ$). For the practical application, helically-ribbed pipe geometrical parameters must be justified in accordance with the demands.

The report considers results on heat transfer and friction of the single-phase turbulent flow in pipes with inner helical micro-ribs. In order to obtain a database of friction and heat transfer coeffi-