

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
ТЮМЕНСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ НЕФТЕГАЗОВЫЙ УНИВЕРСИТЕТ

А.П. Леонтьев, Э.А. Беев

РАСЧЕТ АППАРАТОВ ВОЗДУШНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ

Учебное пособие

Тюмень 2000

УДК 665.63/67(075.8)

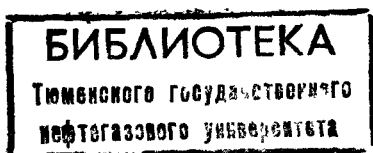
Леонтьев А.П., Беев Э.А.. Расчет аппаратов воздушного охлаждения: Учебное пособие. – Тюмень: ТюмГНГУ, 2000. – 74с.

Изложены основы и приведены методы теплового и аэродинамического расчетов аппаратов воздушного охлаждения различных типов. Отражены вопросы особенности эксплуатации и ремонта аппаратов воздушного охлаждения. С целью ускорения проведения расчетов большая часть материала представлена в виде таблиц, графиков, номограмм.

Для студентов дневной и заочной форм обучения специальности 17.05 "Машины и аппараты химических производств и предприятий строительных материалов".

Илл. 26, табл. 15, библи. 8 назв.

Рецензенты: В.Н. Пермяков, кандидат технических наук, член корр. РАН, генеральный директор НТЦ союза нефтегазопромышленников; В.П. Шабров, кандидат технических наук, доцент кафедры «Физическая и аналитическая химия» ТюмГНГУ



ISBN 5-88465-238-0

© Тюменский государственный
нефтегазовый университет, 2000

ПРЕДИСЛОВИЕ

Учебное пособие написано в соответствии с курсами «Процессы и аппараты химических технологий» и «Машины и аппараты химических производств», в нем изложены известные вопросы, освещенные в учебниках

Литература, посвященная расчету аппаратов воздушного охлаждения, обширна. Однако по причинам обширности излагаемого материала и специфичности расчета существующая литература не всегда отвечает требованиям учебной программы и бюджету времени. Эти обстоятельства и побудили авторов написать данное пособие для студентов-заочников. Оно включает в себя теоретический материал, методики теплового и аэродинамического расчета аппаратов воздушного охлаждения. Для ускорения проведения расчетов основная часть материала представлена в виде таблиц, графиков, номограмм, что сводит к минимуму необходимость аналитических расчетов и значительно облегчает самостоятельную работу студентов-заочников при выполнении ими курсовых и дипломных проектов.

ВВЕДЕНИЕ

Одним из основных видов технологического оборудования на нефтеперерабатывающих, нефтехимических, химических и смежных с ними производствах является теплообменная аппаратура, которая составляет примерно 30-40 % по весу от всего оборудования. Значительную долю всех теплообменных аппаратов составляет конденсационно-холодильная аппаратура, предназначенная для конденсации паров и охлаждения жидких продуктов технологических процессов.

В настоящее время в нефтеперерабатывающей и нефтехимической промышленности находят все большее применение конденсаторы и холодильники воздушного охлаждения, использующие в качестве охлаждающего агента атмосферный воздух. Преимущества этих аппаратов следующие: экономия охлаждающей воды и уменьшение сточных вод; значительное сокращение затрат труда на чистку аппарата ввиду отсутствия накипи, солей; уменьшение расходов, связанных с организацией оборотного водоснабжения технологических установок. Применение аппаратов воздушного охлаждения способствует сохранению чистоты рек и водоемов, а также экономии легированных дорогостоящих сталей, которые требуются для защиты от коррозии со стороны охлаждающей воды.

Аппараты воздушного охлаждения (АВО) поставляются на завод в виде отдельных готовых секций, что сокращает долю строительно-монтажных работ. АВО имеют более длительный срок службы по сравнению с аппаратами водяного охлаждения из-за меньшего загрязнения и коррозии наружной поверхности теплообмена. Они могут быть использованы в широком интервале температур от 60 до 475 °С и давлений до 6,4 МПа.

По пучку внутри проходит охлаждаемый продукт, снаружи трубки омываются поперечным потоком воздуха. Вследствие низкого коэффициента теплоотдачи воздуха наружная поверхность труб конденсаторов воздушного охлаждения выполняется оребренной, что во много раз увеличивает поверхность теплообмена. Коэффициент оребрения, равный отношению поверхности оребренной трубы к наружной поверхности гладкой трубы по основанию ребер, составляет 9; 14; 6; 22. Оребрение выполняют глубокой спиральной накаткой труб из деформируемого алюминиевого сплава, а также завальцовкой в спиральную канавку на трубе, приваркой металлической ленты или напрессовкой ребер.

Оребренные трубы компануются в отдельные секции. Секция имеет 4, 6 и 8 рядов оребренных труб, расположенных в шахматном порядке по вершинам равностороннего треугольника. В трубных решетках трубы крепятся развальцовкой или сваркой. К трубным решеткам шпильками крепятся крышки. Для многоходовых аппаратов крышки снабжены перегородками, которые образуют определенную схему движения жидкости в трубном пучке. Для предотвращения смещения труб в пучке между трубами предусмотрены дистанционные прокладки из алюминиевой ленты шириной 15 мм. С торцов аппарат закрыт металлическими стенками.

Для подачи охлаждающего воздуха обычно применяются осевые вентиляторы, лучше приспособленные к работе с большими расходами воздуха при малых статических напорах. Воздух забирается из атмосферы и перегоняется через трубные пучки. После вентилятора устанавливается диффузор, преобразующий часть динамического напора в статический.

В жаркое время года для снижения температуры воздуха, поступающего в трубные пучки, на выходе из вентилятора предусмотрен кольцевой коллектор для впрыскивания в диффузор очищенной воды, испарение которой способствует снижению температуры охлаждающего воздуха.

Промышленностью освоено несколько разновидностей конденсаторов воздушного охлаждения в зависимости от расположения теплообменных секций [1, 8]:

а) горизонтального типа, в которых теплопередающая секция расположена горизонтально. Аппарат имеет 3 секции, при длине труб 4, 6 и 8 м. Преимуществом аппаратов этого типа является простота конструкции, облегчающая монтаж и обслуживание аппаратов. Недостатком аппаратов этого типа является значительная площадь, занимаемая ими;

б) вертикального типа, в которых теплопередающая секция расположена вертикально. Конденсатор вертикального типа занимает малую площадь, но при больших производительностях он становится сложным в эксплуатации из-за большого числа вентиляторов и связанного с ними электрооборудования. Используются аппараты трехконтурного типа, отличающиеся размещением отдельных секций в трех, расположенных горизонтально друг над другом, контурах. Между секциями и корпусом аппарата, а также рядом расположенными секциями образуются каналы, по которым поступает воздух, обдувающий ребренные трубы секций. Такой аппарат наиболее компактен: при большой поверхности теплообмена аппарат занимает сравнительно небольшую производственную площадь;

в) зигзагообразного типа, в которых теплообменные секции расположены под углом друг к другу. Конденсаторы воздушного охлаждения зигзагообразного типа позволяют при незначительном увеличении габаритных размеров аппарата получить большую поверхность теплообмена. К недостаткам аппарата зигзагообразного типа следует отнести сложность поддерживающих металлоконструкций и монтажа, неудобства эксплуатации и ремонта, неравномерность подвода воздуха по длине секций.

В зависимости от конструкции и назначения промышленность выпускает несколько типов аппаратов воздушного охлаждения [8]:

- аппараты для малых потоков имеют небольшую поверхность теплообмена с горизонтальным расположением секций;

- аппараты специального назначения используются для охлаждения вязких продуктов. Для предотвращения застывания продуктов в трубах такие аппараты имеют меньший коэффициент ребрения, используются трубы большего диаметра, внутри которых устанавливают соосно греющие трубы, в которые подается теплоноситель (водяной пар, горячая вода). Это препятствует переохлаждению продукта и его застыванию, а также дает возможность разогреть охлажденный продукт в остановленном аппарате;

- аппараты воздушного охлаждения **высокого** давления предназначены для технологических установок, **работающих** при повышенном давлении, и для компрессорных агрегатов;

- аппараты воздушного охлаждения воды (сухие градирни). Вода, циркулирующая в замкнутом цикле, отбирает тепло охлаждаемого продукта в технологическом объекте (в реакторе, регенераторе, абсорбере и других аппаратах) и затем сама охлаждается в аппарате воздушного охлаждения. Такая схема исключает потерю и загрязнение воды и может быть расположена вблизи технологической установки.

Стандартные аппараты воздушного охлаждения в зависимости от конструкции и назначения принято обозначать следующим образом: АВГ - горизонтальные, АВЗ - с зигзагообразным расположением секций; АВГ-Т - трехконтурные, АВМ - для малых потоков. Поверхность теплообмена этих аппаратов указана в табл. 1.1

Таблица 1.1

Поверхность теплообмена стандартных аппаратов воздушного охлаждения [1]

Тип аппарата	Поверхность теплообмена труб, м ²			
	Внутренняя (трубы биметаллические)	Наружная по оребрению при коэффициенте оребрения		
		9	14,6	22
АВГ	58-300	875-3500	1250-5100	1620-6600
АВЗ	170-440	2650-5300	3750-7500	4900-9800
АВМ	8-42	105-440	150-600	200-780
АВГ-Т	460-1200	7069-14000	1000-204000	13000-26500

Секция аппаратов воздушного охлаждения обычно состоит из четырех, шести или восьми рядов труб, которые расположены по вершинам равносторонних треугольников и закреплены развальцовкой. Применяют трубы длиной от 1,5 до 12 м с внутренним диаметром 21 или 22 мм.

1. ПОРЯДОК РАСЧЕТА АППАРАТОВ ВОЗДУШНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ

Для выполнения расчета необходимы следующие данные:

1. Количество (расход) охлаждаемого продукта - G_1 , кг/час.
2. Температура начала и конца охлаждения продукта - T_1 и T_2 , °С.
3. Место установки аппарата с указанием высоты расположения над уровнем моря.

4. Давление охлаждаемого продукта Р и допускаемая потеря напора в трубах $P_{\text{шт}}$, н/м². Значение рабочего давления особенно существенно при охлаждении газов и паров, свойства которых зависят от давления. На основании допустимых потерь напора производят компоновку трубного пространства аппарата, выбирают число ходов и осуществляют последовательное или параллельное соединение секций и аппаратов между собой

5 Химический состав охлаждаемого продукта.

Зная состав охлаждаемого продукта, можно выбрать тип материального оформления, характеризуемый материалом труб и соответствующими материалами трубных решеток и крышек секций

Имея необходимые данные, расчет аппаратов воздушного охлаждения проводят в следующей последовательности

1 Определяют тепловую нагрузку холодильника, т.е. количество тепла, отнимаемого от охлаждаемого продукта за 1 час

$$Q_1 = G_1 \cdot (q_{T1}^{\text{ж}} - q_{T2}^{\text{ж}}), \quad (1)$$

где Q_1 - количество тепла, отнимаемого от охлаждаемого продукта, кДж/час; $(q_{T1}^{\text{ж}} - q_{T2}^{\text{ж}})$ - теплосодержание соответственно при температуре начала (T_1 °С) и конца (T_2 °С) охлаждаемого продукта, кДж/кг, G_1 - количество охлаждаемого продукта, кг/час

Теплосодержание жидких нефтепродуктов можно рассчитать по формуле Крзга [4, 69].

$$q_T^{\text{ж}} = \frac{1}{\sqrt{\rho_{15}^{15}}} \cdot (0,403 \cdot t + 0,000405 \cdot t^2) = \frac{1}{\sqrt{\rho_{288}^{288}}} \cdot (0,762 \cdot T + 0,0017 \cdot T^2 - 334,3),$$

где ρ_{15}^{15} - относительная плотность нефтепродукта при стандартной температуре (15 °С), t - температура жидкого нефтепродукта, °С; T - температура жидкого нефтепродукта, °К

2. Определяют массовый и объемный расходы хладагента (воздуха), используя уравнение теплового баланса:

$$G_1 \cdot (q_{T1}^{\text{ж}} - q_{T2}^{\text{ж}}) = G_2 \cdot (C_p'' \cdot T_3 - C_p' \cdot T_4),$$

$$G_2 = \frac{G_1 \cdot (q_{T1}^{\text{ж}} - q_{T2}^{\text{ж}})}{(C_p'' \cdot T_3 - C_p' \cdot T_4)} = \frac{Q_1}{C_p'' \cdot T_3 - C_p' \cdot T_4},$$

где G_2 - количество подаваемого воздуха, кг/час, C_p'' , C_p' - средние теплоемкости воздуха при постоянном давлении соответственно при конечной (T_3 , °С) и начальной температурах (T_4 , °С), определяемые по табл.

1.2 [5], кДж/кг °К

Теплофизические свойства воздуха

T , °К	$\rho_{вз}$, кг/м ³	C_p , кДж/кг·°К	λ , вт/м·К	$\nu \cdot 10^6$, м ² /сек	Pr
273	1,2930	1,005	0,0243	13,30	0,714
293	1,2045	1,005	0,0257	15,11	0,713
313	1,1267	1,009	0,0271	16,97	0,711
333	1,0595	1,009	0,0285	18,90	0,709
353	0,9998	1,009	0,0299	20,94	0,708
373	0,9458	1,013	0,0314	23,06	0,704

Плотность воздуха при его начальной температуре (T_4 , °К) и барометрическом давлении, равном нормальному $P = 101308$ Па, определяется по уравнению

$$\rho_6 = \frac{\rho_0 \cdot T_0}{T_4} = \frac{1,293 \cdot 273}{T_4}, \quad (3)$$

Секундный расчетный расход воздуха

$$V = \frac{G_2}{3600 \cdot \rho_6}, \text{ м}^3/\text{сек}, \quad (4)$$

При расчете аппаратов воздушного охлаждения необходимо обоснованно выбирать расчетную (проектную) температуру воздуха. В качестве расчетной рекомендуется принимать среднюю температуру сухого воздуха в 13 часов дня наиболее жаркого месяца в году.

Снижение расчетной температуры воздуха может привести к понижению производительности технологических установок в летнее время, а чрезмерное завышение расчетной температуры воздуха значительно увеличивает капитальные затраты.

Климатические данные по некоторым городам РФ приведены в табл. 1 приложения (П).

Для облегчения выбора расчетной температуры воздуха на рис. 1 (П) приведены графики, по которым можно определить количество часов в году (или процент общегодового времени), соответствующее любой температуре, т.е. количество часов в году (или процент общегодового времени), в течение которого в данной местности не превышает любая, наперед заданная температура.

Заданную температуру (расчетную летнюю температуру) находят по оси абсцисс; она соответствует той температуре воздуха, которая охватывает 95% общегодового рабочего времени в часах.

3. Зная необходимый расход воздуха, рассчитанный по (4), подбирается вентилятор. При выборе вентилятора необходимо иметь в виду, что он должен не только обеспечивать подачу необходимого количества воздуха при колебании его температуры, но и преодолеть гидравлическое сопротивление пучка труб, т.е. создать необходимый напор при колебании нагрузки по воздуху. Характеристики вентилятора приведены на рис 2 ÷ 5 и в табл. 2 (П).

4. Выбирается величина теплонапряженности аппарата воздушно-го охлаждения, отнесенная к оребренной поверхности - q , $\text{кДж/м}^2\text{час}$. Для всех типов аппаратов величина теплонапряженности принимается равной

$$q = 4000 \div 7500 \text{ кДж/м}^2\text{час или } 1000 - 2100 \text{ Вт/м}^2.$$

Большая величина теплонапряженности соответствует большим значениям $(T_1 - T_4)$. При особо низких температурных напорах $(T_1 - T_4)$ и $(T_2 - T_3) \leq 5 \text{ }^\circ\text{C}$ величина теплонапряженности может иметь значение $q = 840 \text{ кДж/м}^2\text{час}$.

5. Определяется необходимая теплопередающая поверхность (F , м^2)

$$F = \frac{Q_1}{q}, \quad (5)$$

где Q_1 - тепловая нагрузка аппарата, кДж/час ; q - величина выбранной теплонапряженности аппарата, $\text{кДж/м}^2\text{ час}$.

По табл. 3 ÷ 9 (П) в соответствии с полученным значением поверхности F (5) подбирается конкретный аппарат воздушного охлаждения (тип, количество рядов труб в секции, количество ходов по трубам, давление, материальное оформление, коэффициент оребрения труб ϕ ; коэффициент увеличения поверхности ψ).

6. Определяется повышение температуры ΔT_0 (при нормальных условиях $t = 20 \text{ }^\circ\text{C}$; $B = 760 \text{ мм.рт.ст.}$) по графику (рис. 6,7).

7. Определяется температура воздуха на выходе из аппарата:

$$T_3 = T_1 + \Delta T_0, \quad (6)$$

где T_1 - расчетная температура воздуха на входе в аппарат, соответствующая данной местности (см. п. 1).

8. Определяется средняя температура воздуха:

$$T_{cp} = \frac{T_3 + T_1}{2} \quad (7)$$

9. Определяется скорость воздуха в узком (сжатом) сечении по рис. 8,9 (П).

10. Определяется коэффициент теплоотдачи со стороны воздуха по рис. 10 ÷ 15 (П).

11. Определяется коэффициент теплоотдачи со стороны продукта.

Коэффициент теплоотдачи со стороны продукта будет иметь одно и то же значение как в случае использования гладкой наружной поверхности трубы, так и в случае оребренной. Расчет коэффициента теплоотдачи проводится по формулам, применяемым для расчета других видов теплообменных аппаратов. Рассмотрим наиболее характерные случаи:

А. Расчет коэффициента теплоотдачи со стороны конденсирующихся паров продукта:

$$\alpha_K = K_L \cdot C \cdot \sqrt{\frac{r \cdot \rho^2 \cdot \lambda^3 \cdot q}{\mu \cdot l \cdot (t_S - t_W)}}, \quad (8)$$

где α_K - коэффициент теплоотдачи, Вт/м² град; K_L - поправочный коэффициент, учитывающий особенности процесса конденсации внутри горизонтальных труб, определяемых по рис. 16, при конденсации в вертикальных трубах $K_L = 1$; r - теплота конденсации, Дж/кг; ρ - плотность конденсата, кг/м³; λ - теплопроводность конденсата, Вт/м град; μ - динамический коэффициент вязкости конденсата, кг/м сек; $C = 1,15$ - для вертикальных труб; $C = 0,72$ - для горизонтальных труб; l - определяющий геометрический параметр для вертикальных труб $l = H$; где H - высота труб, м; для горизонтальных труб $l = d_{\text{вн}}$, где $d_{\text{вн}}$ - внутренний диаметр труб, м; t_S - температура конденсации, °С; t_W - температура стенки, на которой конденсируется пар, °С.

Значение теплоты конденсации r надо брать при температуре конденсации t_S , а значения λ , μ , ρ - при средней температуре пленки конденсата.

$$t_{\text{пл}} = 0,5 \cdot (t_S + t_W).$$

Для приближенного определения коэффициента теплоотдачи приведена монограмма [6], рис. XVII.

Б. Коэффициент теплоотдачи со стороны конденсирующегося водяного пара в горизонтальных трубах:

$$\alpha_{\text{в.п.}} = 2,02 \cdot \lambda \cdot \sqrt[3]{\frac{\rho^2 \cdot l}{\mu \cdot G_{\text{сек}}}} \text{ Вт/м}^2 \text{ град.} \quad (9)$$

где $G_{\text{сек}}$ - секундный расход конденсирующегося сухого пара, кг/сек; l - длина горизонтальной трубы, м. Остальные обозначения - см. расчет по пункту «а».

В. Коэффициент теплоотдачи при охлаждении продукта

При ламинарном режиме ($Re \leq 2200$), коэффициент теплоотдачи определяется по формуле [6]

$$\alpha_{охл.} = 0,15 \cdot \frac{\lambda}{d_{вн}} \cdot Re_f^{0,33} \cdot Pr_f^{0,43} \cdot Gr_f^{0,1} \cdot \left(\frac{Pr_f}{Pr_w} \right)^{0,25} \quad (10)$$

При турбулентном режиме движения продукта внутри труб коэффициент теплоотдачи определяется по следующей формуле [6]:

$$\alpha_{охл.} = 0,021 \cdot \frac{\lambda}{d_{вн}} \cdot Re_f^{0,8} \cdot Pr_f^{0,43} \cdot \left(\frac{Pr_f}{Pr_w} \right)^{0,25} \quad (11)$$

При развитом турбулентном режиме коэффициент теплоотдачи может быть определен по более простой формуле [7]:

$$\alpha_{охл.} = 0,023 \cdot \frac{\lambda}{d_{вн}} \cdot Re_m^{0,8} \cdot Pr_m^{0,4} \quad (12)$$

Коэффициент теплоотдачи при переходном режиме ($Re = 2200 \div 10000$) может быть определен по формулам (4) и (5) с учетом поправочного коэффициента φ_{Re} , который определяется по графику (рис. 17),

где $Re = \frac{w \cdot d_{вн}}{\nu}$ - критерий Рейнольдса;

$Pr = \frac{\nu \cdot c_p \cdot \gamma}{\lambda}$ - критерий Прандтля;

$Gr = \frac{\beta \cdot g \cdot d_{вн}^3 \cdot \Delta t}{\nu^2}$ - критерий Грасгофа;

где β - коэффициент объемного расширения, $1/^\circ C$; Δt - разность температур продукта и стенки, $^\circ C$.

Индексы f и m - показывают, что физические параметры берутся при средней температуре продукта; w - показывает, что физические параметры берутся при средней температуре стенки.

12. Определяется коэффициент теплопередачи без учета загрязнения

$$K_n = \varphi \cdot (\alpha_{нп}, \varphi / \alpha_{вн}) \quad \text{по графикам } 18 \div 20,$$

где $\varphi / \alpha_{вн}$ - подсчитывается для выбранного типа оребренных труб и полученного значения $\alpha_{вн}$.

13. Определяется коэффициент теплопередачи с учетом загрязнения

$$K_{нп} = \varphi \cdot (K_n, r_{з.вн}, \psi) \quad \text{по графикам } 21 \div 23,$$

где $r_{з.вн}, \psi$ - подсчитываются для выбранного типа оребренных труб и принятого теплового сопротивления загрязнения внутри труб. Значения теплового сопротивления загрязнения внутри труб для некоторых про-

дуктов даны в табл. 10 (П). Ориентировочные значения коэффициентов теплопередачи K_{mn} в аппаратах воздушного охлаждения приведены в табл. 11 (П).

14. Определяется средне - логарифмический температурный напор θ_{cp} расчетом или по номограмме рис. 24

15. Определяется расчетная поверхность теплообмена ($F_p, м^2$)

$$F_p = \frac{Q_1}{K_{mn} \cdot \theta_{cp}} \quad (13)$$

16. Определяется запас поверхности теплообмена

$$n = \frac{F - F_p}{F_p} \cdot 100\%, \quad (14)$$

где F - поверхность выбранного аппарата воздушного охлаждения.

При расхождении F_p и F производится расчет во втором приближении. При этом можно варьировать расходом воздуха, количеством тепла, передаваемого одним аппаратом и др. Расчет аппарата воздушного охлаждения ведется до достижения удовлетворительной сходимости между F_p и F .

17. Определяется полный аэродинамический напор секций аппарата

$\Delta P = \varphi(W_{уз}, t_{cp})$ по графикам 25 ÷ 26 или же по формуле

$$\Delta P = 9,7 \cdot \frac{\rho_a}{g} \cdot W_{уз}^2 \cdot n_g \cdot \left(\frac{S_p}{d_n} \right)^{-0,72} \cdot Re^{-0,24}, \text{ Па}, \quad (15)$$

где ρ_a - плотность воздуха при его начальной температуре, кг/м³; $W_{уз}$ - скорость воздуха в сжатом (узком) сечении оребренного трубного пучка, м/сек, n_g - число горизонтальных рядов труб в пучке (по вертикали); d_n - наружный диаметр трубы, м.

Критерий Рейнольдса, отнесенный к диаметру труб d_n , определяется по формуле

$$Re = \frac{W_{уз} \cdot d_n}{\nu_{cp}},$$

где ν_{cp} - кинематическая вязкость воздуха при средней температуре воздуха, м²/сек.

18. Определяется потребляемая мощность для электродвигателя вентилятора, кВт

$$N = 0,001 \cdot \frac{V \cdot \Delta P}{\eta}, \quad (16)$$

где V - расход воздуха, м³/сек; ΔP - сопротивление пучка труб, Па; η - к.п.д. вентилятора.

При подборе электродвигателя расчетную мощность следует увеличить на 10% для обеспечения пуска двигателя.

19. Определяется гидродинамическое сопротивление при движении продукта

Гидродинамическое сопротивление при движении продукта внутри труб складывается из потерь на трение и местные сопротивления и определяется по следующей формуле:

$$\Delta P = \left(\lambda_{тр} \cdot \frac{l}{d_{вн}} + \sum \xi_{м.с.} \right) \cdot \frac{W_{вн}^2}{2g} \cdot \gamma, \text{ Па} \quad (17)$$

где l - длина труб, м, $d_{вн}$ - внутренний диаметр трубы, м; $W_{вн}$ - скорость продукта в трубах, м/сек; g - ускорение силы тяжести, м/сек²; γ - удельный вес продукта при средней температуре, н/м³; $\lambda_{тр}$ - коэффициент сопротивления трения; $\xi_{м.с.}$ - коэффициент местных сопротивлений.

При ламинарном режиме движения жидкости

$$\lambda_{тр} = 64/Re \quad Re = \frac{W_{вн} \cdot d_{вн}}{\nu_{ср}},$$

где $\nu_{ср}$ - кинематическая вязкость при $t_{ср}$, м²/сек;

При турбулентном режиме движения жидкости $Re = 3000 \div 100000$

$$\lambda_{тр} = 0,3164/Re^{0,25} \text{ - для гладких труб;}$$

$$\lambda_{тр} = \frac{1}{\left(1,74 + 21 \cdot g \cdot \frac{r_0}{\delta_0} \right)^2} \text{ - для шероховатых труб,}$$

где r_0 - внутренний радиус трубы, мм; δ_0 - абсолютная шероховатость (средняя высота отдельных выступов на поверхности трубы), определяется в зависимости от вида труб, мм.

Таблица 1.3

Зависимость абсолютной шероховатости от материала труб

№ п/п	Материалы труб	δ_0 , мм
1	Латунные и нержавеющие	0,1
2	Стальные, с некорродирующими газами и парами (водяной пар, воздух)	0,1
3	Стальные, с некорродирующими жидкостями (вода, нефть, спирт)	0,2
4	Стальные, со слабокорродирующими жидкостями (аммиак, артезианская вода)	0,3-0,5
5	Стальные, с сильнокорродирующими жидкостями и газами	0,8

Рекомендуемые значения $\xi_{м.с}$, отнесенные к средним скоростям продукта в трубах

- | | |
|--|-------------------|
| 1 Входная или выходная камера (удар и поворот) | $\xi_{м.с} = 1,5$ |
| 2 Поворот на 180° между ходами и секциями | $\xi_{м.с} = 2,5$ |
| 3 Вход в трубы или выход из них | $\xi_{м.с} = 1,0$ |

2. ПРИМЕР РАСЧЕТА АППАРАТА ВОЗДУШНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ (АВО)

Технологический расчет АВО включает в себя тепловой и гидравлический расчеты, в результате которых определяют необходимую поверхность теплообмена, основные размеры аппарата, расход воздуха, потери напора при движении продукта в трубах и воздуха, проходящего через пучок оребренных труб

Последовательность расчета рассмотрим на примере расчета АВО для конденсации и охлаждения паров, отводимых с верха ректификационной колонны

Задание Охлаждаемый продукт-смесь бензола и *n*-гептана с содержанием НКК 95% масс Производительность аппарата 13500 кг/час Давление на входе в аппарат 0,15 МПа Начальная температура продукта T_1 рассчитывается, конечная температура T_2 принята равной 43 °С Температура воздуха на входе в аппарат $T_1 = 27$ °С (если она не задана, то ее вычисляют для конкретного географического пункта установки аппарата При этом конечная температура охлаждаемого продукта должна быть на 15-20 °С выше температуры воздуха на входе в аппарат)

2.1. Определение температуры продукта на входе в аппарат T_1

Температура продукта на входе в аппарат определяется как температура начала однократной конденсации с использованием уравнения изотермы паровой фазы

$$\sum x'_i/k_i = 1,$$

где x'_i - мольная доля i -го компонента, k_i - константа фазового равновесия этого компонента

Расчет производится методом последовательного приближения. Для рассматриваемой смеси при давлении 0,15 МПа T_1 равна 100 °С

2.2. Тепловая нагрузка и предварительный подбор АВО

Поскольку трубное пространство аппарата по принципу действия близко к аппаратам идеального вытеснения, его можно разделить на две зоны конденсации и охлаждения конденсата. Примем по всей длине зоны конденсации температуру постоянной и равной 100 °С при давлении 0,15 МПа

Теплофизические свойства конденсата при этих условиях следующие: плотность $\rho_1 = 781 \text{ кг/м}^3$, вязкость $\mu_1 = 2,5 \cdot 10^{-4} \text{ Па}\cdot\text{с}$, удельная теплоемкость $c_1 = 2120 \text{ Дж/кг}\cdot\text{К}$, теплопроводность $\lambda_1 = 12,7 \cdot 10^{-2} \text{ Вт/м}\cdot\text{К}$; удельная теплота конденсации $r_1 = 3,73 \cdot 10^5 \text{ Дж/кг}$. Теплофизические свойства конденсата в зоне охлаждения при средней его температуре будут следующими: плотность $\rho_2 = 815 \text{ кг/м}^3$, вязкость $\mu_2 = 3,7 \cdot 10^{-4} \text{ Па}\cdot\text{с}$; удельная теплоемкость $c_2 = 1910 \text{ Дж/кг}\cdot\text{К}$, теплопроводность $\lambda_2 = 0,134 \text{ Вт/м}\cdot\text{К}$

Теплофизические свойства конденсата определены как свойства смеси компонентов. Теплоемкость, теплопроводность, теплота конденсации определяется по правилу аддитивности

$$c = \sum c_i x_i; \quad \lambda = \sum \lambda_i x_i; \quad r = \sum r_i x_i;$$

плотность определяется по уравнению
$$\rho_{см} = \frac{1}{\sum \frac{x_i}{\rho_i}},$$

где x_i - массовая доля компонента в смеси

При небольшой разности вязкостей смешиваемых компонентов вязкость смеси можно подсчитать по правилу смешения:

$$\mu = \frac{(m+n)\mu_1 \cdot \mu_2}{m\mu_1 + n\mu_2},$$

где m и n - количества смешиваемых компонентов.

Динамическая вязкость сложных смесей можно определить приближенно по формуле $lg\mu = \sum x_i \cdot lg\mu_i$.

Тепловая нагрузка аппарата складывается из тепла конденсации продукта и тепла его охлаждения до конечной температуры и будет равна:

$$\begin{aligned} Q &= Q_1 + Q_2 \\ Q_1 &= G \cdot \tau_1 = (13500/3600) \cdot 3,73 \cdot 10^5 = 140 \cdot 10^4 \text{ Вт} \\ Q_2 &= G \cdot c_2 \cdot (T_1 - T_2) = (13500/3600) \cdot 1910 \cdot (100 - 43) = 41 \cdot 10^4 \text{ Вт} \\ Q &= 181 \cdot 10^4 \text{ Вт.} \end{aligned}$$

Задаваясь теплонапряженностью q Вт/м², отнесенную к оребренной поверхности, определим необходимую теплопередающую поверхность по формуле

$$F = Q/q.$$

Для АВО всех типов $q = 1000-2100$ Вт/м². Большая теплонапряженность соответствует большей разности температур воздуха на входе и выходе в аппарат. Примем для расчета $q = 1200$ Вт/м², тогда:

$$F = 181 \cdot 10^4 / 1200 = 1508 \text{ м}^2.$$

Согласно табл. 3, можно принять один аппарат типа АВГ с полной наружной поверхностью 1770 м², который состоит из трех четырехрядных трубных секций с трубами длиной $l = 8$ м; коэффициентом оребрения $\varphi_{op} = 9$; общее число труб в секции 94, число возможных ходов продукта в трубной секции 1, 2, 4; труба монометаллическая из алюминиевого сплава с внутренним диаметром $d_{вн} = 22$ мм.

2.3. Определение коэффициента теплоотдачи от воздуха к трубам

Приведенный коэффициент теплоотдачи, отнесенный к наружной поверхности условно неоребренной трубы для стандартных алюминиевых труб с накатанными ребрами при коэффициентах оребрения, равных 9 и 14,6, можно определить из выражения

$$\begin{aligned} \alpha_{np} &= c_1 \cdot \alpha_2, \\ \alpha_2 &= c_2 \lambda_a (W_{y3} \cdot \rho_a / \mu_a)^{0,6} \cdot Pr^{0,35}, \end{aligned}$$

где W_{y3} - скорость воздуха в узком сечении пучка труб, м/с; ρ_a ; μ_a - плотность и вязкость воздуха при средней температуре; c_1 и c_2 - множители

тели, которые в зависимости от коэффициента оребрения имеют следующие значения. при $\varphi_{op} = 9$, $c_1 = 0,83$ и $c_2 = 0,5$; при $\varphi_{op} = 14,6$, $c_1 = 0,65$ и $c_2 = 0,48$.

Скорость воздуха в узком сечении пучка труб определяется из уравнения расхода:

$$W_{уз} = V_g / f_M,$$

где f_M - наименьшая площадь сечения межтрубного пространства. При коэффициенте оребрения $\varphi_{op} = 9$ и длине труб $l = 4$ м $f_M = 5,35$ м²; для $l = 8$ м $f_M = 11,02$ м²; при $\varphi_{op} = 14,6$ для $l = 4$ м $f_M = 5,55$ м², для $l = 8$ м $f_M = 11,4$ м²,

V_g - расход воздуха в м³/с определяется при средней температуре воздуха t'_{cp} из уравнения теплового баланса аппарата:

$$t'_{cp} = (T_4 + T_3) \cdot 0,5,$$

где T_3 - температура воздуха на выходе из аппарата принимается на 10-15 °С выше конечной температуры охлаждаемой жидкости, но не более 60°С

Примем $T_3 = 60$ °С Тогда

$$t'_{cp} = 0,5 \cdot (27 + 60) = 43,5$$
 °С.

При этой температуре воздух будет иметь следующие свойства:

$$\rho_g = 1,1 \text{ кг/м}^3; c_g = 1000 \text{ Дж/кг}\cdot\text{К}; \mu_g = 2,1 \cdot 10^{-5} \text{ Па}\cdot\text{с}; \lambda_g = 0,025 \text{ Вт/м}\cdot\text{К}.$$

Общий расход воздуха.

$$V_g = \frac{Q}{\rho_g c_g (T_3 - T_4)} = \frac{181 \cdot 10^4}{1,1 \cdot 10^3 (60 - 27)} = 49,9 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Скорость воздуха в узком сечении пучка труб для принятого аппарата

$$W_{уз} = \frac{49,9}{11,02} = 4,54 \text{ м/с}.$$

Критерий Прандтля для воздуха

$$Pr = \frac{c_g \cdot \mu_g}{\lambda_g} = \frac{1000 \cdot 2,1 \cdot 10^{-5}}{0,025} = 0,84$$

Приведенный коэффициент теплоотдачи от воздуха к трубам

$$\alpha_{np} = 0,83 \cdot 0,5 \cdot 0,025 \left(\frac{4,54 \cdot 1,1}{2,1 \cdot 10^{-5}} \right)^{0,6} \cdot 0,84^{0,35} = 30,5 \text{ Вт/м}^2\cdot\text{К}.$$

16,4

2.4. Коэффициент теплоотдачи при конденсации продукта и определение площади поверхности теплообмена в зоне конденсации

Для расчета коэффициента теплоотдачи от паров конденсирующейся смеси углеводородов к внутренней стенке горизонтальной трубы воспользуемся уравнением

$$\alpha_k = 0,73 \left(\frac{r_1 \cdot \rho_1^2 \cdot \lambda_1^3 \cdot g}{d_{ин} \cdot \mu_1 \cdot \Delta t_{кон}} \right)^{0,25} =$$

$$= 0,73 \cdot \left(\frac{3,73 \cdot 10^5 \cdot 781^2 \cdot 0,127^3 \cdot 9,81}{0,022 \cdot 2,5 \cdot 10^{-4} \cdot \Delta t_{кон}} \right)^{0,25} = \frac{5370}{\Delta t_{кон}^{0,25}}$$

Так как коэффициент теплоотдачи α_k зависит от перепада температур в пленке конденсата $\Delta t_{кон} = T_1 - t_{cm.1}$, то тепловой расчет должен проводиться методом подбора температуры стенки $t_{cm.1}$ со стороны конденсирующегося пара. Этот расчет сводится к подбору $t_{cm.1}$ решением уравнения

$$q = \alpha_1 (T_1 - t_{cm.1}) = \frac{t_{cm.1} - t_{cm.2}}{r_{31} + \frac{\delta_{cm}}{\lambda_{cm}} + r_{32}} = (t_{cm.2} - t'_{cp}) \cdot \alpha_{np} \cdot \varphi_{op}$$

Примем термические сопротивления загрязнений: от углеводорода $r_{31} = 4 \cdot 10^{-4}$ м²·К/Вт; от воздуха $r_{32} = 3 \cdot 10^{-4}$ м²·К/Вт. Термическое сопротивление однослойной алюминиевой стенки $\delta_{cm} = 3$ мм с теплопроводностью $\lambda_{cm} = 203$ Вт/м·К будет равно $0,003/203 = 1,5 \cdot 10^{-5}$ м²·К/Вт.

При этих данных, с учетом $\lambda_{cm} = 30,5$ Вт/м·К и $\varphi_{op} = 9$ вышеприведенное уравнение запишется в упрощенном виде:

$$q = 5370 \cdot \Delta t_{кон}^{0,75} = \frac{\Delta t_{cm}}{715 \cdot 10^{-4}} = 274,5 \cdot \Delta t_2,$$

где $\Delta t_{кон} = T_1 - t_{cm.1}$; $\Delta t_{cm} = t_{cm.1} - t_{cm.2}$; $\Delta t_2 = t_{cm.2} - t'_{cp}$.

Результаты расчета по этому уравнению с целью подбора q (теплонапряженности или удельной тепловой нагрузки, отнесенной к наружной поверхности условно неоребрированной трубы) приведены в табл. 2.1.

Таблица 2.1.

Расчет удельной тепловой нагрузки в зоне конденсации.

t_{cm1} °C	$\Delta t_{кон}$ °C	$q_1=5370 \cdot \Delta t_{кон}^{0,75}$	$\Delta t_{cm}=q_1 \cdot 7,15 \cdot 10^{-4}$	$t_{cm2} = t_{cm1} - \Delta t_{cm}$	$\Delta t_2 = t_{cm2} - t_{cp}'$	$q_2 = 274,5 \cdot \Delta t_2$
96	4	15189	10,15	85,151	41,65	11430
97	3	12241	8,75	88,25	44,75	12284

Последняя строчка табл 2.1. показывает хорошую сходимость удельной тепловой нагрузки. Для определения необходимой площади поверхности теплообменника в зоне конденсации примем ее среднее значение

$$q_{cp} = 0,5 \cdot (12241 + 12284) = 12263 \text{ Вт/м}^2,$$

$$\text{тогда } F_1 = \frac{Q_1}{q_{cp}} = \frac{140 \cdot 10^4}{12263} = 114 \text{ м}^2.$$

2.5. Определение коэффициента теплоотдачи на участке охлаждения конденсата и поверхности теплообмена этого участка

Принимаем для углеводородной смеси в зоне охлаждения режим движения турбулентный при $Re \geq 10^4$.

В этом случае скорость движения смеси в трубах должна быть равной

$$W_{эн} = \frac{Re \cdot \mu_2}{d_{эн} \cdot \rho_2} = \frac{104 \cdot 3,7 \cdot 10^{-4}}{0,022 \cdot 815} = 0,206 \text{ м/с}$$

При объемном расходе смеси

$$V_2 = \frac{13500}{3600 \cdot 815} = 0,0046 \text{ м}^3/\text{с}$$

количество труб в одном ходе, обеспечивающее турбулентный режим движения, будет

$$n = \frac{0,0046}{0,785 \cdot 0,022^2 \cdot 0,206} = 59 \text{ шт.}$$

Для предварительно выбранного аппарата с числом труб в одной секции 94 принимаем число ходов продукта в трубной секции 4 с числом труб в одном ходе 24 и уточняем скорость жидкости в трубах:

$$W = \frac{0,0046}{0,785 \cdot 0,022^2 \cdot 24} = 0,5 \text{ м/с.}$$

Полученное значение лежит в рекомендуемых пределах скорости безнапорного движения жидкости в трубопроводах (0,2-0,6 м/с).

Рассчитываем значения критериев Рейнольдса и Прандтля

$$Re = \frac{0,022 \cdot 815 \cdot 0,5}{3,7 \cdot 10^{-4}} = 24230,$$

$$Pr = \frac{3,7 \cdot 10^{-4} \cdot 1910}{0,134} = 5,3.$$

Находим критерий Нуссельта для турбулентного движения жидкости в трубах:

$$Nu = 0,21 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,43},$$

$$Nu = 0,21 \cdot 24230^{0,8} \cdot 5,3^{0,43} = 138,5.$$

Коэффициент теплоотдачи смеси к трубе составит

$$\alpha_1 = \frac{Nu \cdot \lambda_2}{d_{BH}} = \frac{138,5 \cdot 0,134}{0,022} = 843,5 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}.$$

Коэффициент теплоотдачи в зоне охлаждения, отнесенный к наружной поверхности условно неоребреной трубы, рассчитывается по уравнению

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + r_{31} + \frac{\delta_{cm}}{\lambda_{cm}} + r_{32} + \frac{1}{\alpha_{np} \cdot \varphi_{op}}},$$

$$r_{31} + \frac{\delta_{cm}}{\lambda_{cm}} + r_{32} = 7,15 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2 \cdot \text{К/Вт}, \text{ тогда}$$

$$K = \frac{1}{\frac{1}{843,5} + 7,15 \cdot 10^{-4} + \frac{1}{30,5 \cdot 9}} = 225,5 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}.$$

Площадь поверхности теплообмена в зоне охлаждения составит

$$F_2 = \frac{Q_2}{K \cdot \Delta t_{cp}} = \frac{41 \cdot 10^4}{225,5 \cdot 26} = 70 \text{ м}^2,$$

где $\Delta t_{cp} = 26 \text{ }^\circ\text{C}$ - средняя разность температур на участке охлаждения.

Эта разность температур рассчитана по схеме противотока, что допускается для аппаратов АВГ при числе ходов продукта в трубах аппарата больше четырех.

Суммарная площадь поверхности теплообмена по гладкой поверхности теплообмена по гладкой поверхности трубы у основания ребер будет равна

$$F = F_1 + F_2 = 114 + 70 = 184 \text{ м}^2$$

Уточненный расчет показал, что можно окончательно принять предварительно выбранный аппарат типа АВГ с полной наружной поверхностью 1770 м² и поверхностью теплообмена по гладкой поверхности у основания ребер 197 м², с числом рядов труб в секции, равном 4, и числом ходов по трубам в секции, также равном 4. Запас поверхности нагрева составляет 13 м² или 7%, что обеспечит охлаждение конденсата до требуемой температуры в жаркие дни.

2.6. Аэродинамическое сопротивление пучка труб и мощность, потребляемая вентилятором

Аэродинамическое сопротивление пучка труб определяется по формуле

$$\Delta P = 9,7 \cdot \frac{\rho_e}{g} \cdot W_{yz}^2 \cdot n_e \left(\frac{S_p}{d_n} \right)^{-0,72} \cdot Re^{-0,24}, \text{ Па},$$

где $\rho_e = 1,1 \text{ кг/м}^3$ - плотность воздуха при его начальной температуре; $W_{yz} = 4,54 \text{ м/с}$ - скорость воздуха в сжатом сечении оребренного трубного пучка; $n_e = 4$ - число горизонтальных рядов труб в пучке (по вертикали); $d_n = 0,028 \text{ м}$ - наружный диаметр трубы; $S_p = 0,0035 \text{ м}$ - шаг ребер.

Критерий Рейнольдса, отнесенный к диаметру труб d_n , равен:

$$Re = \frac{W_{yz} \cdot d_n \cdot \rho_e}{\mu_e} = \frac{4,54 \cdot 0,028 \cdot 1,1}{2,1 \cdot 10^{-5}} = 6660,$$

$$\Delta P = 9,7 \cdot \frac{1,1}{9,81} \cdot 4,54^2 \cdot 4 \left(\frac{0,0035}{0,028} \right)^{-0,72} \cdot 6660^{-0,24} = 52 \text{ Па}.$$

Мощность, потребляемая вентилятором, определяется по формуле (кВт)

$$N_e = \frac{V_e \cdot \Delta P}{\eta \cdot 1000},$$

где η - к.п.д. вентилятора, принимаемый равным 0,62-0,65

Поскольку при длине труб 8 м аппарат имеет два вентилятора, то общий расход воздуха, равный 49,9 м³/с поделим на 2, тогда

$$N_e = \frac{25 \cdot 52}{0,62 \cdot 1000} \approx 2,1 \text{ кВт}.$$

Рассчитанным параметрам соответствует вентилятор ЦАГИ УК-2М, устанавливаемый на АВО.

На основании проведенного расчета окончательно выбираем тип аппарата

АВГ $\frac{9 - Ж - 6 - М1 - НВЗ}{4 - 4 - 8}$

по ГОСТ 20764-79, что означает - аппарат воздушного охлаждения, горизонтальный с коэффициентом оребрения 9, с жалюзи, рассчитанный на условное давление 0,6 Мпа, с монометаллическими трубами первого исполнения (М1), с невзрывозащищенным двигателем (НВЗ) вентилятора В секции четыре ряда труб, четыре хода по трубам длиной 8 м

Воздух на охлаждение подается двумя осевыми вентиляторами ЦАГИ УК-2М с регулируемым углом установки лопастей

В зависимости от угла наклона лопастей вентилятора его аэродинамическая характеристика изменяется в пределах. производительность по воздуху 18-80 м³/с, полный напор 42-403 Па, потребляемая мощность 3,9-53 кВт

3. ЭКСПЛУАТАЦИЯ АППАРАТОВ ВОЗДУШНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ

Широкое применение аппаратов воздушного охлаждения объясняется ограниченностью водных ресурсов и необходимостью уменьшения количества сточных вод, загрязняющих водоемы, для очистки которых требуются сложные гидротехнические сооружения. Установлено, что использование воздушных конденсаторов взамен других известных аппаратов экономически оправдано.

Аппараты воздушного охлаждения имеют ряд существенных преимуществ перед другими теплообменниками; они удобны в эксплуатации, очистка и ремонт их менее трудоемки, наружная поверхность труб, омываемая загрязненным воздухом, практически не загрязняется и не корродирует.

При эксплуатации воздушных конденсаторов, для которых не требуется вода в качестве хладагента, исключена опасность аварий в результате внезапного прекращения подачи ее на установку. В случае внезапного отключения вентилятора в этих аппаратах обеспечивается съём 20-30% тепла за счет естественной конвекции воздуха.

В северных районах страны применение воздушных конденсаторов позволяет надежно и экономично охлаждать все технологические потоки, выводимые с установки. В южных районах охлаждение низкокипящих потоков целесообразно проводить в два этапа: воздухом до 60 °С и далее водой в “концевых” трубчатых конденсаторах-холодильниках.

Применяемые в настоящее время аппараты воздушного охлаждения принципиально отличаются друг от друга расположением трубных секций и конструкций воздухоподающих устройств. Трубные секции могут быть расположены горизонтально, вертикально, наклонно, в форме шатра и зигзагообразно. В последних четырех случаях аппараты занимают меньшую площадь. Подвергаемый конденсации и охлаждению поток проходит внутри трубок. Через межтрубное пространство каждой секции прогоняется вентилятором воздух. Вентилятор вмонтирован соосно с аппаратом на самостоятельной раме. Он состоит из электродвигателя, углового редуктора и восьмиллопастного колеса. Характеристику работы вентилятора можно менять, изменяя угол установки алюминиевых лопастей колеса в пределах 10-25°. Применение двухскоростных электродвигателей также позволяет варьировать режим работы конденсатора в широких пределах.

При необходимости интенсивность конденсации и охлаждения можно регулировать изменением расхода воздушного потока с помощью жалюзи, устанавливаемых над трубными секциями. Для снижения температуры охлаждающего воздуха через форсунки оросительного устройства подают распыленную воду, что позволяет снижать в летнее время таким способом температуру воздуха в диффузоре на 2-10 °С.

Регулирование режима работы аппаратов воздушного охлаждения можно легко автоматизировать, что создает благоприятные условия для безопасного ведения процесса на технологической установке.

Обслуживание аппаратов воздушного охлаждения состоит преимущественно в уходе за приводным механизмом вентилятора. Для предохранения от повреждения лопастей, поверхностей оребренных труб секции и для защиты эксплуатационного персонала устанавливают в нижней части воздушного коллектора предохранительную плетеную сетку, за целостностью которой нужно постоянно следить.

Чистка внутренних поверхностей труб секций производится довольно редко, в случае необходимости прибегают к промывке или химической чистке. Наружные поверхности труб очищают от отложений продувкой сильной струей воздуха или промывкой водой с мелким песком.

4. РЕМОНТ АППАРАТОВ ВОЗДУШНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ

В аппаратах воздушного охлаждения наибольшему износу подвергаются трубные секции и редуктор. В связи с тем, что эти аппараты имеют большие габариты и расположены высоко над уровнем земли,

демонтаж (монтаж) секций, а также снятие (установка) редуктора и электродвигателя являются очень трудоемкими операциями.

Для проведения монтажных работ используют краны, лебедки, кран-балки, тали. Сначала демонтируют трубные секции, затем колесо вентилятора и редуктор.

Ремонт трубных секций проводится теми же способами, которые применяются для теплообменников. До проведения ремонта секций проводятся подготовительные работы: снижение избыточного давления до атмосферного и освобождение секций от продукта, отключение секций от подводящих и отводящих трубопроводов заглушками, пропарка, промывка, продувка азотом или воздухом, проведение анализа на предмет наличия взрывоопасных или горючих продуктов; составление акта сдачи в ремонт аппарата.

Далее выполняются следующие работы: 1) снятие крышек секций, демонтаж обвязки и арматуры; 2) выявление дефектов вальцовки и целостности трубок секций гидравлическим или пневматическим испытаниями на рабочее давление, 3) частичная замена или отключение дефектных трубок, крепление труб вальцовкой, 4) очистка внутренней поверхности трубок от отложений известными методами (механическая, гидро-пневматическая, гидромеханическая, пескоструйная), 5) ремонт или замена износившейся арматуры, обвязки; 6) замена уплотнений (прокладок) разборных соединений; 7) монтаж крышек, обвязки, 8) гидравлическое испытание секций пробным давлением.

Сложность представляет опрессовка секций, так как трубные решетки имеют прямоугольную форму. Для опрессовки секций используют специальное приспособление, состоящее из ложного корпуса, в который вставляется трубная секция, и специальных фланцев, служащих для герметизации корпуса. Подача воды осуществляется через штуцер в межтрубное пространство, вывод воздуха - через специальный штуцер. Подвальцовка трубок или забивка пробок проводится без выемки секции из приспособления.

Распространенное повреждение редуктора - поломка зубьев конической пары и шлицев ведущей шестерни. Указанные детали выходят из строя вследствие неправильного регулирования зацепления конической пары и возникновения мгновенных перегрузок при пуске вентилятора с максимальным углом установки лопастей. Кроме того, возможны абразивный износ деталей редуктора, разрушение герметичности и утечки масла. При открытии люка редуктора состояние зубчатого зацепления проверяют визуально.

Зацепление конических шестерен редуктора необходимо отрегулировать таким образом, чтобы боковой зазор между зубьями составлял

0,2-0,4 мм (у широкой части зубьев) Боковой зазор определяют по оттиску свинцовой пластины, пропускаемой между зубьями При поломке зубьев шестерни заменяют

Правильность зацепления шестерен после установки проверяют по расположению пятна контакта на зубьях Для этого на зубья ведущей шестерни наносят тонкий слой краски и шестерни проворачивают При правильном зацеплении шестерен пятно контакта на ведомой шестерне должно быть расположено посередине высоты зуба, одинаково перемещаясь к узкому его концу при вращении в обе стороны

При появлении пятна на широкой части зуба ведомую шестерню придвигают к ведущей Если при этом боковой зазор между зубьями мал, ведущую шестерню отодвигают При появлении пятна на узкой части зуба ведомую шестерню отодвигают При появлении большого бокового зазора между зубьями ведущую шестерню придвигают

Если пятно расположено на верхней кромке зуба, ведущую шестерню придвигают к ведомой и при малом боковом зазоре отодвигают ведомую шестерню При расположении пятна на нижней кромке зуба ведущую шестерню отодвигают от ведомой Если боковой зазор велик, ведомую шестерню придвигают к ведущей Малую коническую шестерню перемещают, изменяя число и толщину регулировочных прокладок, установленных между корпусом редуктора и фланцем угла ведущей шестерни Большую коническую шестерню перемещают, изменяя толщину прокладок между корпусом редуктора и крышкой нижнего подшипника

Ремонт шлицев ведущей шестерни осуществляют раздачей шлицевых каналов Для этого шлицы отжигаются нагревом, после чего зубилом каждый из них раздается на полную длину При дальнейших операциях эти канавки наплавляются электросваркой, вал отжигается, форма шлиц выправляется и проводится упрочнение рабочих поверхностей Шлицы со значительным износом обвариваются вкруговую с последующей нарезкой новых канавок Шлицы обрабатываются на номинальный размер шлифовкой и подвергаются термообработке

На лопастях вентиляторов возможно появление трещин Обычно мелкие трещины заделывают эпоксидной смолой, а затем проверяют статическую балансировку

Собранный аппарат обкатывают в течение 8 часов Первоначально лопасти вентилятора устанавливают под углом 10° Затем через каждые 2 часа угол увеличивают равными частями до максимума

Список литературы

1. Вихман Г.Л., Круглов С.А. Основы конструирования аппаратов и машин нефтеперерабатывающих заводов. – М.: Машиностроение, 1978. – 327 с.
2. Методика теплового и аэродинамического расчета аппаратов воздушного охлаждения. – Труды ВНИИНЕФТЕМАШ. – М., 1971.
3. Кузнецов А.А., Кагерманов С.М., Судаков Е.Н. Расчеты процессов и аппаратов нефтеперерабатывающей промышленности. – Л.: Химия, 1974. – 342 с.
4. Гуревич И.Л. Технология переработки нефти и газа. Часть 1. – Л.: Химия, 1972. – 359 с.
5. Гребер Г., Эрк С., Григуль У. Основы учения о теплообмене. – М.: Машгиз 1958. – 566 с.
6. Павлов К.Ф., Романов П.Г., Носков А.А. Примеры и задачи по курсу процессов и аппаратов химической технологии. – М.: Химия, 1969. – 624 с.
7. Берман С.С., Теплообменные аппараты и конденсационные устройства турбоустановок. – М.: Машгиз, 1959. – 259 с.
8. Шмеркович В.М. Применение аппаратов воздушного охлаждения при проектировании нефтеперерабатывающих и нефтехимических заводов. – М.: ЦНИИТЭнефтехим, 1967. – 131 с.

Климатические данные по некоторым пунктам РФ [2]

№ №	Наименование пунктов	Температура воздуха, °С			Ветер		Относительная влажность воздуха, %.	
		средне - месячная		средняя в 13 час. самого жаркого	Средняя скорость, м/сек		Средняя в 13 час. дня	
		Самого холодн. месяца	Самого жаркого месяца		За 3 наиболее холодных ме- сяца	За 3 наиболее жарких месяца	Самого холодного месяца	Самого жаркого месяца
1.	Пермь	- 15.4	18.0	21.8	3.6	2.8	63	57
2.	Саратов	- 12.0	21.5	26.7	5.2	3.8	80	42
3.	Уфа	- 14.0	19.4	23.4	5.2	4.0	82	53
4.	Ангарск	- 20.9	18.0	22.5	2.0	2.5	76	55
5.	Красноярск	- 17.8	19.9	24.2	2.5	1.8	72	54
6.	Омск	- 19.4	19.4	23.6	-	-	79	54
7.	Тобольск	- 18.5	18.0	21.6	3.9	3.9	80	56
8.	Тюмень	- 16.6	18.6	22.4	3.7	3.4	17	55

Таблица 2

Характеристики КВО

№ №	Тип аппарата	Рабочие условия давление, темп - ра	Поверхность охлаждения		Характеристика вентилятора (тип, число лопастей, диаметр колеса, число оборотов в минуту)	Характеристика эл двигателя (мощность, число оборотов в мину- ту)	Производитель- ность аппарата и напор аппарата	Вес ап- парата, кг
			по гладким трубам, м ²	по ореб- ренным трубам, м ²				
1.	КВО	1 0 МПа	275	2000	УК-2М, $n=8$, $D=2,8$ м; $N=245$; 213 мин ⁻¹	$N=25,40$ кВт, $n=425$; 945	300000 м ³ /ч 150000 м ³ /ч	18000
2.	КВО - ВООХ х 2 - Г	0 6 МПа	150х2= 300	1300х2= 2600	УК-2М, $n=8$, $D=2,8$ м, $N=245$; 213 мин ⁻¹	$N=25,40$ кВт, $n=425$, 945	2000000 м ³ /ч 4000000 м ³ /ч $P=3,59$ МПа	22000
3	КВО - 1300 - Г	0 6 МПа	145	1300	УК-2М	— “ —	— “ —	11150
4	КВО - 500х3-В	0 6 МПа	100	1500	осевой МЦ№8	$N=2,8$ кВт, $n=1440$ мин ⁻¹	—	7700
5.	АВЗ	0 6 МПа	-	5200	УК-2М, $n=4$, $D=5,0$ м	$N=100$ кВт, $n=1480$ мин ⁻¹	—	30000
6	АВ - М	0.6 МПа	-	220	МЦ-8, $D=0,8$ м, $N=1440$	$N=2,8$ кВт, $n=1440$ мин ⁻¹	25000 м ³ /ч	1750

Таблица 3

Аппараты воздушного охлаждения малопоточного типа
 Количество труб, площадь сечения и поверхность теплообмена (коэффициент оребрения труб 9)

Число рядов труб	Число ходов по трубам	Общее кол-во труб	Количество труб на один ход								Поверхность теплообмена, м ²				Внутренний диаметр труб, мм	Площадь сечения (f_0) одного хода (средняя) 10 ³ , м ²	
			Номера ходов								наружная (номинальная)		внутренняя				
			1	2	3	4	5	6	7	8	При длине труб, м						
											1,5	3,0	1,5	3,0			
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	
29 4	1	94	94	—	—	—	—	—	—	—					21	32,6	
	2		47	47	—	—	—	—	—	—	—	12	24	9	18	22	35,7
	4		24	23	24	23	—	—	—	—	—	105	220	10	19	21	16,3
																22	17,9
6	1	141	141	-	-	-	-	-	-	-					21	48,8	
	2		71	70	-	-	-	-	-	-	-	18	36	14	28	22	53,6
	3		47	47	47	-	-	-	-	-	-	160	225	15	29	21	24,3
	6		24	23	24	23	24	23	-	-	-					22	26,8
																21	16,3
																22	17,9
																21	8,1
																22	8,9

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	
8	1	188	188	-	-	-	-	-	-	-					21	65,1	
	2		94	94											22	71,5	
	4		47	47	47	47						24	48	19	37	21	32,6
	8		24	23	24	23	24	23	24	23		210	440	20	38	22	35,7
																21	16,3
														22	17,9		
															21	8,1	
															22	8,9	

ПРИМЕЧАНИЯ: 1 Действительная наружная поверхность теплообмена аппарата может отличаться от номинальной на $\pm 5\%$

2. В верхней строке указана наружная поверхность теплообмена на гладкой поверхности у основания ребер, в нижней - по оребренной поверхности

Внутренняя поверхность теплообмена для биметаллических труб указана в верхней строке, для монометаллических - в нижней.

Таблица 4

Аппараты воздушного охлаждения малопоточного типа.

Количество труб, площадь сечения и поверхность теплообмена (коэффициент оребрения труб 14,6)

Число рядов труб	Число ходов по трубам	Общее кол-во труб	Количество труб на один ход								Поверхность теплообмена, м ²				Внутренний диаметр труб, мм	Площадь сечения (f_0) одного хода (средняя) 10 ³ , м ²	
			Номера ходов								наружная (номинальная)		внутренняя				
			1	2	3	4	5	6	7	8	При длине труб, м						
											1,5	3,0	1,5	3,0			
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	
4	1	82	82	—	—	—	—	—	—	—					21	28.4	
	2		41	41	—	—	—	—	—	—	—	10	24	8	16	22	31.2
	4		21	20	21	20	—	—	—	—	—	150	310	8.5	16.5	21	14.2
																22	15.6
															21	7.1	
															22	7.8	
6	1	123	123	-	-	-	-	-	-	-					21	42.6	
	2		62	61	-	-	-	-	-	-	-	16	32	12	24	22	46.8
	3		41	41	41	-	-	-	-	-	-	225	465	13	24.5	21	21.3
	6		21	20	21	20	21	20	-	-	-					22	23.4
																21	14.2
																22	15.6
														21	7.1		
														22	7.8		

Продолжение таблицы 4

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17
8	1	164	164	-	-	-	-	-	-	-					21	56 8
															22	62 3
	2		82	82	-	-	-	-	-	-	-	21	28 4			
												21	31 2			
	4		41	41	41	41	-	-	-	-	21	42	16	32 5	22	31 2
											300	600	17	33	21	14 2
															22	15 6
	8		24	23	24	23	24	23	24	23					21	7 1
															22	7 8

ПРИМЕЧАНИЯ: 1 Действительная наружная поверхность теплообмена аппарата может отличаться от номинальной на +/- 5%

2 В верхней строке указана наружная поверхность теплообмена на гладкой поверхности у основания ребер, в нижней - по оребренной поверхности

Внутренняя поверхность теплообмена для биметаллических труб указана в верхней строке, для монометаллических - в нижней

Аппараты воздушного охлаждения горизонтального типа
 Количество труб, площадь сечения и поверхность теплообмена (коэффициент оребрения труб 9)

33	Число рядов труб		Общее кол-во труб		Количество труб на один ход																Поверхность теплообмена м ²								Внутренний диаметр труб, мм	Площадь сечения (1/2) одного хода (средняя) 10 ⁻² , м ²				
					в секции								в аппарате								При длине труб 4000 мм				при длине труб 8000 мм									
	Число ходов по трубам		в секции		в аппарате		Номера ходов																наружная (номинальная)		внутренняя		наружная (номинальная)			внутренняя				
							1	2	3	4	5	6	7	8	1	2	3	4	5	6	7	8												
	секции	аппарата	секции	аппарата	секции	аппарата	секции	аппарата	секции	аппарата	секции	аппарата	секции	аппарата	секции	аппарата	секции	аппарата	секции	аппарата	секции	аппарата	секции	аппарата										
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30	31				
4	2	94	282	94	-	-	-	-	-	-	-	282	-	-	-	-	-	-	-	-	32	97	25	75	66	197	50	150	21	32,6	97,8			
				47	47	-	-	-	-	-	-	141	141	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	22	35,7	107,1	
				21	16,3	48,9	22	17,9	53,7	21	8,1	24,3	22	8,9	26,7	21	8,1	24,3	22	8,9	26,7	21	8,1	24,3	22	8,9	26,7	21	8,1	24,3	22	8,9	26,7	
				24	23	24	23	-	-	-	-	72	69	72	69	-	-	-	-	-	-	-	290	875	26	78	590	1770	52	156	21	8,1	24,3	
6	1	141	423	141	-	-	-	-	-	-	423	-	-	-	-	-	-	-	-	-	49	147	37	111	98	285	74	222	21	48,8	146,4			
				71	70	-	-	-	-	-	-	213	210	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	22	53,6	160,8
				21	24,3	72,9	22	26,8	80,4	21	24,3	72,9	22	26,8	80,4	21	24,3	72,9	22	26,8	80,4	21	24,3	72,9	22	26,8	80,4	21	24,3	72,9	22	26,8	80,4	
				47	47	47	-	-	-	-	-	141	141	141	141	-	-	-	-	-	-	-	440	1320	39	117	880	2650	78	234	21	16,3	48,9	
				21	16,3	48,9	22	17,9	53,7	21	8,1	24,3	22	8,9	26,7	21	8,1	24,3	22	8,9	26,7	21	8,1	24,3	22	8,9	26,7	21	8,1	24,3	22	8,9	26,7	

Продолжение таблицы 5

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30	31						
8	1	188	564	181	-	-	-	-	-	-	-	564	-	-	-	-	-	-	-	65	194	50	150	130	390	100	300	21	65,1	195,3						
	2			94	94	-	-	-	-	-	-	-	-	282	282	-	-	-	-	-	-													21	32,6	97,8
																																		22	35,7	107,1
4	47	47	47	47	-	-	-	-	-	-	141	141	141	141	-	-	-	-													21	16,3	48,9			
																															22	17,9	53,7			
8	8			24	23	24	23	24	23	24	23	72	69	72	69	72	69	72	69	580	1740	52	156	1165	3500	104	312	21	8,1	24,3						

ПРИМЕЧАНИЯ: 1 Действительная наружная поверхность теплообмена аппарата может отличаться от номинальной на $\pm 5\%$

2 В верхней строке указана наружная поверхность теплообмена на гладкой поверхности у основания ребер, в нижней - по оребренной поверхности

Внутренняя поверхность теплообмена для биметаллических труб указана в верхней строке, для монометаллических - в нижней

Таблица 6

Аппараты воздушного охлаждения горизонтального типа
Количество труб, площадь сечения и поверхность теплообмена (коэффициент оребрения труб 14,6)

53	Число рядов труб		Общее кол-во труб		Количество труб на один ход																Поверхность теплообмена м ²								Внутренний диаметр труб, мм	Площадь сечения (1/6) одного хода (средняя) 10 ³ , м ²			
					в секции								в аппарате								При длине труб 4000 мм				при длине труб 8000 мм								
	в секции		в аппарате		Номера ходов																наружная (номинальная)		внутренняя		наружная (номинальная)		внутренняя						
					1	2	3	4	5	6	7	8	1	2	3	4	5	6	7	8													
	секции	аппарата	секции	аппарата	секции	аппарата	секции	аппарата	секции	аппарата	секции	аппарата	секции	аппарата	секции	аппарата	секции	аппарата	секции	аппарата	секции	аппарата	секции	аппарата	секции	аппарата							
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30	31			
4	2	82	246	82	-	-	-	-	-	-	-	246	-	-	-	-	-	-	-	-	28	85	22	66	57	170	43	130	21	26,4	85,2		
				41	41	-	-	-	-	-	123	123	-	-	-	-	-	-	-	-	-	28	85	22	66	57	170	43	130	21	14,2	42,6	
				21	20	21	20	-	-	-	-	63	60	63	60	-	-	-	-	-	-	-	415	1250	23	70	830	2500	45	135	22	7,6	23,4
				21	20	21	20	-	-	-	-	63	60	63	60	-	-	-	-	-	-	-	415	1250	23	70	830	2500	45	135	22	7,6	23,4
6	123	369	369	123	-	-	-	-	-	-	-	369	-	-	-	-	-	-	-	-	43	129	32	96	85	255	65	195	21	42,6	127,8		
				62	61	-	-	-	-	-	186	183	-	-	-	-	-	-	-	-	-	43	129	32	96	85	255	65	195	21	46,7	140,1	
				41	41	41	-	-	-	-	-	123	123	123	-	-	-	-	-	-	-	-	620	1870	34	102	1265	3800	67	202	21	21,5	64,5
				21	20	21	20	21	20	-	-	63	60	63	60	63	60	63	60	-	-	-	620	1870	34	102	1265	3800	67	202	21	23,6	70,6
21	20	21	20	21	20	-	-	63	60	63	60	63	60	63	60	-	-	-	620	1870	34	102	1265	3800	67	202	21	14,2	42,6				
21	20	21	20	21	20	-	-	63	60	63	60	63	60	63	60	-	-	-	620	1870	34	102	1265	3800	67	202	21	15,6	46,8				
21	20	21	20	21	20	-	-	63	60	63	60	63	60	63	60	-	-	-	620	1870	34	102	1265	3800	67	202	21	7,1	21,3				
21	20	21	20	21	20	-	-	63	60	63	60	63	60	63	60	-	-	-	620	1870	34	102	1265	3800	67	202	21	7,8	23,4				

Продолжение таблицы 6

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30	31						
8	1	164	492	164	-	-	-	-	-	-	-	492	-	-	-	-	-	-	-	57	170	43	129	114	342	87	260	21	56,8	170,4						
	2			82	82	-	-	-	-	-	-	246	246	-	-	-	-	-	-									22	52,3	186,4						
	4			41	41	41	41	-	-	-	-	123	123	123	123	-	-	-	-	-	830	2500	45	135	1700	5100	89	268	21	14,2	42,6					
	8			21	20	21	20	21	20	21	20	63	60	63	60	63	60	63	60	22									15,6	46,8						
																																		21	7,1	21,3
																																		22	7,8	13,4

36

ПРИМЕЧАНИЯ: 1. Действительная наружная поверхность теплообмена аппарата может отличаться от номинальной на $\pm 5\%$.

2. В верхней строке указана наружная поверхность теплообмена на гладкой поверхности у основания ребер, в нижней - по оребренной поверхности.

Внутренняя поверхность теплообмена для биметаллических труб указана в верхней строке, для монометаллических - в нижней.

Таблица 7

Аппараты воздушного охлаждения зигзагообразного типа
 Количество труб, площадь сечения и поверхность теплообмена (коэффициент оребрения труб 9)

Число рядов труб		Общее кол-во труб		Количество труб на один ход																Поверхность теплообмена, м ²				Внутренний диаметр труб, мм		Площадь сечения (f) одного хода (средняя) 10 ⁻² , м ²		
				в секции								в аппарате								наружная (номинальная)		внутренняя						
				Номера ходов																секции	аппарата	секции	аппарата					
1	2	3	4	5	6	7	8	1	2	3	4	5	6	7	8	секции	аппарата	секции	аппарата									
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27		
4	1	94	564	94	-	-	-	-	-	-	-	564	-	-	-	-	-	-	-	-	50	300	37	220	21			
	2			48	46	-	-	-	-	-	-	288	276	-	-	-	-	-	-	-					22			
	4			24	24	24	24	-	-	-	-	144	144	144	132	-	-	-	-	-					-	21		
				12	12	12	12	12	12	12	10	72	72	72	72	72	72	72	60	-					-	440	2650	38
6	1	141	846	141	-	-	-	-	-	-	-	846	-	-	-	-	-	-	-	-	73	440	55	330	21			
	2			75	66	-	-	-	-	-	-	450	396	-	-	-	-	-	-	-					22			
	3			36	36	36	33	-	-	-	-	216	216	216	198	-	-	-	-	-					-	21		
	6			18	18	18	18	18	18	18	15	108	108	108	108	108	108	108	92	-					-	665	4000	58
																								22				

Продолжение таблицы 7

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27	
8	1	188	1128	188	-	-	-	-	-	-	-	492	-	-	-	-	-	-	-	98	590	73	440	21			
	2			96	92	-	-	-	-	-	-	246	246	-	-	-	-	-	-					-	21		
	4			48	48	48	44	-	-	-	-	123	123	123	123	-	-	-	-	-	885	5300	76,5	460	21		
	8			24	24	24	24	24	24	24	20	144	144	144	144	144	144	144	120	21					9,1	54,6	

- ПРИМЕЧАНИЯ:** 1. Действительная наружная поверхность теплообмена аппарата может отличаться от номинальной на +/- 5%
2. В верхней строке указана наружная поверхность теплообмена на гладкой поверхности у основания ребер, в нижней - по оребренной поверхности
- Внутренняя поверхность теплообмена для биметаллических труб указана в верхней строке, для монометаллических - в нижней.

Таблица 8

Аппараты воздушного охлаждения зигзагообразного типа.
Количество труб, площадь сечения и поверхность теплообмена (коэффициент оребрения труб 14,6)

6Э	Число рядов труб		Общее кол-во труб		Количество труб на один ход																Поверхность теплообмена, м ²				Внутренний диаметр труб, мм	Площадь сечения (\varnothing) одного хода (средняя) 10 ³ , м ²	
	Число ходов по трубам		в секции	в аппарате	в секции								в аппарате								наружная (номинальная)		внутренняя			секции	аппарата
					Номера ходов																секции	аппарата	секции	аппарата			
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20						21	22
4	82	492	1	82	-	-	-	-	-	-	-	492	-	-	-	-	-	-	-	-	43	260	32	195	21	28,4	170,4
			2	44	38	-	-	-	-	-	-	-	264	228	-	-	-	-	-	-	22	31,2	187,2	21	14,2	95,2	
			4	24	20	20	18	-	-	-	-	-	144	120	120	108	-	-	-	-	22	15,6	93,6	21	7,1	42,6	
			8	12	12	12	12	8	8	8	10	72	72	72	72	48	48	48	60	625	3750	34	205	21	3,5	21,0	
6	123	738	1	123	-	-	-	-	-	-	-	738	-	-	-	-	-	-	-	-	65	390	48	290	21	42,6	255,6
			2	63	60	-	-	-	-	-	-	-	378	360	-	-	-	-	-	-	22	46,8	280,8	21	21,3	127,8	
			3	33	30	30	30	-	-	-	-	-	198	180	180	180	-	-	-	-	22	23,4	140,4	21	10,6	63,6	
			6	21	18	18	18	12	12	12	12	126	108	108	108	72	72	72	72	940	5650	52	310	21	5,3	31,8	
																								22	5,8	34,8	

Продолжение таблицы 8

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27	
8	1	188	1128	164	-	-	-	-	-	-	-	984	-	-	-	-	-	-	-	85	510	65	390	21	56,6	340,8	
	2			88	76	-	-	-	-	-	-	-	528	456	-	-	-	-	-					-	22	62,3	373,8
	4			48	40	40	36	-	-	-	-	-	288	240	240	216	-	-	-	-	1250	7500	68	410	21	14,2	85,2
	8			24	24	24	24	16	16	16	20	144	144	144	144	96	96	96	120	22					15,6	93,6	
																								21	7,1	42,6	
																									22	7,8	46,8

ПРИМЕЧАНИЯ: 1. Действительная наружная поверхность теплообмена аппарата может отличаться от номинальной на $\pm 5\%$.

2. В верхней строке указана наружная поверхность теплообмена на гладкой поверхности у основания ребер, в нижней - по оребренной поверхности.

Внутренняя поверхность теплообмена для биметаллических труб указана в верхней строке, для монометаллических - в нижней.

Таблица 9

Материальное исполнение аппаратов воздушного охлаждения

Исполнение аппаратов по материалу	Давление условное в аппарате, МПа	Рабочая t °С в аппарате	Материал					
			Трубы		Решетки трубные	Крышки	Прокладки асбесталлические	
			внутренние	наружные				
41	0,6	от -40 °С	Сталь 10 и 20	Сплав АД1 ГОСТ 11535-65	Сталь 16 ГС ГОСТ 5520-69	Сталь 20Л-П, Сталь 20-Л-П ГОСТ 977-65 Сталь 20Х5МЛ Сталь 20Х5ТЛ ГОСТ 2176-67	Картон асбестовый ГОСТ 2858-58 в оболочке из сплава АД ГОСТ 13722-68** Картон асбестовый ГОСТ 2858-58 в оболочке из стали ОХ13-МГОСТ 4986-54*	
		до +450 °С	ГОСТ 8734-58					
	1,0	от -40 °С	Сталь Х5М		Сталь 16 ГС + Сталь Х18Н10Т ГОСТ 10885-64*			Сталь Х5М ГОСТ 7350-86 группа А
		до +475 °С	ГОСТ 550-58					
	1,6	от -40 °С	Сталь ОХ13		Сталь 09Г2С + Сталь Х18Н10Г ГОСТ 10885-64*			Сталь 10 Х 18Н9ТЛ ГОСТ 2176-67
		до +300 °С	ГОСТ 9941-62					
	2,5	от -40 °С	Сталь Х8		Сталь 16ГС + Сталь Х17Н13М2Т ГОСТ 10885-64*			Сталь 16ГС + Сталь ОХ17Н16М3Т ГОСТ 10885-64*
		до +475 °С	Сталь ОХ22					
	4,0	от -40 °С	Н5Т		Сталь 09Г2С + Сталь Х17Н13М2Т ГОСТ 10885-64*			Сталь 09Г2С + Сталь ОХ17Н16М3Т ГОСТ 10885-64*
		до +475 °С	Сталь ОХ21Н6М2Т, ГОСТ 9941-62					
6,4	от -60 °С	Сталь ОХ21Н6М2Т, ГОСТ 9941-62	Сталь 16 ГС ГОСТ 5520-69 с наплавкой из латуни ЛО62-1 или Л-63 ГОСТ 1019-47*	Сплавы АМГ5 и АМГ6 ГОСТ 4784-65*				
	до +475 °С	Сталь Х18Н10Т ГОСТ 9941-62						
М 1 У	от -60 °С	Сталь ХАМ13М2Т	Сталь 20Л П Сталь 20Л III ГОСТ 977-65	Сталь 20Л П Сталь 20Л III ГОСТ 977-65				
	до +475 °С	Сталь ОХ17Н16М3Т						
М 1 А	от -40 °С	Сталь ОХ17Н16М3Т	Сталь 16 ГС ГОСТ 5520-69	Сплавы АМГ5 и АМГ6 ГОСТ 4784-65*				
	до +250 °С	ГОСТ 9941-62						
1,0	от -40 °С	Латунь ЛОМШ 70-1-0,06	Сплавы АМГ5 и АМГ6 ГОСТ 4784-65*	Сплавы АМГ5 и АМГ6 ГОСТ 4784-65*				
	до +150 °С	Латунь ЛОМШ 70-1-0,06						
1,6	от -40 °С	ГОСТ 494-69	Сплавы АМГ5 и АМГ6 ГОСТ 4784-65*	Сплавы АМГ5 и АМГ6 ГОСТ 4784-65*				
	до +150 °С	Сплав АМГ2 и АД1 ГОСТ 11535-65						

Таблица 10

Ориентировочные значения сопротивлений загрязнений ($m^2 \cdot град/вт$) со стороны различных продуктов ($r_{з.вн.}$).

1. Масла технические

Топочные мазуты	0,00086
Чистые циркулирующие масла	0,00017
Машинные и трансформаторные масла	0,00017
Растительное масло	0,00068

2. Газы и пары технические

Газ коксовых печей и другие фабричные газы	0,0017
Выхлопные газы дизелей	0,0017
Пары органических веществ	0,000086
Водяной пар (не замасленный)	0
Водяной пар (замасленный) отработанный, из поршневых машин	0,00017
Холодильные пары (замасленные из поршневого компрессора)	0,00034
Воздух	0,00034

3. Жидкости технические

Органические	0,00017
Холодильные жидкости, греющие, охлаждающие и испаряющие	0,00017
Рассол (охлаждающий)	0,00017

4. Атмосферные установки

Пары верхней фракции (головка)	0,00025
не подвергающиеся обработке	0,00025
подлежащие обработке	0,00051
Боковые фракции	0,00025

5. Вакуумные установки

Сырьевой поток (см. п. 6)	
Пары верхней фракции (в холодильниках-конденсаторах)	
из ректификационной колонны	0,00017
из фляшинг колонны	0,00068
Боковые фракции в холодильниках	0,00034
Остаток (гудрон)	0,00086
Дистиллатный остаток	0,00034

6. Нефть

Подготовка нефти	Температура, °С		Скорость, м/сек		
			< 0.6	0.6 ÷ 1.2	> 1.2
Обезвоженная (обессоленная)	-17	93	0.00051	0.00034	0.00034
	93	149	0.00051	0.00034	0.00034
	149	260	0.00068	0.00051	0.00034
		260	0.00086	0.00068	0.00051
Обезвоженная (необессоленная)	-17	93	0.00051	0.00034	0.00034
	93	149	0.00086	0.00068	0.00068
	149	260	0.0011	0.00086	0.00068
		260	0.0012	0.0011	0.00086

7. Крекинг - установки

Сырье - нефть (см. п. 6)	
Сырье - газойль	
до 238°С	0,00034
238°С и выше	0,00051
Сырье - лигроин	
до 238°С	0,00034
238°С и выше	0,00068
Пары из сепаратора, испарителя	0,0011
Пары из ректификационной колонны	0,00034
Остаток	0,0017

8. Абсорбционные установки (газобензиновые заводы)

Газ	0,00034
Жирное масло	0,00017
Тощее масло	0,00034
Пары верхней фракции	0,000085
Бензин	0,000085

9. Установки стабилизации бензина

Сырье - нестабильный бензин	0,000085
Пары верхней фракции	0,000085
Продукт холодильников и теплообменников	0,000085
Продукт рибойлеров	0,00017

10. Установки газофракционирующие и алкилирующие

Сырье	0,00017
Пары верхней фракции	0,00017
Продукт холодильников	0,00017
Продукт рибойлеров	0,00034
Загрузка реактора	0,00034

11. Маслоочистные установки

Сырье - смесь масла с растворителем	0,00034
Пары верхней фракции	0,00017
Очищенное масло	0,00017
Теплообменные аппараты очищенного масла, охлаждаемые водой	0,00051
Смолы: в теплообменниках	0,00086
в холодильниках	0,00051
Растворитель	0,00017

12. Установки деасфальтизации

Сырье - масло	0,00034
Растворитель	0,00017
Асфальт и смолы	
в теплообменниках и парогенераторах	0,00085
в холодильниках	0,00051
Пары растворителя	0,00017
Очищенное масло	0,00017
Очищенное масло, охлаждаемое водой	0,00051

13. Обессеривающие установки

Пары верхней Фракции	0,00017
Теплообменники - холодильники	
раствора	0,00025
рибойлера	0,00025

14. Установки депарафинизации

Смазочное масло	0,00017
Растворитель	0,00017
Смесь масла с парафином нагреваемая	0,00017
Смесь масла с парафином охлаждаемая	0,00051

15. Вода

Температура воды, °С	52		53	
	< 0.9	> 0.9	< 0.9	> 0.9
Скорость воды, м/сек				
Морская вода	0.000086	0.000086	0.00017	0.00017
Оборотная вода				
подготовленная	0.00017	0.00017	0.00034	0.00034
не подготовленная	0.00051	0.00051	0.00086	0.00086
Речная вода				
чистая	0.00034	0.00017	0.00051	0.00034
средняя	0.00051	0.00034	0.00068	0.00051
Сильно загрязненная	0.00138	0.0011	0.0017	0.00138
Жесткая	0.00051	0.00051	0.00086	0.00086
Дистиллированная	0.000086	0.000086	0.000086	0.000086
Питательная (для котлов)	0.00017	0.000086	0.00017	0.00017

Некоторые значения тепловой напряженности и коэффициентов теплопередачи
в аппаратах воздушного охлаждения

№№ п/п	Наименование процесса	Тепловая напряжен- ность — q кДж/м ² ·час	Коэффициент теплопередачи — k , кДж/м ² ·ч·град, отнесенный к полной поверхности
1	2	3	4
1.	Конденсация и охлаждение фракции Н.К. — 140°С, газа и водяных паров	5850	150
2.	Конденсация и охлаждение фракции 140 ÷ 180°С и водяного пара	4600	84
3.	Холодильник дизельного топлива	4800	84
4.	Конденсация и охлаждение паров бензола	6700	80
5.	Конденсация и охлаждение паров ксилола	8500	105
6.	Конденсация и охлаждение фракции 180°С и водяного пара	6900	125
7.	Конденсация и охлаждение фракции Н. К. 105°С, газа CH ₄	7100	102
8.	Конденсация и охлаждение фракции 105 ÷ 140°С	9200	88
9.	Конденсация и охлаждение фракции Н. К. 62°С	5000	106
10.	Охлаждение фракции 180 ÷ 240°С	4800	90
11.	Охлаждение этилбензола	6300	92

1	2	3	4
12.	Конденсация и охлаждение толуола	6700	62
13.	Охлаждение ароматических углеродов	8800	84
14.	Охлаждение газопродуктовой смеси	4300	98
15.	Охлаждение паровой смеси	5600	91
16.	Охлаждение парогазовой смеси	7500	168
17.	Конденсация и охлаждение паров бензина, газа C ₄ и водяного пара	7200	156
18.	Охлаждение дизельного топлива	4400	93
19.	Охлаждение керосина	5300	92
20.	Конденсация и охлаждение растворителя	4600 ÷ 5600	135 ÷ 172
21.	Конденсация и охлаждение бензина	5300 ÷ 5500	147 ÷ 154
22.	Охлаждение бензина	6600	168
23.	Конденсация и охлаждение водяного пара	6500	197
24.	Охлаждение средней фракции установки азеотропной перегонки	4600	130
25.	Конденсация и охлаждение азеотропной смеси	8000	248
26.	Конденсация и охлаждение метанола	8400	239
27.	Конденсация и охлаждение бензино - лигроиновой фракции	5800	133
28.	Конденсация и охлаждение ацетона - толуольной смеси	4800	138

График Б

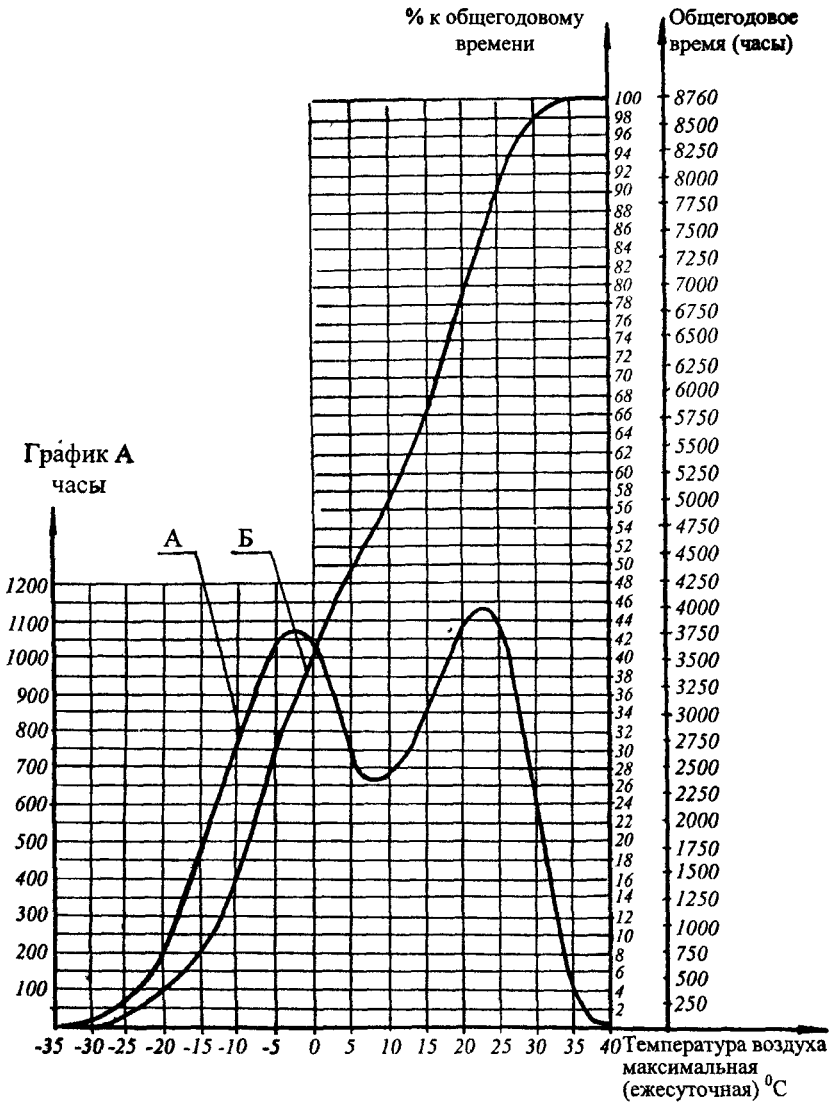
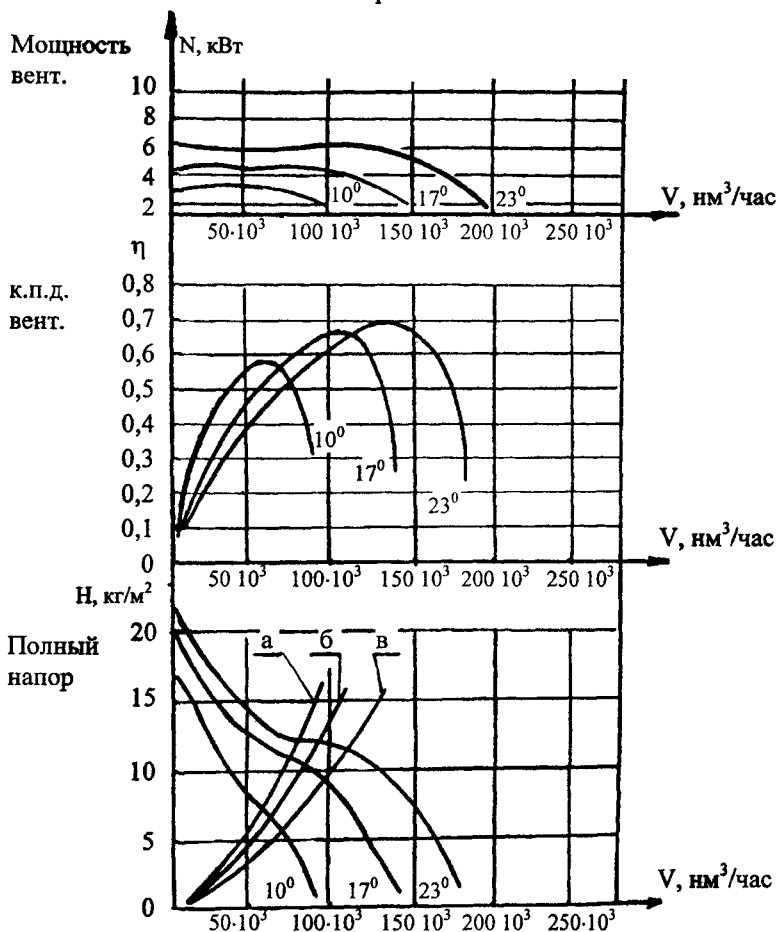


Рис.1. Зависимость расчетной температуры воздуха от общегодового рабочего времени

Число оборотов – 213 об/мин



а – для 8^н рядной пары, б – для 6^н рядной пары, в – для 4^н рядной пары

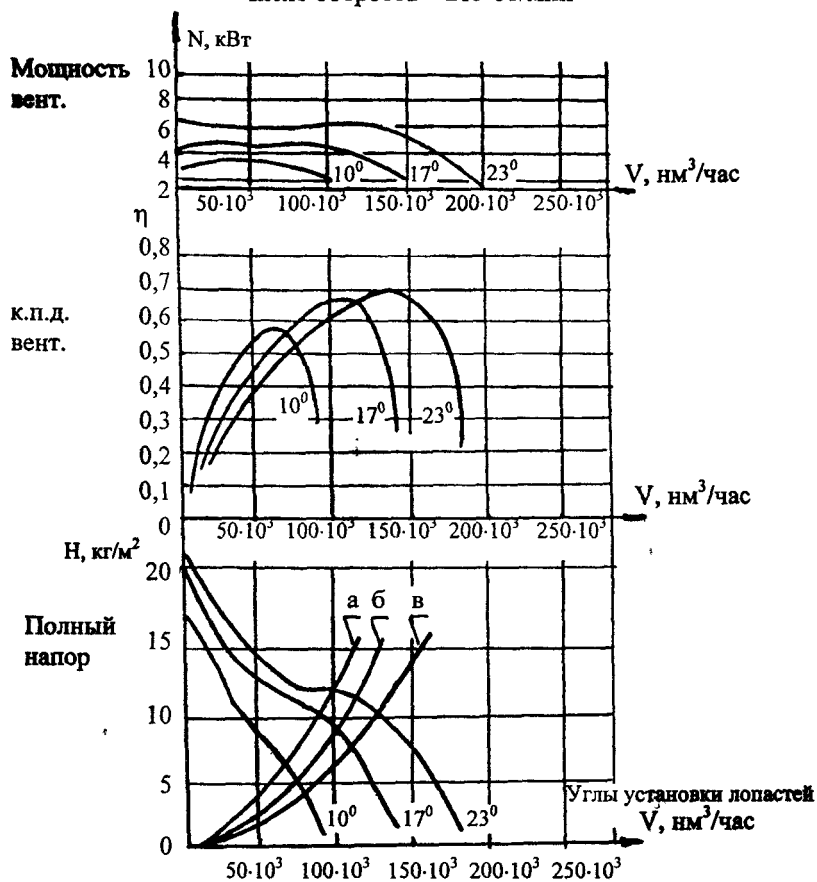
Рис.2. Аэродинамическая характеристика вентилятора и секций с трубами $\phi = 14,6$ аппаратов воздушного охлаждения горизонтального типа

Тип колеса ЦАГИ УК-2М

Диаметр колеса – 2800 мм

Число лопастей – 8

Число оборотов – 213 об/мин



а – для 8^н рядной пары, б – для 6^н рядной пары, в – для 4^н рядной пары

Рис.3. Аэродинамическая характеристика вентилятора и секций с трубами $\phi = 9$ аппаратов воздушного охлаждения горизонтального типа

Тип колеса ЦАГИ УК-2М
Диаметр колеса – 2800 мм
Число лопастей – 8

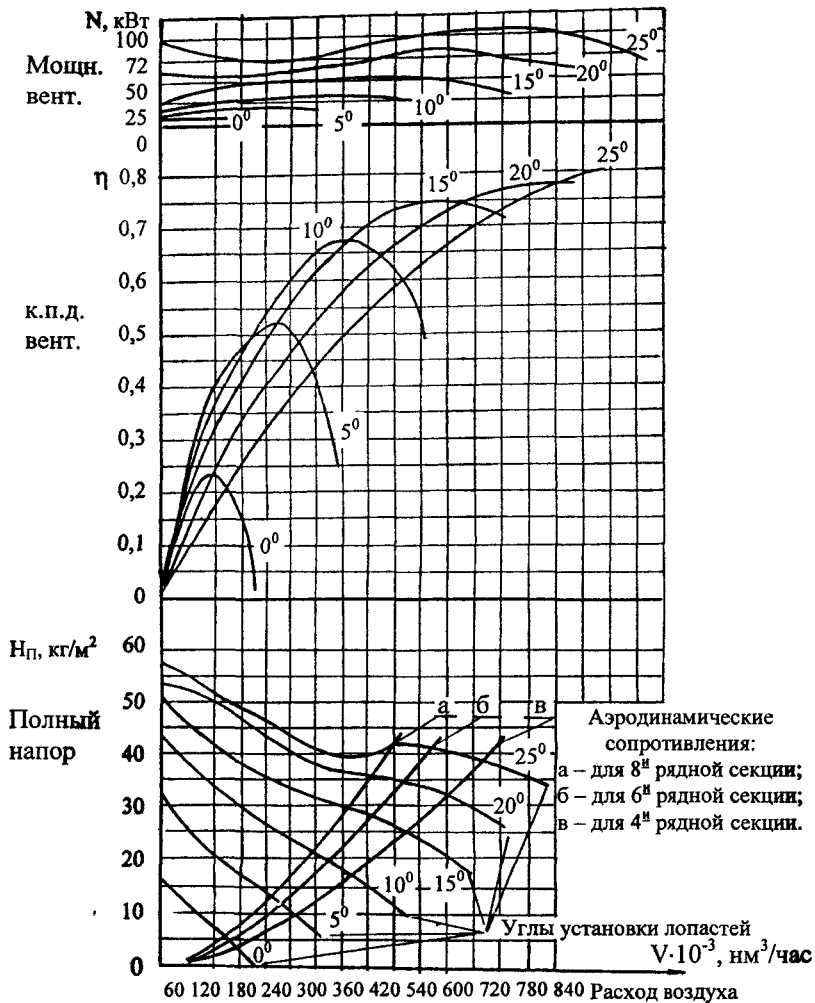


Рис.4. Аэродинамическая характеристика вентилятора и секций с трубами $\phi = 14,6$ аппаратов воздушного охлаждения горизонтального типа

Тип колеса ЦАГИ УК-2М
 Диаметр колеса – 5000 мм
 Число лопастей – 4
 Число оборотов – 250 об/мин

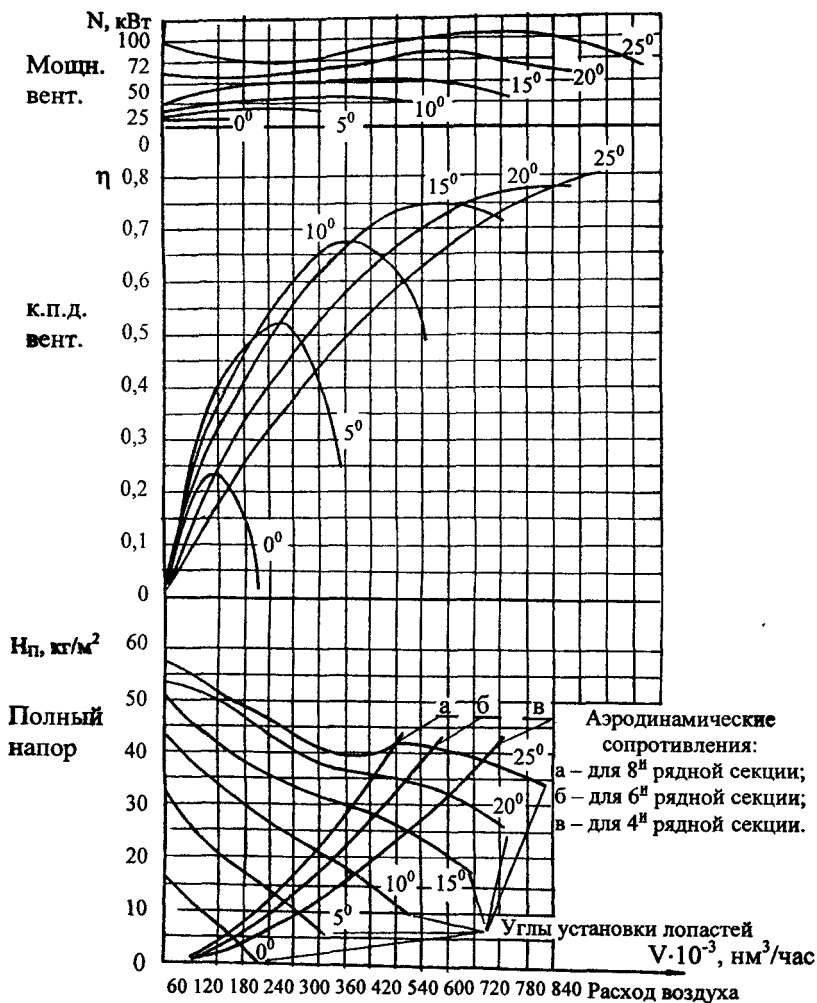


Рис.5. Аэродинамическая характеристика вентилятора и секций с трубами $\phi = 9$ аппаратов воздушного охлаждения горизонтального типа

Тип колеса ЦАГИ УК-2М
 Диаметр колеса — 5000 мм
 Число лопастей — 4
 Число оборотов — 250 об/мин

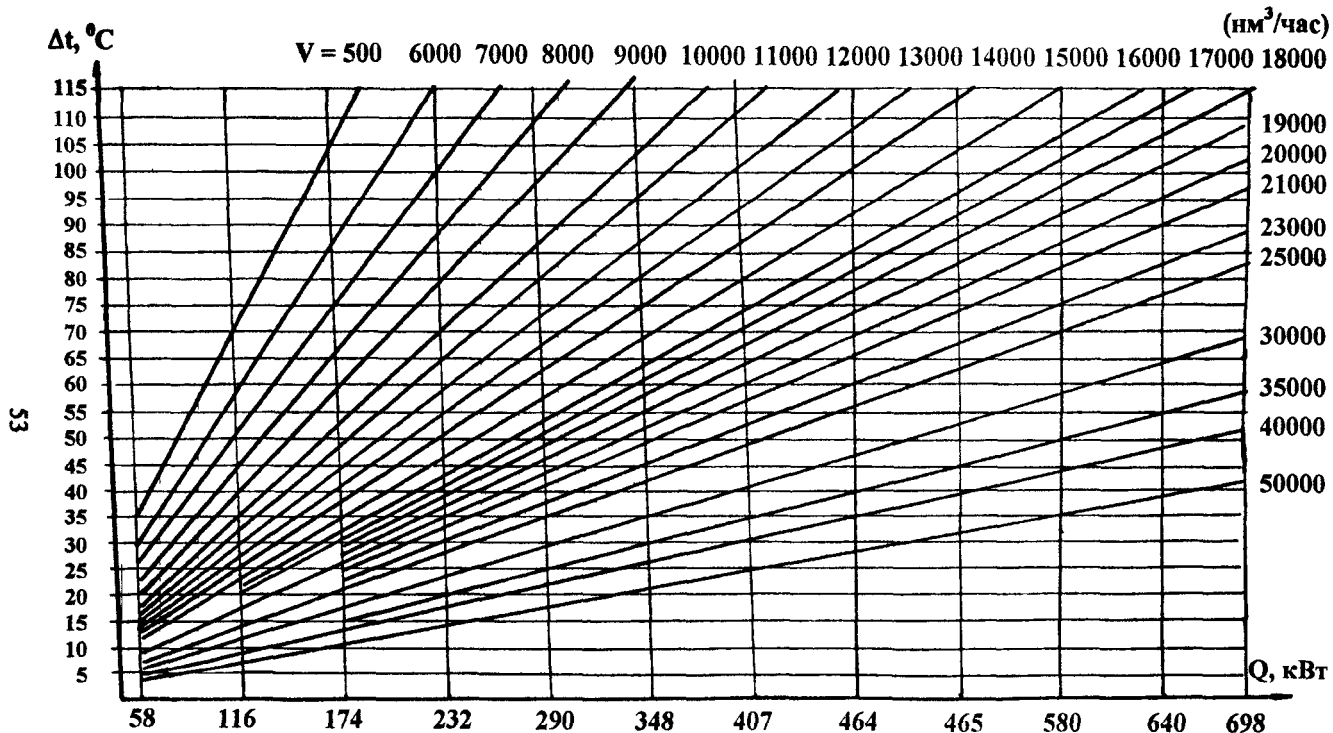


Рис.6. Зависимость температуры подогрева воздуха от теплопроизводительности при различной производительности вентилятора

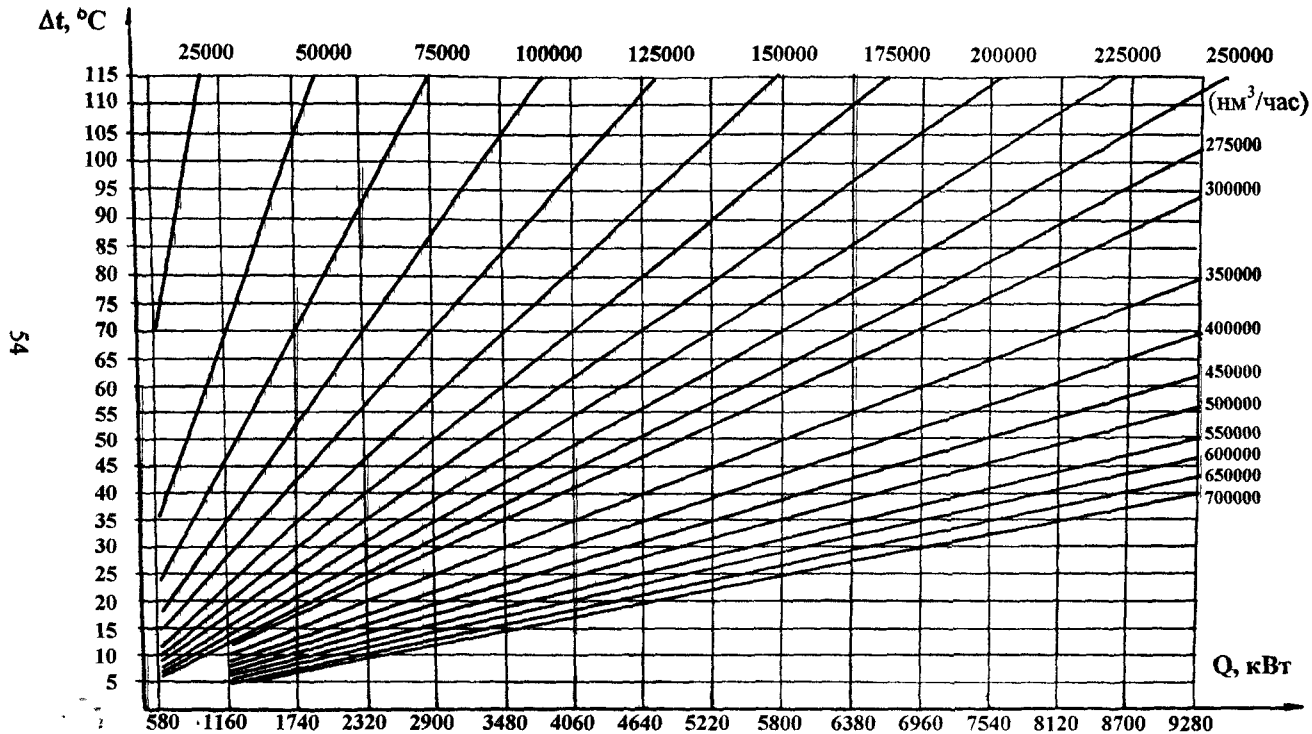


Рис. 7. Зависимость температуры подогрева воздуха от теплопроизводительности при различной производительности вентилятора

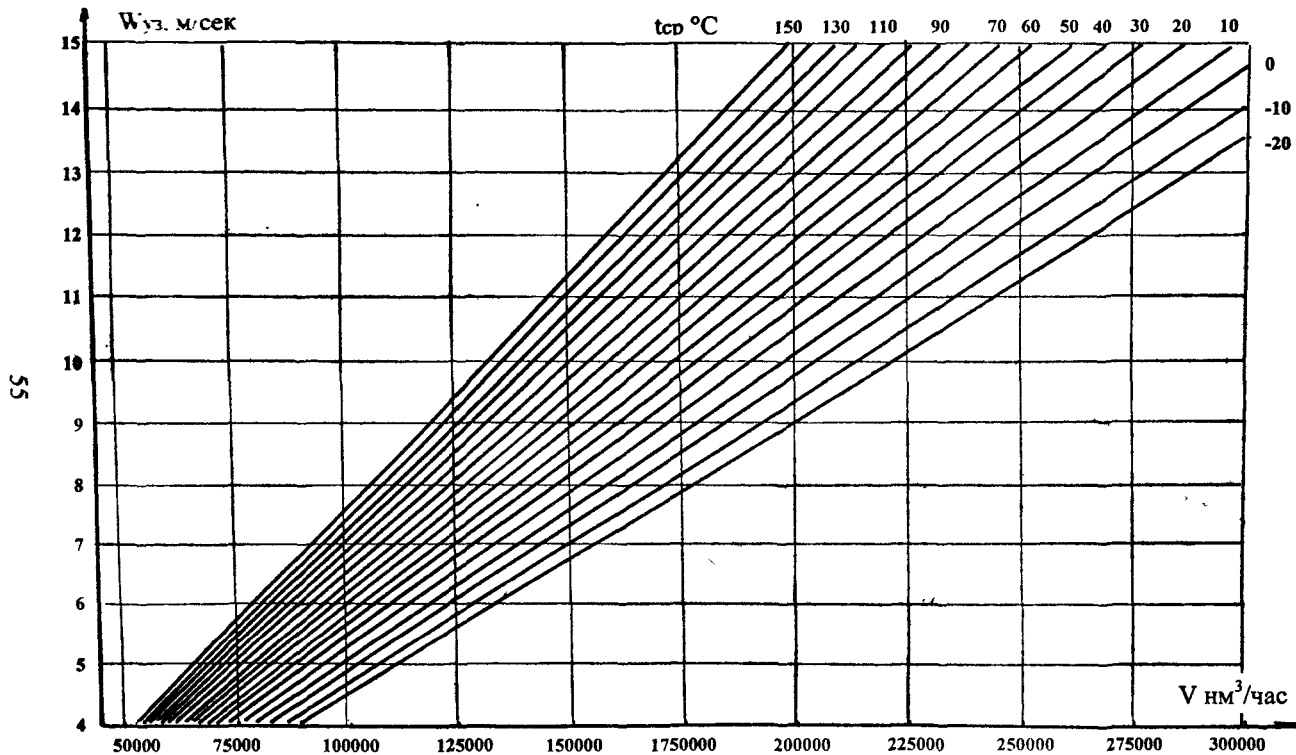


Рис.8. Зависимость скорости воздуха в узком сечении от производительности вентилятора при различных значениях средней температуры для аппаратов горизонтального типа (АВГ)

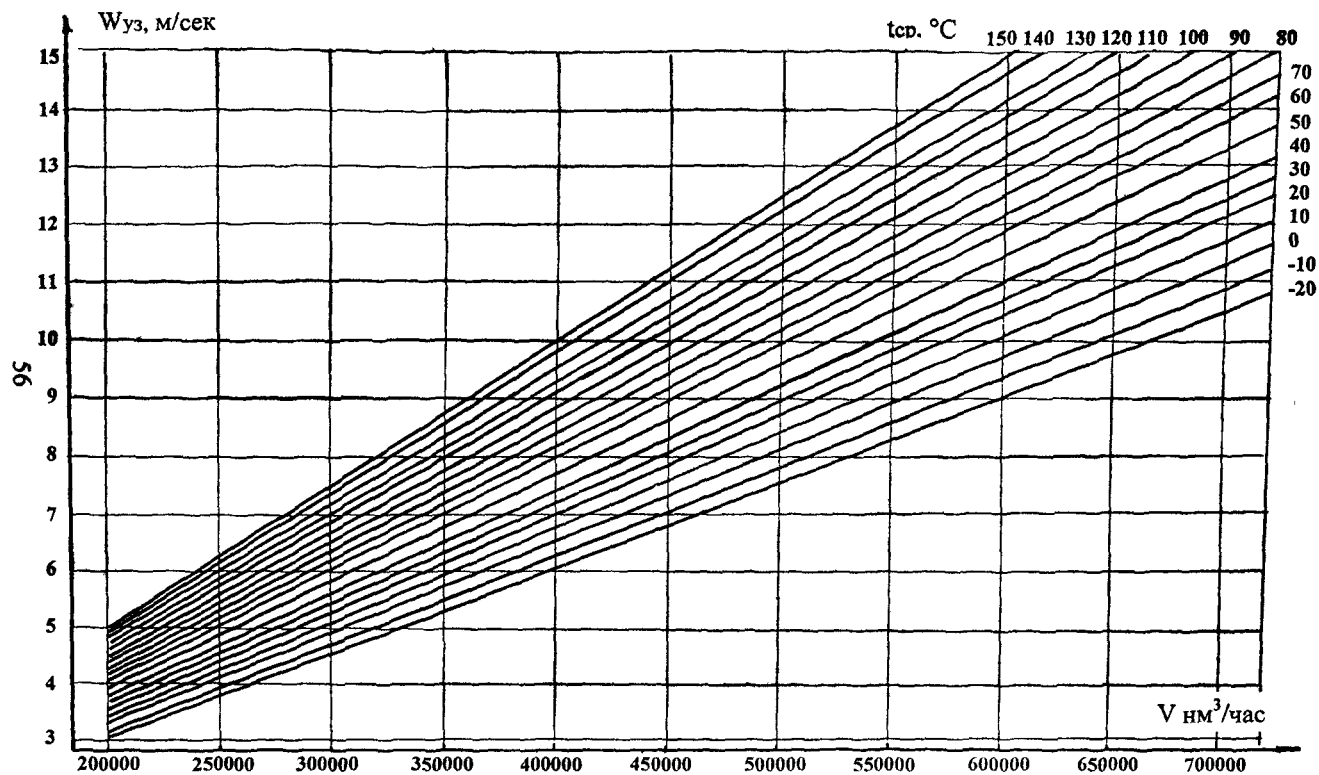


Рис.9. Зависимость скорости воздуха от производительности вентилятора при различных значениях средней температуры воздуха для аппаратов зигзагообразного типа (АВЗ)

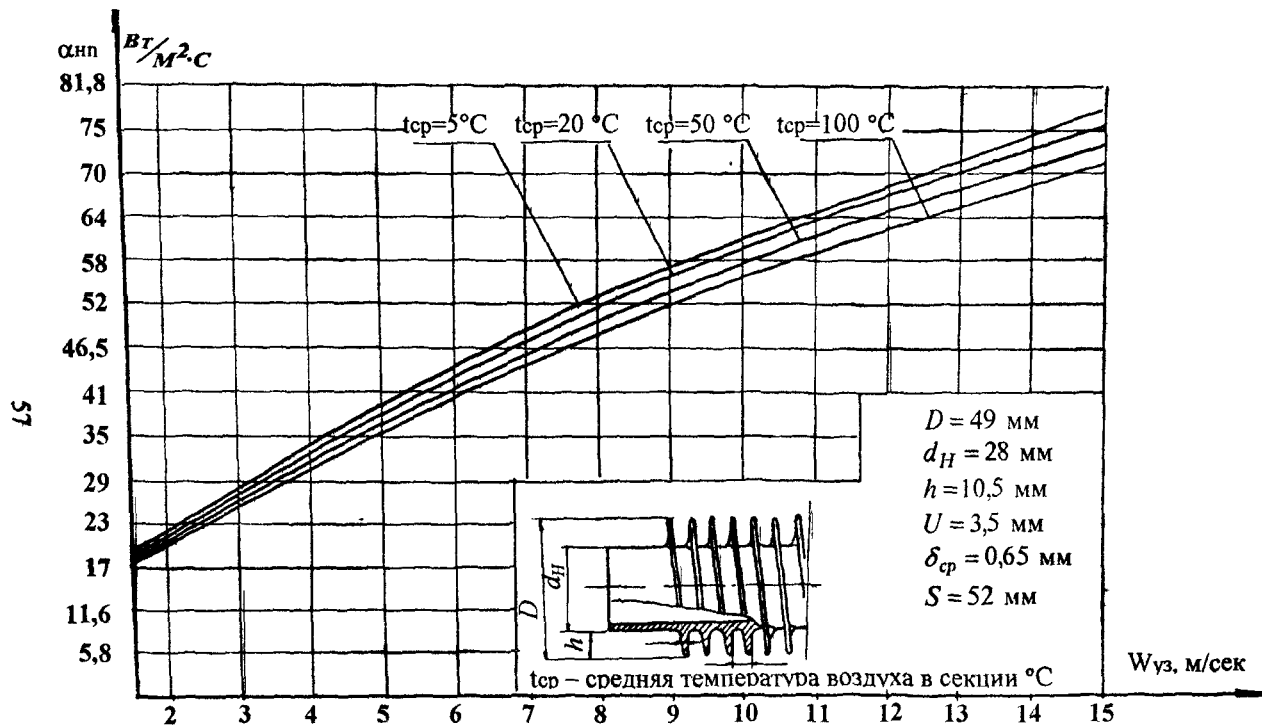


Рис.10. Зависимость коэффициента теплоотдачи к воздуху от скорости воздуха в узком сечении.
 Трубы монометаллические $D=49 \text{ мм}$ (алюминий АМ-2) $\varphi=9$ $\psi=11,4$

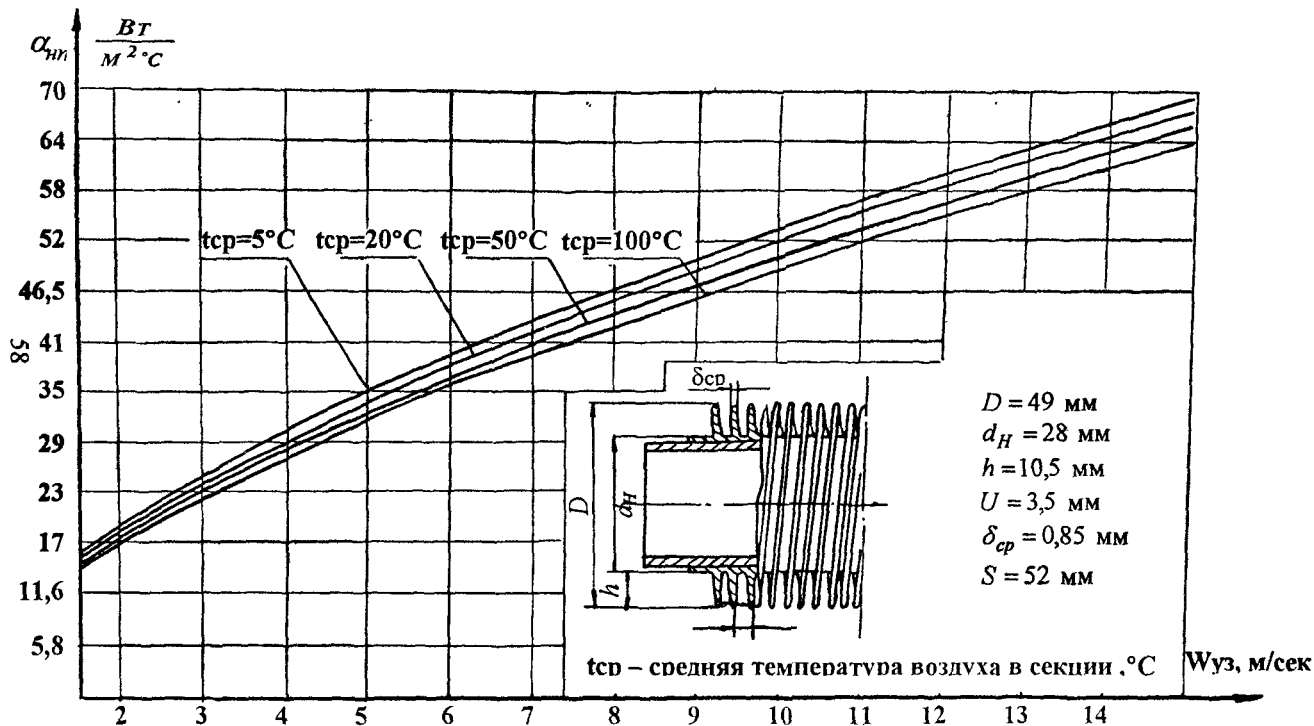


Рис.11. Зависимость коэффициента теплоотдачи к воздуху от скорости воздуха в узком сечении.

Трубы биметаллические $D = 49 \text{ мм}$ (сталь X18H10T + алюминий АД-1, сталь X18H13M2T + алюминий АД-1) $\varphi = 9$ $\psi = 11,4$

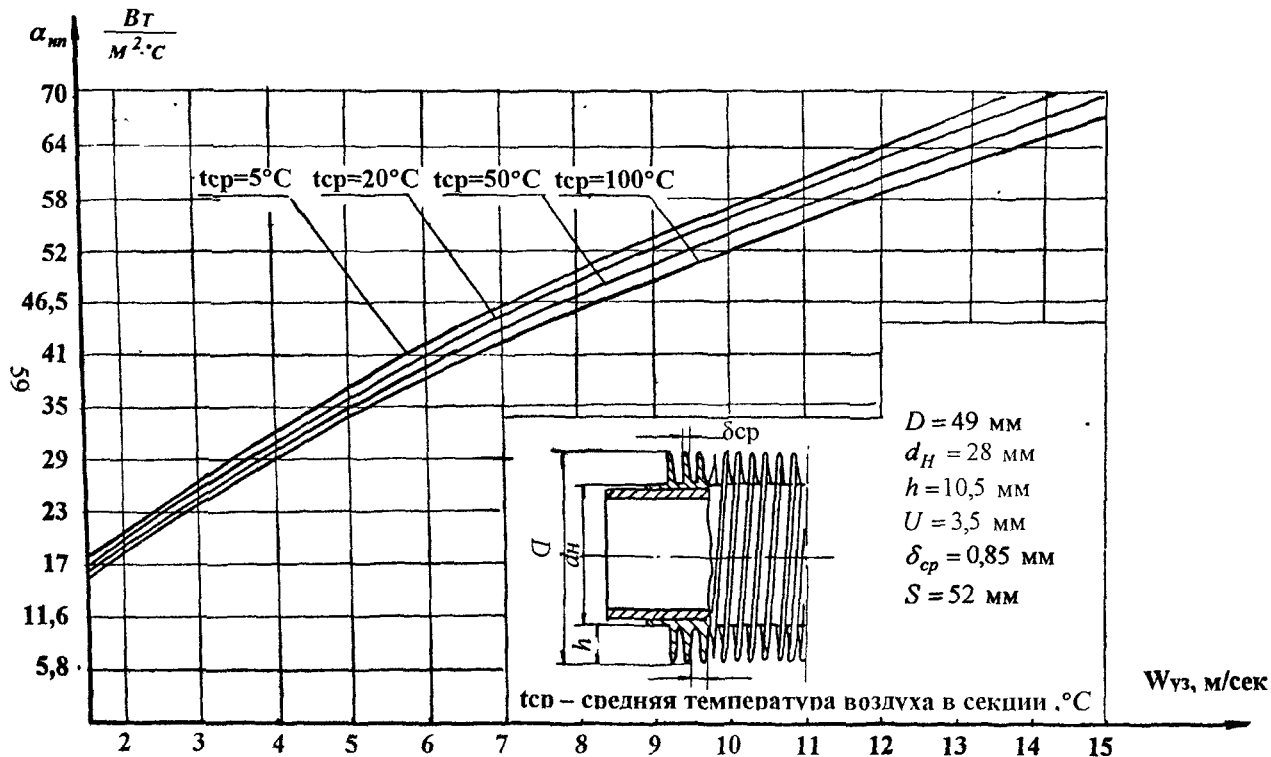


Рис.12. Зависимость коэффициента теплоотдачи к воздуху от скорости воздуха в узком сечении.
 Трубы биметаллические $D = 49 \text{ мм}$ (латунь + алюминий АД1) $\varphi = 9$ $\psi = 11,4$

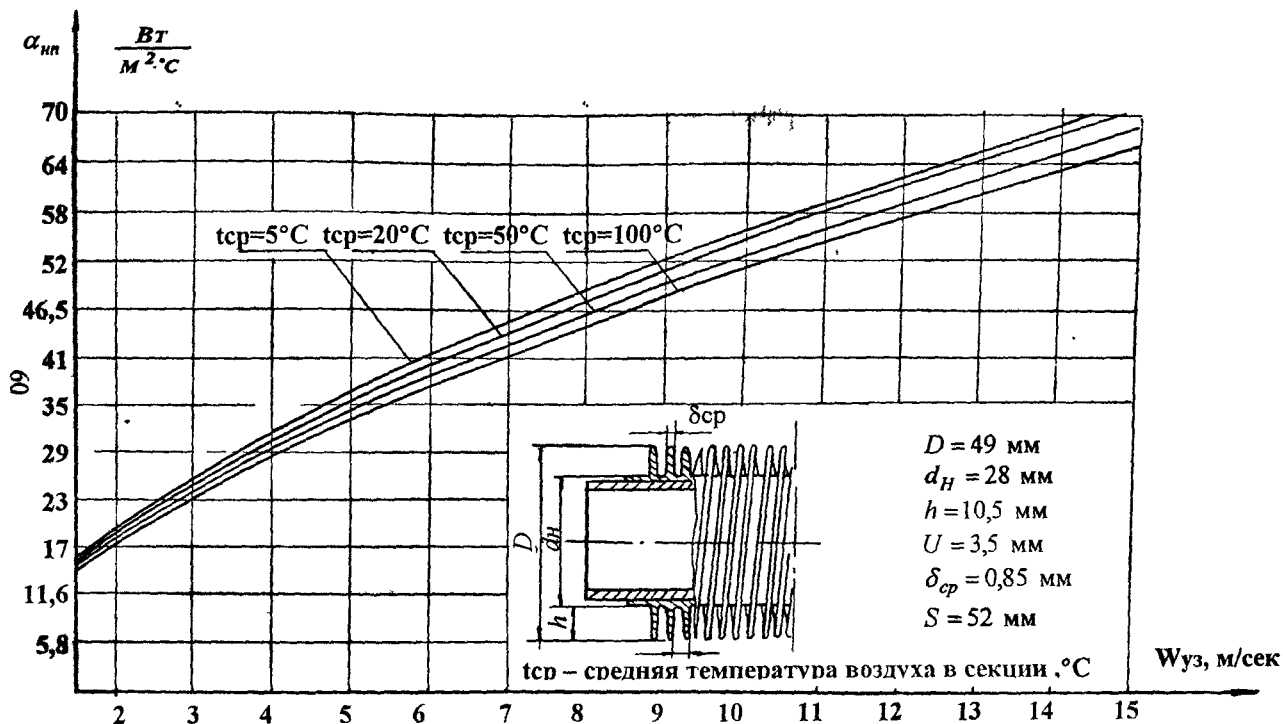


Рис.13. Зависимость коэффициента теплоотдачи в воздухе от скорости воздуха в узком сечении. Трубы биметаллические $D = 49$ мм (сталь углеродистая 10 или 20 + алюминий АД1, сталь X5M и X8 + алюминий АД1) $\varphi = 9$ $\psi = 12$

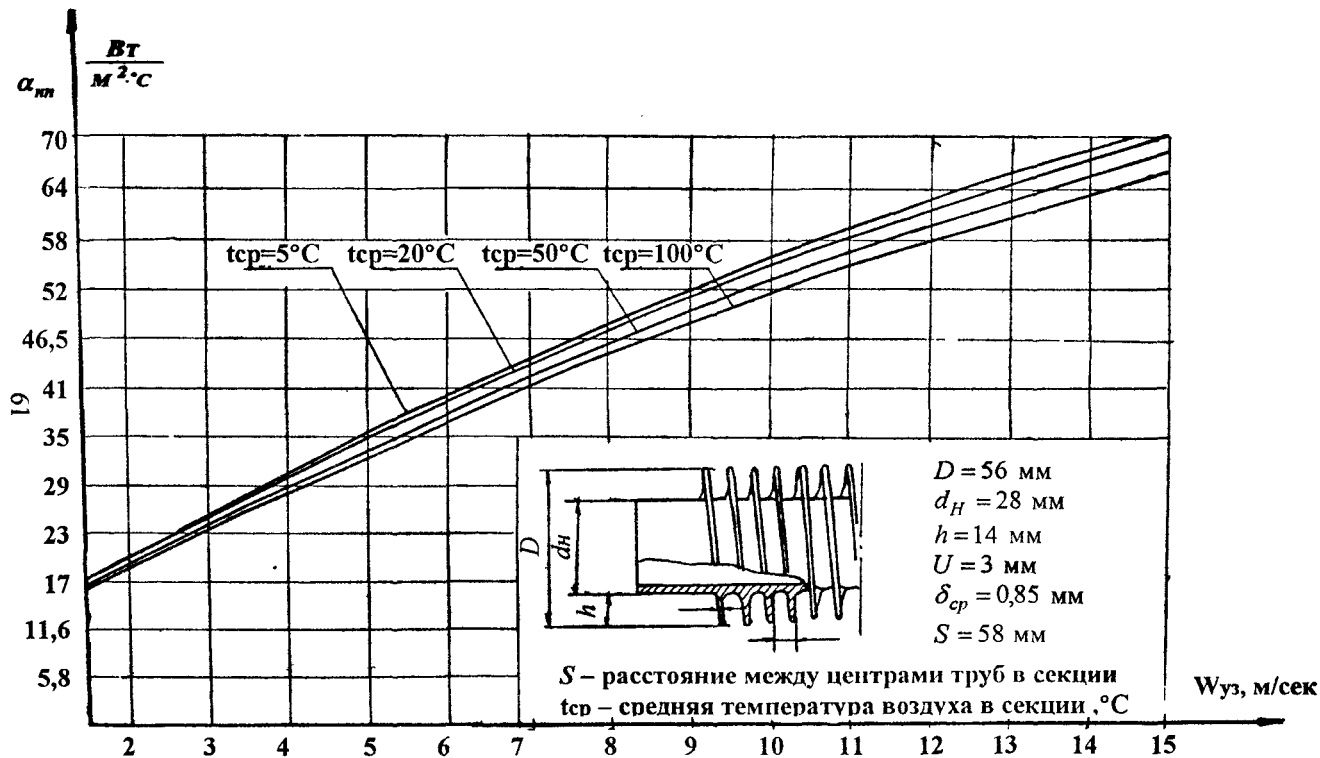


Рис.14. Зависимость коэффициента теплоотдачи к воздуху от скорости воздуха в узком сечении.
 Трубы монометаллические $D = 56 \text{ мм}$ (алюминий Аmг2) $\varphi = 14,6$ $\psi = 18,7$

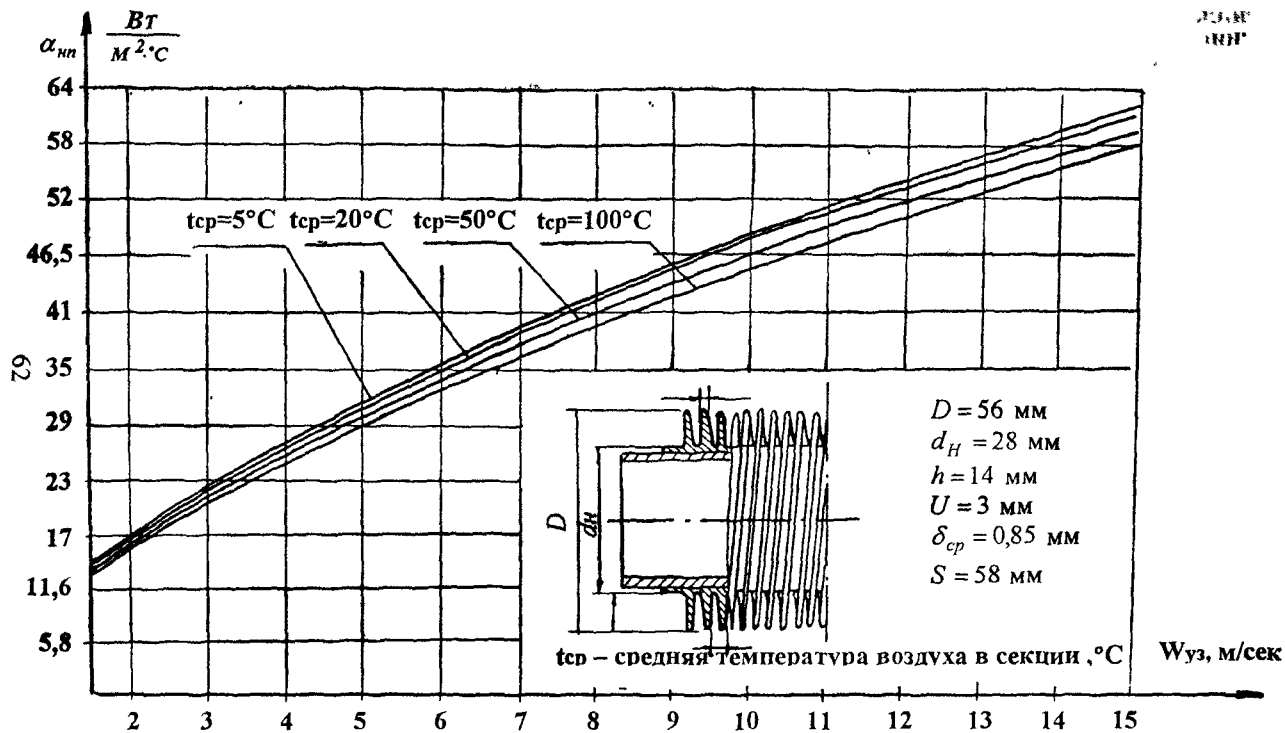


Рис.15. Зависимость коэффициента теплоотдачи к воздуху от скорости воздуха в узком сечении.

Трубы биметаллические $D = 56$ мм (сталь 1X18Н10Т + алюминий АД1, сталь X18Н13М2Т + алюминий АД1) $\varphi = 14,6$ $\psi = 19,6$

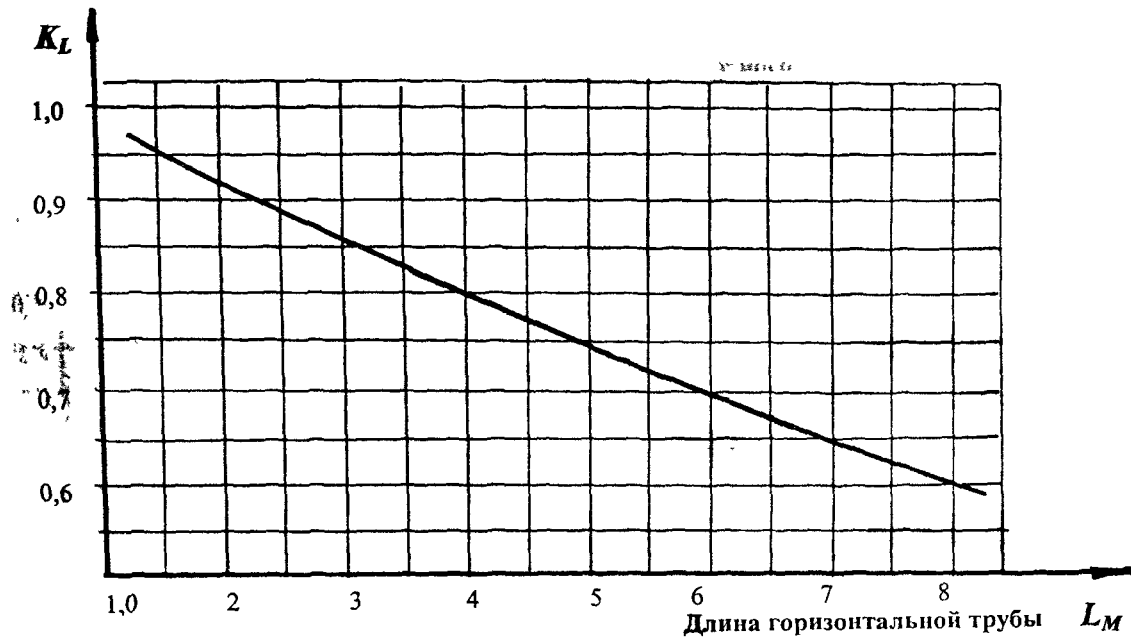


Рис.16. Поправочный коэффициент, учитывающий наличие пленки конденсата при конденсации внутри горизонтальных труб

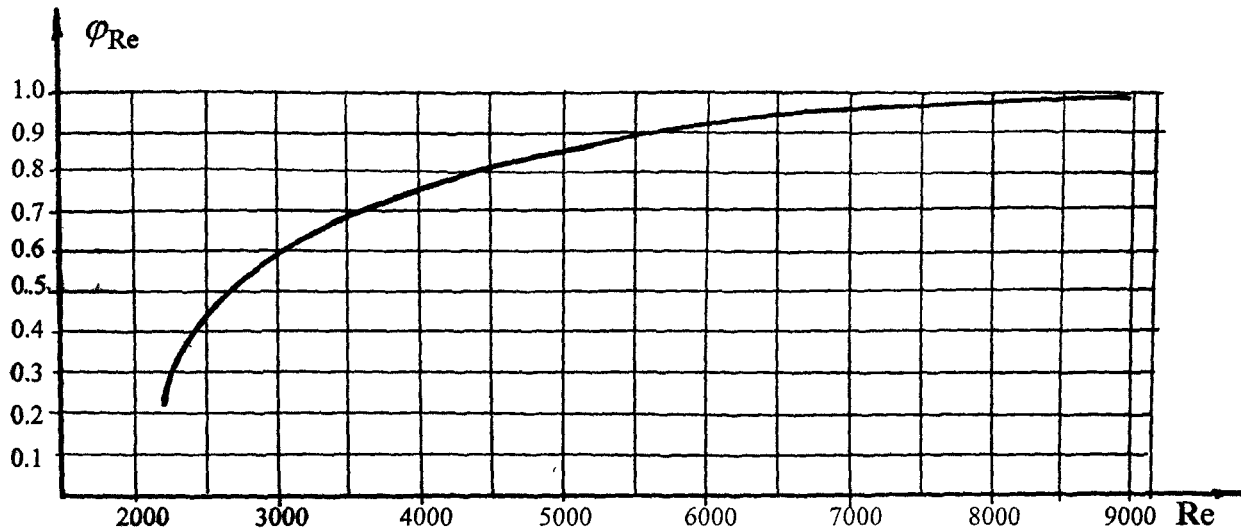


Рис.17. Поправочный коэффициент φ_{Re} для переходного режима ($2200 < Re < 10000$)

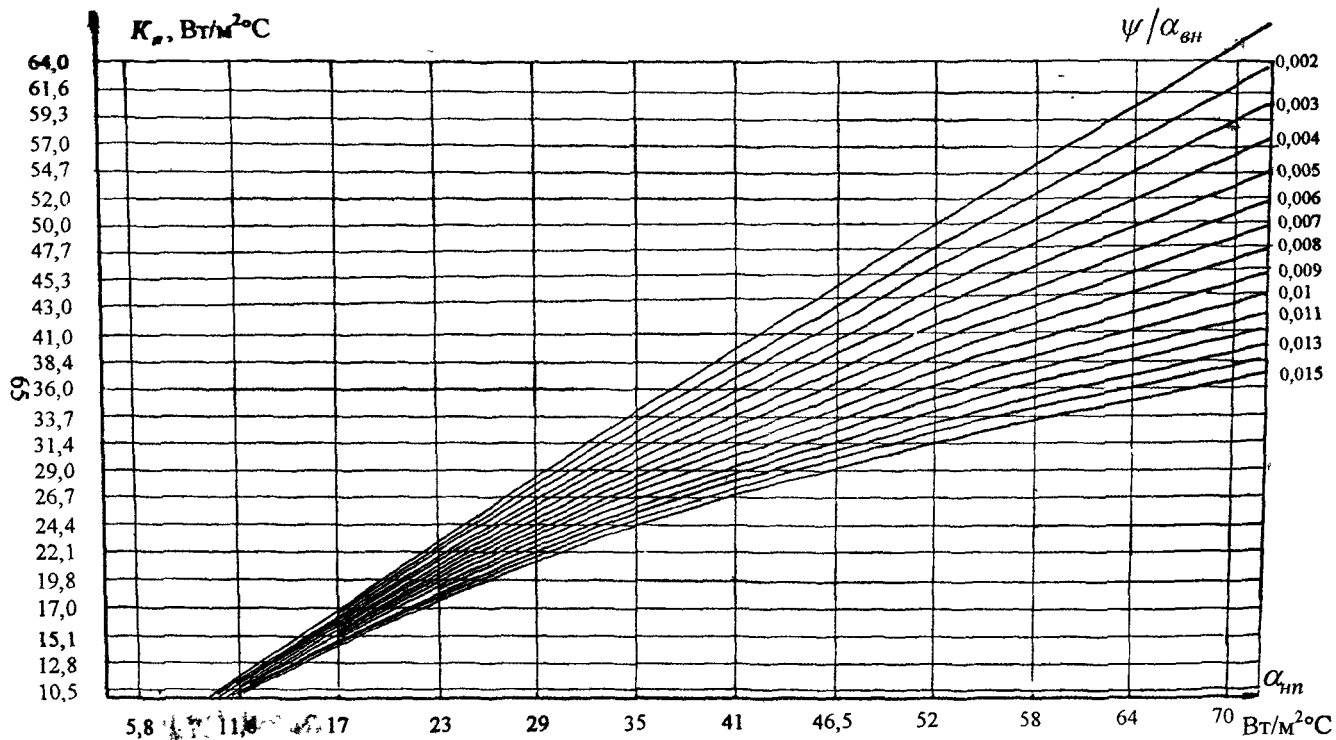


Рис.18. Зависимость коэффициента теплопередачи (без учёта загрязнения) от коэффициента теплоотдачи со стороны воздуха при различных значениях $\psi/\alpha_{\text{вн}}$

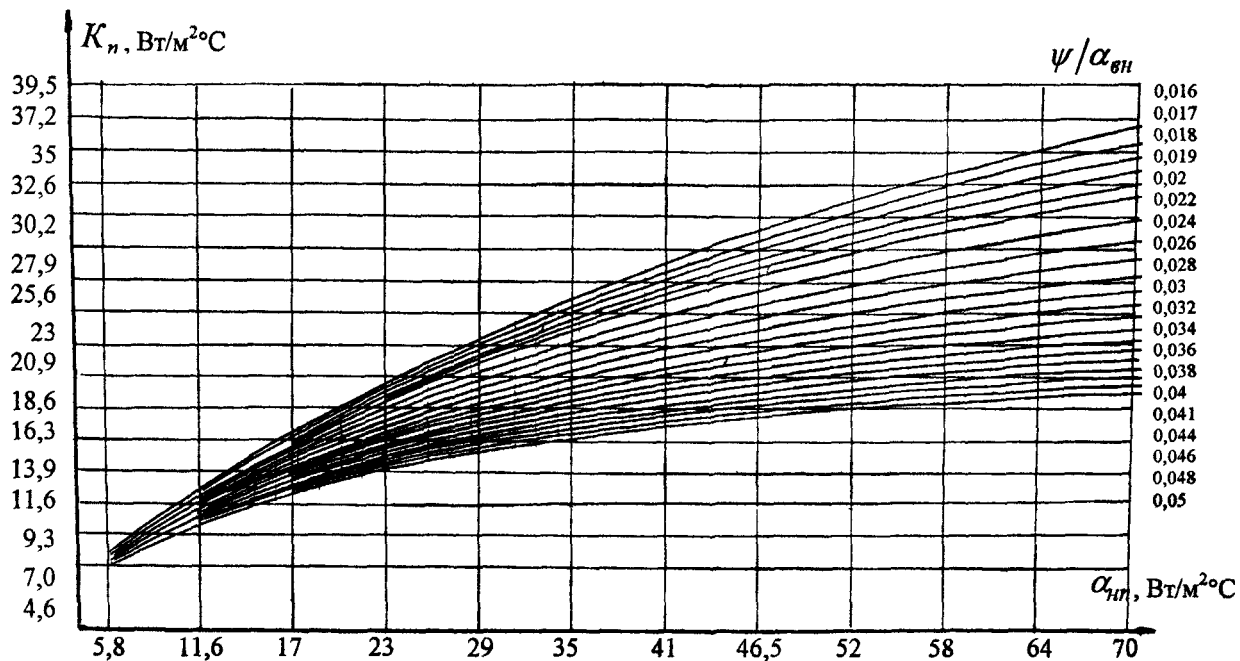


Рис.19. Зависимость коэффициента теплопередачи (без учёта загрязнения) от коэффициента теплоотдачи со стороны воздуха при различных значениях ψ/α_{BH}

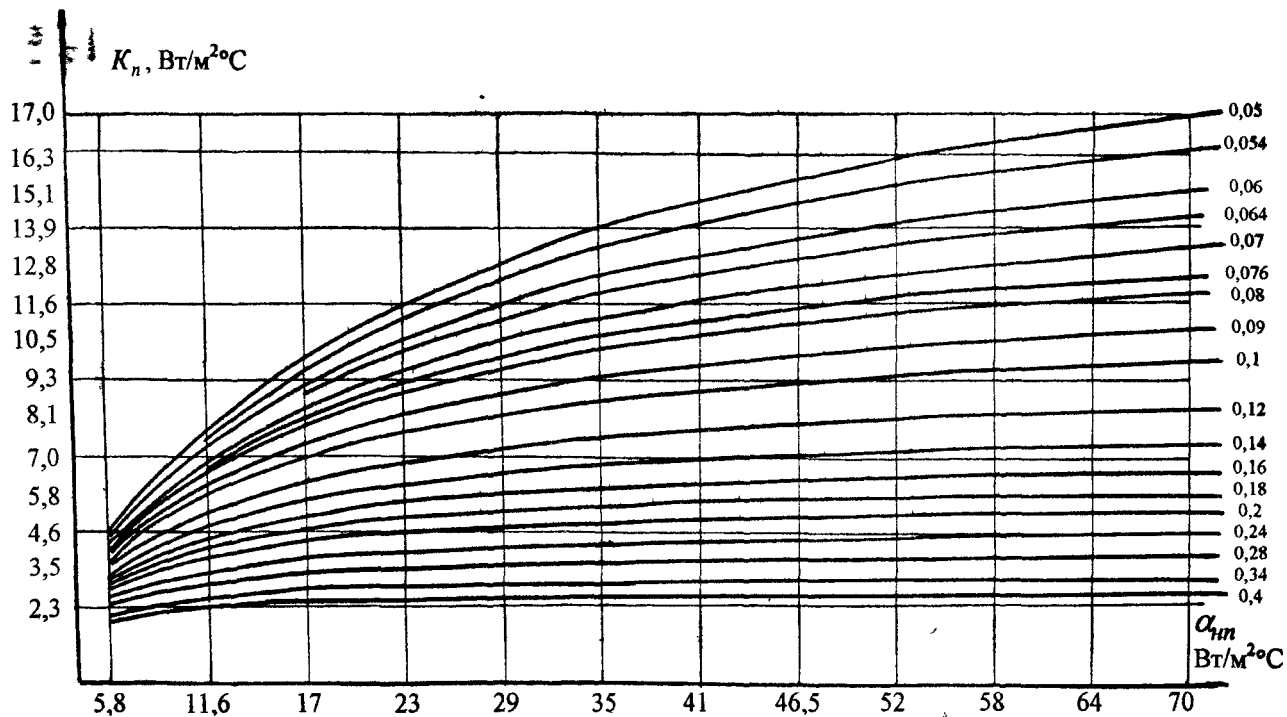


Рис.20. Зависимость коэффициента теплопередачи (без учёта загрязнения) от коэффициента теплоотдачи со стороны воздуха при различных значениях ψ/α_{BH}

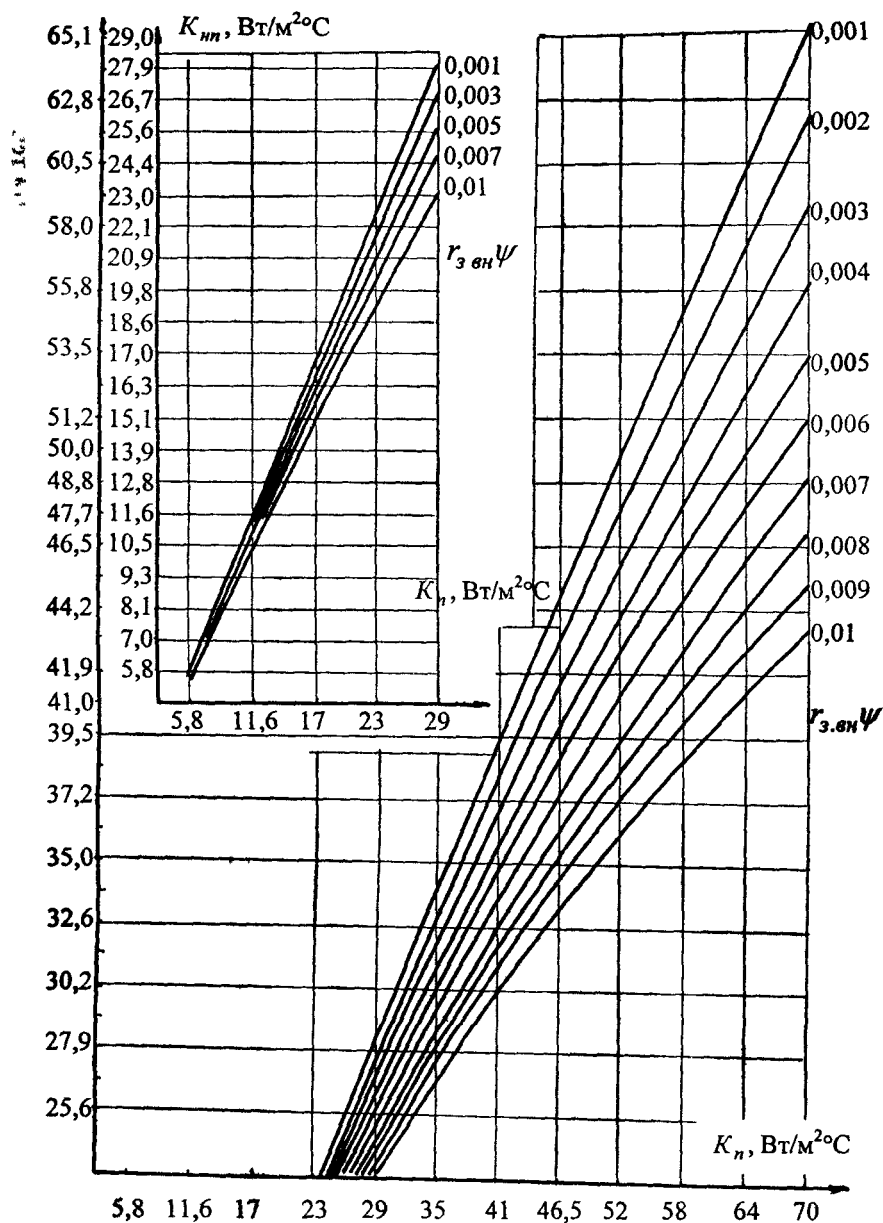


Рис.21. Зависимость коэффициента теплопередачи от загрязнения внутри труб

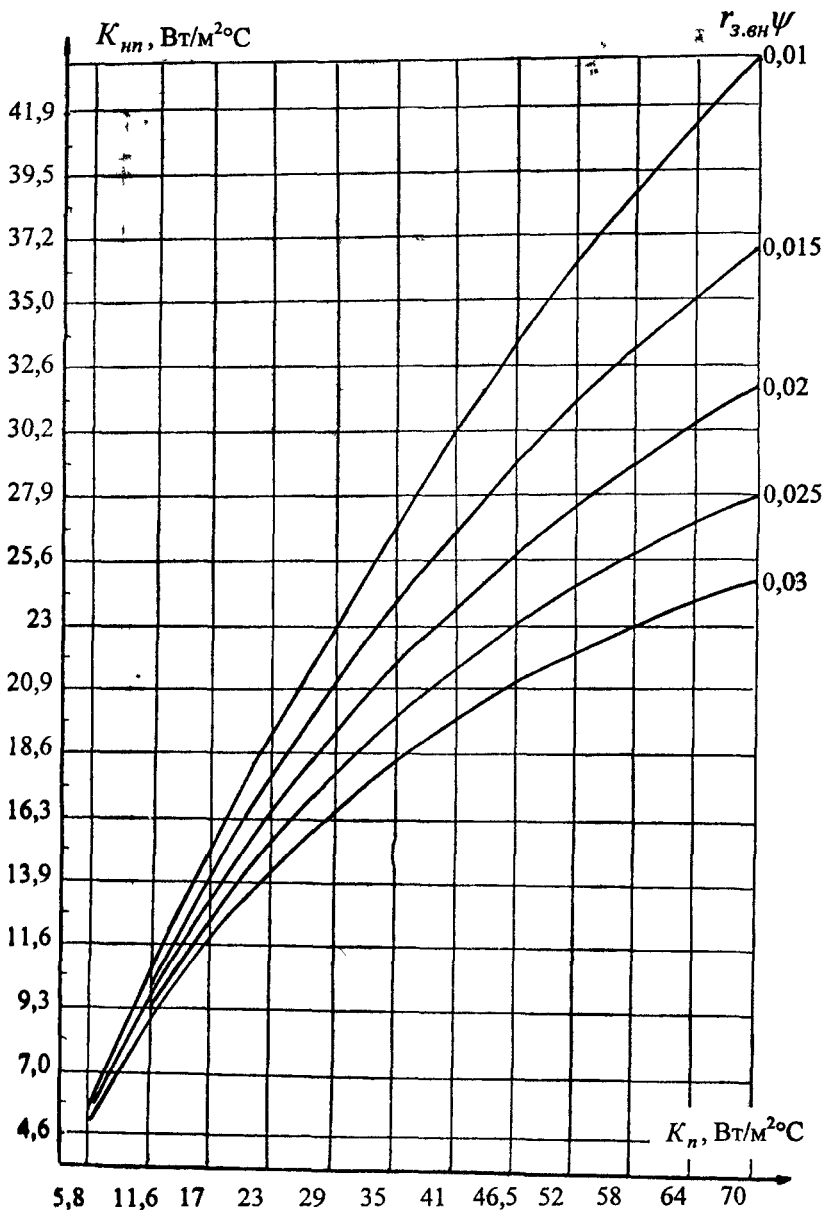


Рис.22. Зависимость коэффициента теплопередачи от загрязнения (внутри труб)

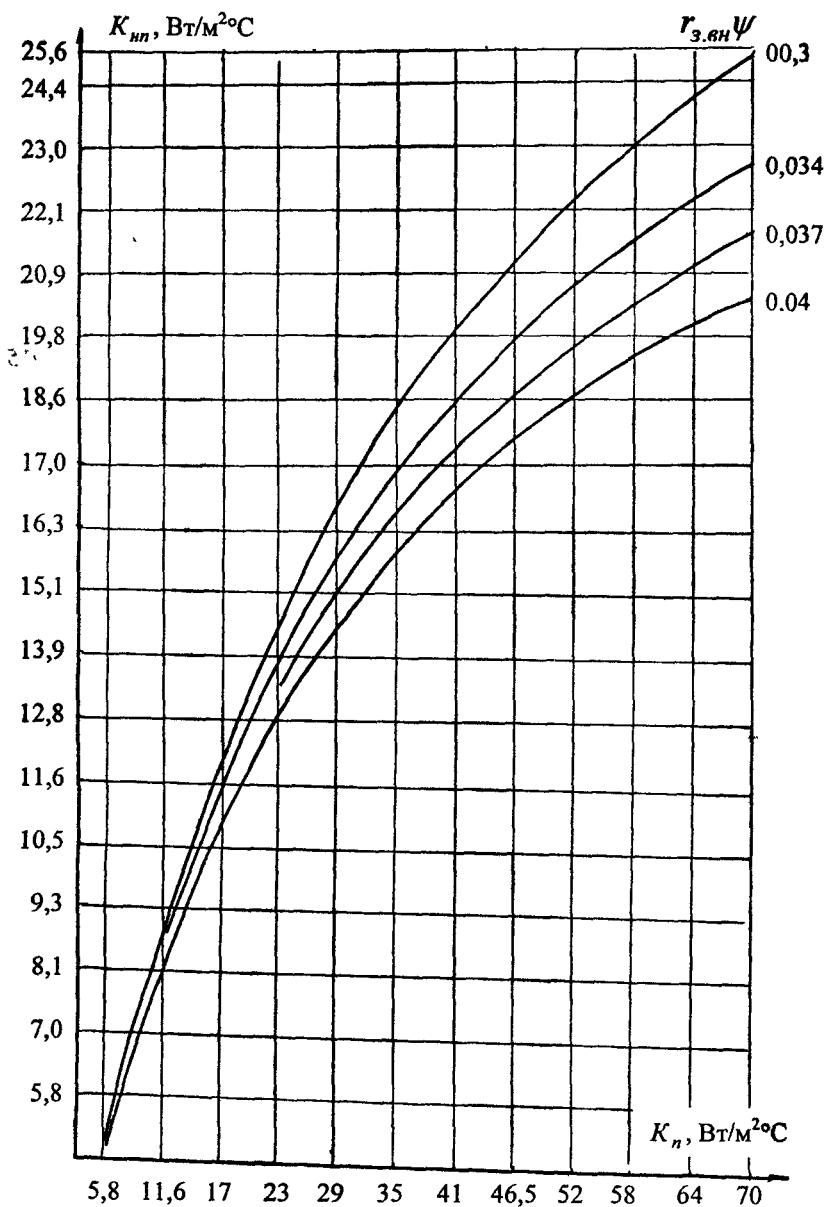


Рис.23. Зависимость коэффициента теплопередачи от загрязнения (внутри труб)

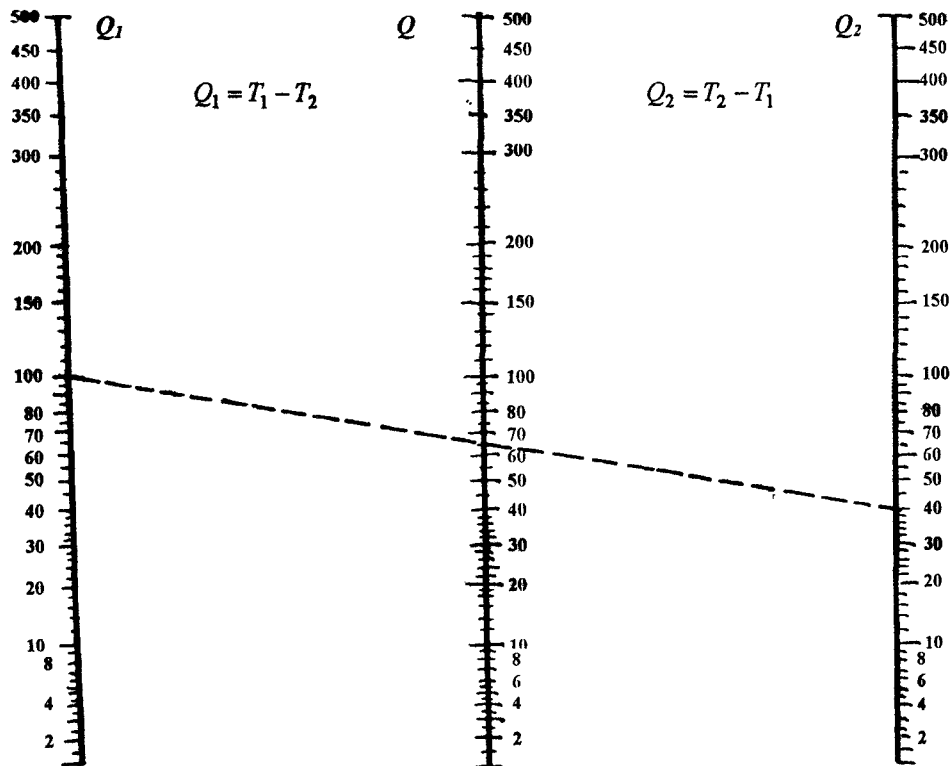


Рис.24. Среднегарифмический температурный напор

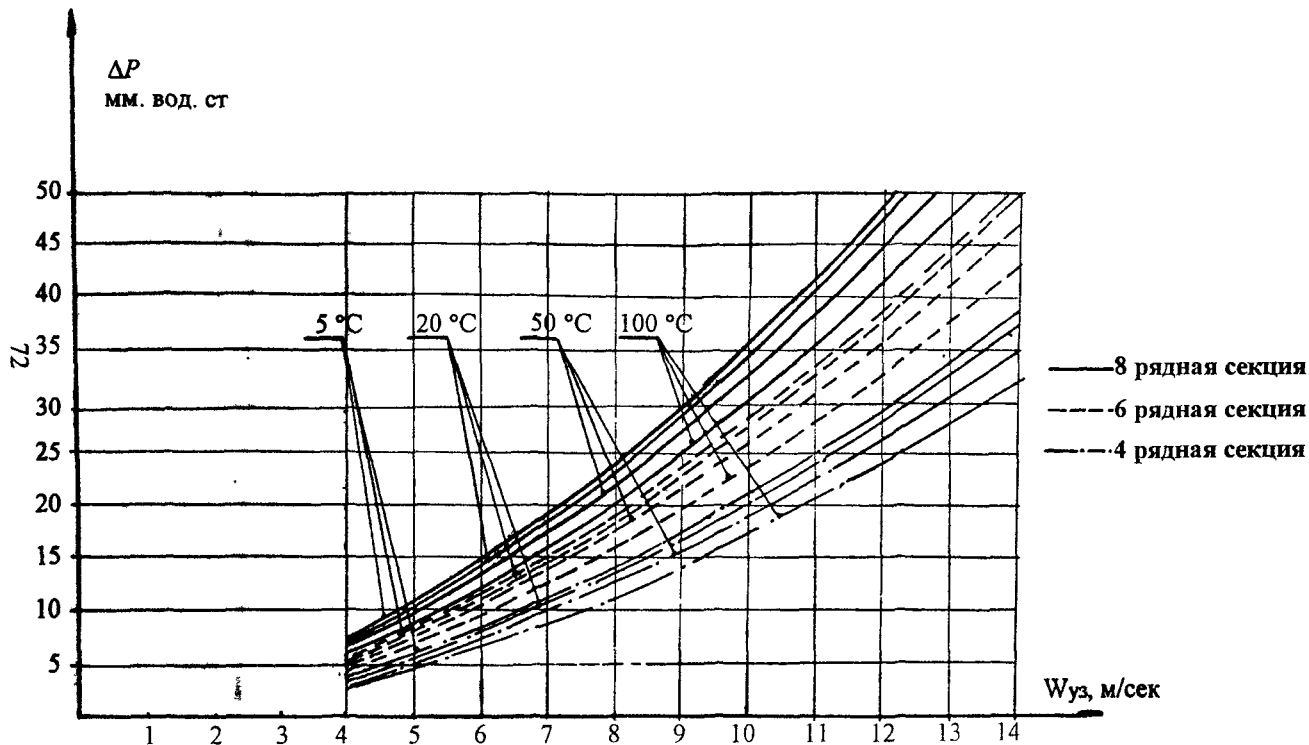


Рис.25. Зависимость полного аэродинамического напора от скорости воздуха в узком сечении при различных значениях средней температуры воздуха в секции с трубами $D = 49$ мм. ($\varphi = 9$)

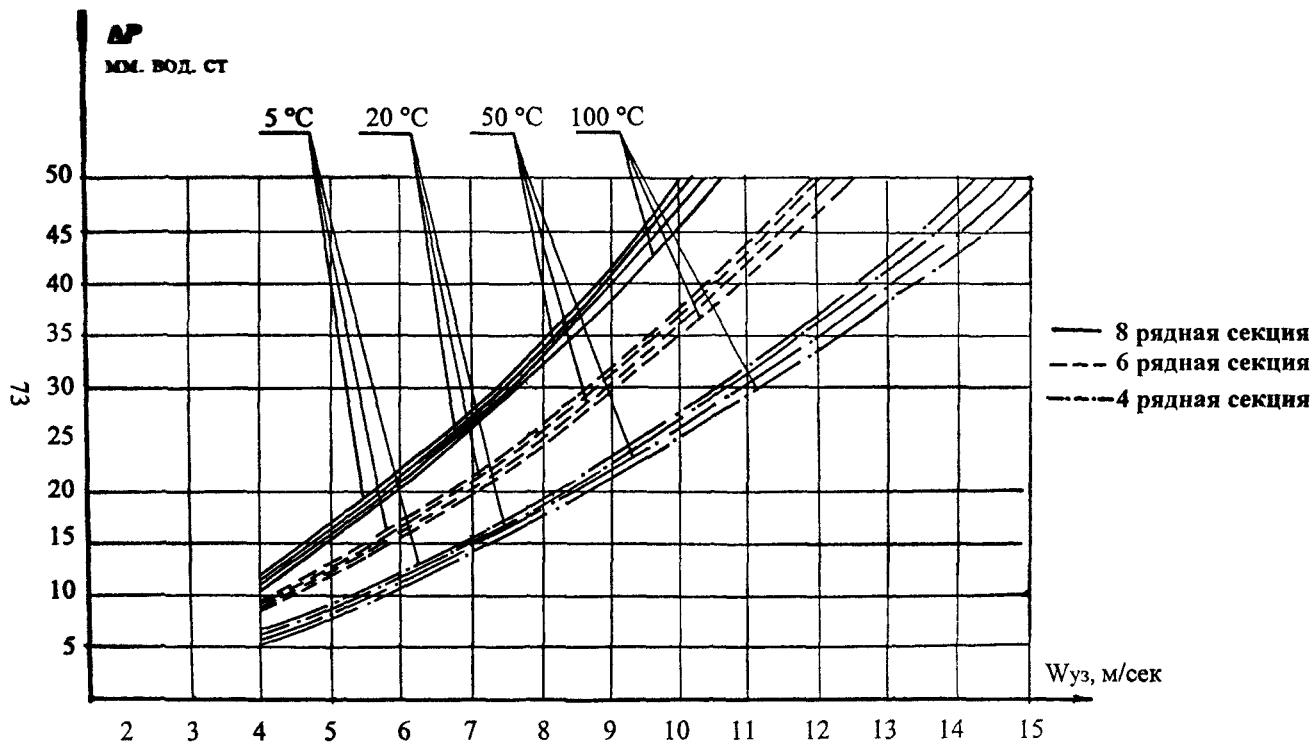


Рис.26. Зависимость полного аэродинамического напора от скорости воздуха в узком сечении при различных значениях средней температуры воздуха в секции с трубами $D = 56$ мм ($\varphi = 14,6$).

Леонтьев Александр Петрович
Беев Эдуард Андреевич

РАСЧЕТ АППАРАТОВ ВОЗДУШНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ

Учебное пособие

Редактор В.К. Бородина

ЛР № 020520 от 23.04.92

Подписано в печать *18.08.92г*
Усл. печ. л. 4,6
Тираж 100 экз.
Отпечатано на RISO GR 3750

Формат 60×90 1/16
Бум. тип. № 2
Уч. – изд. л. 4,6
Заказ № *330*

Тюменский государственный нефтегазовый университет
625000, г. Тюмень, ул. Володарского, 38
Отдел оперативной полиграфии ТюмГНГУ.