М. М. АНДРЕЕВ, С. С. БЕРМАН, В. Т. БУГЛАЕВ,
Х. Н. КОСТРОВ

ТЕПЛООБМЕННАЯ АППАРАТУРА ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ УСТАНОВОК

МАШГИЗ

ГОСУДАРСТВЕННОЕ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКОЕ ИЗДАТЕЛЬСТВО
МАШИНОСТРОИТЕЛЬНОЙ ЛИТЕРАТУРЫ
Москва 1963

УДК 621.565 : 620.4

В книге освещены эксперинментальные и теоретнческие работы по созданию и исследованию новых более эффективных поверхностей теплообмена и оригинальных типов теплообменных аппаратов: пластинчатая поверхность теплообмена повышенной турбулентности и ее использование для холодильников тепловозов и для газотурбинных установок; трубки с прозолочным оребрением и их применение для охлаждения масла и воздуха; оригинальные конструкции пароводяного подогревателя и пароструйного эжектора; исследование смесительной конденсацнн пара в присутствии воздуха.

Излагаются теоретнческне исследования по оценке совершенства теплообменной аппаратуры, выбору зазоров в разъемных аппаратах и некоторые другне.

Книга рассчнтана на инженеров и научных сотрудннков, работающих в области теплообменной аппаратуры.

Редактор инж. ***Н. М. Палеев***

Рецензент канд техн. наук **П. Г. Полетавкин**

Редакция литературы по энергетическому, металлургическому, строительному, дорожному и подъемно-транспортному машиностроению

Зав. редакцией Н. М. ЗЮЗИН

ПРЕДИСЛОВИЕ

В Программе КПСС, принятой XXII съездом, большое внимание уделяется вопросам создания машин и аппаратуры с более высокими техническими свойствами, обеспечивающими сокращение расхода сырья, топлива и энергии на их изготовление и эксплуатацию.

В свете этого задачи технического прогресса в области теплообменной аппаратуры энергетических установок заключаются в том, чтобы создать более дешевые в изготовлении и экономичные в эксплуатации аппараты. Кроме того, для транспортных теплосиловых агрегатов также очень важно обеспечение жестких габаритных и весовых требований.

В данной книге освещаются экспериментальные и теоретические работы кафедры «Теплотехника» Брянского института транспортного машиностроения по созданию и исследованию новых более эффективных поверхностей теплообмена и новых типов теплообменных аппаратов. В проведенных работах преследовалась цель уменьшить металлоемкость, особенно по цветному металлу, и создать легкие малогабаритные аппараты для транспортных энергетических установок различного назначения. Эти работы проводились в такой последовательности: теоретическое обоснование; разработка и экспериментальное исследование моделей; анализ и обобщение экспериментальных данных; разработка опытного образца с целью его испытания в промышленных условиях. Уместно отметить некоторую особенность проведения экспериментальных исследований моделей и методику их обработки. По результатам модельных испытаний проводилась разработка новых поверхностей теплообмена и новых типов аппаратов, по которым создавались опытные образцы и проводились их испытания в промышленных условиях, поэтому при исследовании моделей в лабораторных условиях применялась та же методика и та же аппаратура, но более чувствительная, которая в дальнейшем была использована при испытаниях опытных образцов.

Данные работы могли быть успешно проведены только благодаря творческому содружеству с коллективами конструкторских бюро ряда заводов: Брянского машиностроительного, Коломенского тепловозостроительного, Калужского турбинного и др. Большой

объем экспериментальных работ, сопряженный с разработкой и монтажом ряда стендов, оснащенных разнообразной контрольно-измерительной аппаратурой, проведение большого комплекса исследований, обработка и анализ полученных результатов, могли быть выполнены только благодаря активной помощи коллектива сотрудников кафедры.

Отдельные главы книги написаны:

Главы I, II, III, V — С. С. Берманом и Х. Н. Костровым.

Главы IV, IX, XI, XII — С. С. Берманом.

Глава VI — С. С. Берманом, Х. Н. Костровым, М. М. Андреевым.

Глава VII — С. С. Берманом, М. М. Андреевым.

Глава VIII — С. С. Берманом, В. Т. Буглаевым.

Глава X — Х. Н. Костровым.

Авторы отдают себе отчет, что в данных поисковых работах по созданию новых и усовершенствованию существующих теплообменных аппаратов могут быть пробелы и недостатки, и поэтому будут благодарны всем лицам и организациям за полезные указания и рекомендации в данной области.

В книге единицы измерения приведены по ГОСТам, действующим до 1963 г.

С 1 января 1963 г. для предпочтительного применения во всех областях науки, техники, народного хозяйства и преподавания вводится новая единая Международная система единиц — «СИ» (ГОСТ 9867-61).

В случае необходимости перевода указанных в этой книге величин измерения следует пользоваться ГОСТ 9867-61.

Авторы

ГЛАВА I

ОСНОВНЫЕ ПУТИ СОЗДАНИЯ ЭКОНОМИЧНЫХ ТЕПЛООБМЕННИКОВ И ИХ ТЕПЛОГИДРОДИНАМИЧЕСКАЯ ОЦЕНКА

Проблему создания экономичных теплообменников следует рассматривать с точек зрения: экономичности и простоты при изготовлении, надежности в эксплуатации.

Экономичность в эксплуатации обусловлена, во-первых, обеспечением целого ряда требований, как-то, надежности работы, длительного срока службы всего аппарата в целом и отдельных его узлов, малой засоряемостью, минимальными затратами времени и средств на ревизию, осмотр и чистку; все эти вопросы широко освещены в литературе; во-вторых, высоким коэффициентом полезного действия (к. п. д.); в-третьих, высокими теплогидродинамическими показателями.

§ 1. КОЭФФИЦИЕНТ ПОЛЕЗНОГО ДЕЙСТВИЯ (к. п. д.) АППАРАТОВ

Исходя из целевого назначения теплообменной аппаратуры — передачи тепла от одного теплоносителя другому,— к. п. д. следует считать основным тепловым показателем эксплуатационного совершенства. К. п. д.

$$\eta = \frac{Q}{Q_{расп}}, \tag{1}$$

это отношение тепла Q, передаваемого от одного теплоносителя к другому, максимально возможному в данных условиях. Это максимальное количество тепла, которое будем называть располагаемым теплом $Q_{расп}$, зависит от начальных (на входе в аппарат) температур теплоносителей и их водяных эквивалентов, т. е. произведений весовых расходов на теплоемкость. Оно соответствует изменению температуры теплоносителя с меньшим водяным эквивалентом $W_м$ до начальной температуры второго теплноситель, т. е. равно

$$Q_{расп} = W_м \Delta t_{расп}. \tag{2}$$

Если пренебрегать изменением теплоемкости от температуры, то к. п. д. теплообменного аппарата

$$\eta = \frac{\delta t_б}{\Delta t_{расп}}, \tag{3}$$

где $\Delta t_{расп} = t'_1 - t'_2$ — располагаемый температурный напор, т. е. разность начальных температур теплоносителей;

$\delta t_б$ — изменение температуры теплоносителя с меньшим водяным эквивалентом (это изменение больше, чем для другого теплоносителя с большим водяным эквивалентом).

Приведем несколько примеров. Во-первых, пароводяные подогреватели различного назначения, например, регенеративные и теплофикационные паротурбинных установок. В этих аппаратах первичным теплоносителем является конденсирующийся водяной пар, а вторичным — нагреваемая вода; к этой же группе можно отнести поверхностные конденсаторы паровых турбин. В этих случаях располагаемый температурный напор $\Delta t_{расп}$ — это разность температуры насыщения пара $t_н$ и начальной температуры воды t', т. е. $\Delta t_{расп} = t_н - t'$.

В числитель выражения (3) входит нагрев воды δt и тогда выражение к. п. д.

$$\eta = \frac{\delta t}{\Delta t_{расп}} = \frac{t'' - t'}{t_н - t'}. \tag{4}$$

Второй пример — охладители воздуха и газа, как например охладители наддувочного воздуха дизелей, охладители воздуха и водорода турбогенераторов, охладители воздуха компрессоров, в частности, в газотурбинных установках. В этих аппаратах охлаждающим агентом (вторичным теплоносителем) является вода, причем, как показывает произведенный нами анализ ряда установок, ее водяной эквивалент значительно выше, чем охлаждаемого воздуха. К. п. д. этих аппаратов

$$\eta = \frac{\delta t_1}{\Delta t_{расп}} = \frac{t'_1 - t''_1}{t'_1 - t'_2}, \tag{5}$$

где $\delta t_1 = t'_1 - t''_1$ — охлаждение воздуха (первичного теплоносителя) в °С;

$\Delta t_{расп} = t'_1 - t'_2$ — разность начальных температур воздуха и воды в °С.

В условиях эксплуатации совершенство работы указанных аппаратов часто оценивают значением «недогрева» воды (для пароводяных подогревателей) и соответственно «недоохлаждения» воздуха Δt (для охладителей), в первом случае $\Delta t = t_н - t''$, а во втором $\Delta t = t''_1 - t'_2$; причем в обоих случаях

$$\Delta t = \Delta t_{расп} - \delta t_б \text{ °С}, \tag{6}$$

т. е. «недогрев» или «недоохлаждение» равно разности располагаемого температурного напора $\Delta t_{расп}$ и изменения температуры теплоносителя с меньшим водяным эквивалентом $\delta t_б$.

Из уравнения (3) и (6) находим выражение к. п. д. аппарата

$$\eta = 1 - \frac{\Delta t}{\Delta t_{расп}}. \qquad (7)$$

Для пароводяных подогревателей и конденсаторов между недогревом воды Δt и располагаемым температурным напором $\Delta t_{расп}$ имеется следующая зависимость [10]:

$$\frac{\Delta t}{\Delta t_{расп}} = e^{-\frac{kF}{W}}, \qquad (8)$$

где e — основание натуральных логарифмов;

F — поверхность теплообмена в $м^2$;

k — коэффициент теплопередачи в $ккал/м^2ч\,°C$;

W — водяной эквивалент теплоносителя в $ккал/ч\,°C$; в данном случае для воды ее расход в $кг/ч$.

Из уравнений (7) и (8) определится к. п. д. пароводяных аппаратов

$$\eta = 1 - e^{-\frac{kF}{W}}, \qquad (9)$$

т. е. зависит от безразмерного выражения: отношения произведения коэффициента теплопередачи k на поверхность теплообмена F к расходу воды W.

Зависимостями (8) и (9) можно приближенно пользоваться и для воздухоохладителей, если водяной эквивалент воздуха W значительно ниже чем охлаждающей воды, т. е. если нагрев охлаждающей воды незначительный.

Зависимость к. п. д. теплообменного аппарата от произведения kF (при определенном значении Q — расход задается, теплоемкость известна) вытекает из того, что если в формуле (1) подставить выражение для количества передаваемого тепла $Q = kF\bar{\Delta t}$, то

$$\eta = \frac{kF\bar{\Delta t}}{Q_{расп}} = \frac{kF\bar{\Delta t}}{W_м \Delta t_{расп}}, \qquad (10)$$

где $\bar{\Delta t}$ — средний температурный напор в аппарате в °C.

Значение к. п. д., особенно в транспортных энергетических установках с жесткими габаритными и весовыми ограничениями, зачастую лимитируется невозможностью обеспечить достаточно большую поверхность теплообмена F; в этом случае особенно важно достижение высоких значений коэффициента теплопередачи k.

Выше указывалось, что к. п. д. является важнейшим показателем эффективности работы аппарата; поэтому надо стремиться к повышению его значения. Но имеются отдельные случаи, когда

по условиям работы основного оборудования заданы определенные пределы изменения температуры теплоносителя в теплообменном аппарате, чем и лимитируется значение его к. п. д. Например, для паровых турбин зачастую задают, чтобы температура масла для охлаждения подшипников лежала в пределах от 45 до 55°. Если начальная температура охлаждающей воды $t_2' = 33°$ и ее водяной эквивалент больше чем масла (так обычно бывает), то предельное значение к. п. д. маслоохладителя по уравнению (3) определится

$$\eta = \frac{\delta t_б}{\Delta t_{расп}} = \frac{55-45}{55-33} = 0{,}45.$$

В системах циркуляционного охлаждения воды, в которых охлаждающим агентом является подаваемый вентилятором воздух, значение к. п. д. аппарата иногда лимитируется допустимым расходом энергии на подачу воздуха.

§ 2. ТЕПЛОГИДРОДИНАМИЧЕСКОЕ СОВЕРШЕНСТВО АППАРАТОВ

Важным показателем совершенства теплообменного аппарата в целом, так и его поверхности теплообмена, является теплогидродинамическое совершенство, которое следует понимать как степень использования мощности на прокачку теплоносителя для обеспечения требуемого теплообмена. Совершенство теплообменника с теплогидродинамической (энергетической) стороны можно характеризовать отношением двух видов энергии: тепла Q, переданного через поверхность теплообмена, и работы AN, затраченной на преодоление гидродинамического сопротивления, выраженной в тепловых единицах (A — термический эквивалент работы, равный $\frac{1}{427}$ *ккал/кгм*),

$$E = \frac{Q}{AN} \qquad (11)$$

является мерой использования затраченной работы на передачу тепла. Чем больше значение E, тем при прочих равных условиях теплообменник или поверхность теплообмена лучше с энергетической точки зрения.

Поскольку энергетический коэффициент E безразмерная величина, то числитель (тепло) и знаменатель (мощность) можно относить к произвольной, но одной и той же единице, и тогда значение E очевидно не будет зависеть от принятой единицы измерения. При оценке поверхностей теплообмена сопоставление целесообразно производить по тепловым показателям (на единицу поверхности теплообмена в $м^2$), весовым (на единицу веса поверхности теплообмена в *кг*) или объемным (на единицу объема в $м^3$). При сравнении аппаратов значение E можно относить ко всему теплу (тепловой мощности аппарата) и ко всей затраченной работе, или же относить к единице поверхности, веса или объема аппарата.

Необходимо отметить, что коэффициент теплоотдачи α, а следовательно, и количество переданного тепла (при прочих равных условиях) пропорционально скорости и расходу теплоносителя, в степени 0,6—0,8. Гидродинамическое же сопротивление пропорционально скорости в степени около 1,75, а мощность на прокачку теплоносителя пропорциональна скорости в степени около 2,75; поэтому с возрастанием скорости теплоносителя мощность на его прокачку растет значительно быстрее, чем переданное тепло, т. е. для определенного аппарата или определенной поверхности теплообмена значение коэффициента E уменьшается с возрастанием скорости теплоносителя; поэтому абсолютное значение энергетического коэффициента E не может быть мерилом теплогидродинамического совершенства теплообменного аппарата или поверхности теплообмена, а может быть использовано только для сопоставления. Методике теплогидродинамического сопоставления разных поверхностей теплообмена посвящено ряд работ; она также используется как в технических отчетах, так и в некоторых опубликованных работах [3], [4]. Некоторые из выдвинутых предложений являются целесообразными, другие — принципиально неправильны; поэтому данный вопрос заслуживает детального освещения.

Чтобы исключить роль температурного напора, сопоставление целесообразно вести при температурном напоре в 1 °С [3]; тогда энергетический коэффициент примет вид

$$E = \frac{\alpha F}{AN} = \frac{\alpha}{AN_0}, \tag{12}$$

где α — коэффициент теплоотдачи в *ккал/м²·ч* °С;

$AN_0 = A\frac{N}{F}$ — затрата энергии на сопротивление в час на единицу поверхности теплообмена, выраженная в тепловых единицах.

В качестве второй координаты можно брать или тепло или мощность, причем их нужно относить к единице поверхности теплообмена, единице веса или объема. Соответственно получается сопоставление по тепловым, весовым или объемным показателям. Обычно берется мощность, и тогда зависимости приобретают вид:

по тепловым показателям

$$E = \varphi\left(\frac{AN}{F}\right) = \varphi(AN_0); \tag{13}$$

по весовым показателям

$$E = \varphi\left(\frac{AN}{G_{пуч}}\right) = \varphi\left(\frac{AN_0}{b}\right); \tag{14}$$

по объемным показателям

$$E = \varphi\left(\frac{AN}{V_{пуч}}\right) = \varphi(AN_0 f), \tag{15}$$

где f — удельная поверхность теплообмена («коэффициент компактности»), т. е. поверхность теплообмена на единицу объема в $м^2/м^3$; b — вес единицы поверхности теплообмена в $кг/м^2$; $G_{пуч}$ и $V_{пуч}$ — вес и объем пучка при сопоставлении разных поверхностей теплообмена; при сопоставлении же конкретных аппаратов — это обычно вес или объем всего аппарата, но и в этом случае можно принимать вес или объем пучка (нужно только оговорить).

Предлагается иногда сопоставление в системе координат $E = \varphi(AN)$, где AN — общая мощность на весь аппарат или пучок. Этот метод принципиально неверен, что можно подтвердить следующими примерами.

Пусть для произвольно выбранного пучка и произвольного режима тепло равно Q, а мощность AN. Если взять два таких же пучка, параллельно расположенные, то при двойном расходе теплоносителя они будут по эффективности эквивалентны одинарному пучку, т. е. значение энергетического коэффициента E будет одно и то же; но общая затраченная мощность на прокачку во втором случае будет $2AN$, т. е. в 2 раза больше. Поэтому в системе координат (E; AN) одинарному пучку соответствует точка (E; AN), а двойному (E, $2AN$), т. е. с той же ординатой, но с удвоенной абсциссой.

К такому же неверному выводу придем, если вместо одинарного пучка возьмем два таких же пучка с их последовательным расположением, сохранив при этом прежний объемный расход теплоносителя. Тепло и мощность возрастут в 2 раза по сравнению с одинарным пучком; поэтому энергетический коэффициент E останется прежним, а мощность возрастет в 2 раза.

Метод сопоставления по выражениям (13—15) имеет один недостаток, а именно, не позволяет производить оценку аэродинамических характеристик, так как искомая величина мощности AN входит не только в выражение абсциссы, но и ординаты, т. е. в энергетический коэффициент E.

Более наглядное представление о тепловых и аэродинамических характеристиках можно получить путем непосредственного сопоставления тепла Q и мощности AN. Понятно, обе эти величины, на основе ранее сказанного, надо относить к единице поверхности, веса или объема, т. е. сравнение производить в системе координат:

по тепловым показателям

$$\alpha = \varphi\left(\frac{AN}{F}\right) = \varphi(AN_0); \tag{16}$$

по весовым показателям

$$\alpha_{вес} = \varphi\left(\frac{AN}{G_{пуч}}\right) = \varphi\left(\frac{AN_0}{b}\right); \tag{17}$$

по объемным показателям

$$\alpha_{об} = \varphi\left(\frac{AN}{V_{пуч}}\right) = \varphi(AN_0 f). \tag{18}$$

При температурном напоре $\Delta t = 1\,^{\circ}C$ коэффициент α будет:

$\alpha = \frac{Q}{\Delta t F}$ — коэффициент теплоотдачи в *ккал/м²·ч °С*;

$\alpha_{вес} = \frac{Q}{\Delta t \cdot G_{пуч}}$ — весовой коэффициент теплоотдачи в *ккал/кг·ч °С*;

$\alpha_{об} = \frac{Q}{\Delta t \cdot V_{пуч}}$ — объемный коэффициент теплоотдачи в *ккал/м³·ч °С*.

Вместо мощности, выраженной в тепловых единицах, AN удобно взять пропорциональное ему выражение $V\Delta p$, в котором:

V — объемный расход теплоносителя в *м³/ч* или *м³/сек*;

Δp — гидродинамическое сопротивление в *мм вод. ст.* или *кГ/см²*.

Теплогидродинамическое сопоставление теплообменных аппаратов или поверхностей теплообмена производится в системе координат:

по тепловым показателям

$$\alpha = \varphi\left(\frac{V\Delta p}{F}\right); \tag{19}$$

по весовым показателям

$$\alpha_{вес} = \varphi\left(\frac{V\Delta p}{G_{пуч}}\right) = \varphi\left(\frac{V\Delta p}{bF}\right); \tag{20}$$

по объемным показателям

$$\alpha_{об} = \varphi\left(\frac{V\Delta p}{V_{пуч}}\right) = \varphi\left(\frac{V\Delta pf}{F}\right). \tag{21}$$

В этих выражениях как тепло (коэффициент теплоотдачи), так и мощность ($V\Delta p$) отнесены к одной и той же единице: поверхности, веса или объема.

Иногда предлагается сопоставление по тепловым и весовым и объемным показателям производить в системе координат

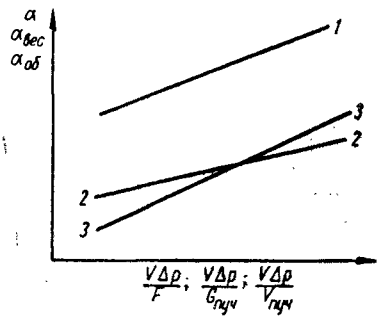
$$\alpha = \varphi(V\Delta p); \alpha_{вес} = \varphi(V\Delta p);\ \alpha_{об} = \varphi(V\Delta p). \tag{22}$$

Этот метод сопоставления принципиально ошибочен по тем же соображениям, которые изложены выше при разборе системы координат $E = \varphi(AN)$.

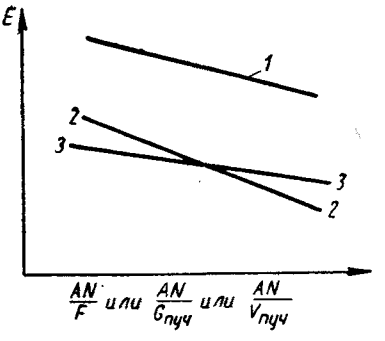
Характер зависимостей (13)—(15) показан на фиг. 1. Если критериальные уравнения теплоотдачи и сопротивления являются показательными функциями (а это обычно имеет место), то в логарифмической сетке линии прямые и притом нисходящие. В данном случае поверхность *1* наивыгоднейшая, так как соответствующая линия лежит выше остальных. Линии *2* и *3* пересекаются; поэтому в левой части, соответствующей невысокой напряженности, поверхность *2* выгоднее (лежит выше), а в области высокой напряженности выгоднее поверхность *3*.

Характер зависимостей (19)—(21) показан на фиг. 2. Это прямые (в логарифмической сетке) восходящие линии. В рассматри-

ваемом интервале наиболее выгодна поверхность *1*, так как соответствующая линия лежит выше остальных. В отношении поверхностей *2* и *3* справедливы выводы, относящиеся к фиг. 1.

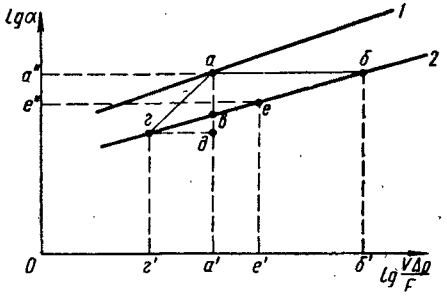


Фиг. 1. Теплогидродинамическое сопоставление в системе координат по выражениям (13) — (15) для поверхностей *1*, *2* и *3*.



Фиг. 2. Теплогидродинамическое сопоставление в системе координат по выражениям (19) — (21) для поверхностей *1*, *2* и *3*.

Для того или иного метода сопоставления обычно строят три графика для сравнения по тепловым, весовым или объемным показателям. Примеры таких графиков приведены в главах II и IV—VI.



Фиг. 3. Теплогидродинамическое сопоставление аппаратов, выполненных для различных поверхностей теплообмена *1* и *2*.

Поясним методику теплогидродинамического сопоставления аппаратов, разработанных по одному и тому же техническому заданию, но выполненных из различных поверхностей теплообмена. Пусть на фиг. 3 показаны теплогидродинамические характеристики обеих рассматриваемых поверхностей *1* и *2* по тепловым показателям, т. е. в системе координат (19). Очевидно, что по тепловым показателям поверхность *1* выгоднее. Сопоставление аппаратов нужно производить для определенной заданной тепловой мощности $Q = idem$. Разберем несколько частных случаев:

а) Коэффициент теплоотдачи в обоих аппаратах одинаков, т. е. $\alpha = idem$. В этом случае соответственные точки *а* и *б* лежат на одной горизонтали. Если термические сопротивления стенки и со стороны второго теплоносителя тоже одинаковы, или ими можно

пренебречь (это последнее допущение принято и для других рассматриваемых случаев), то поверхности теплообмена обоих аппаратов равны $F = \text{idem}$. Затрата же энергии для второго аппарата будет больше, и соотношение затрат энергии на второй и первый аппараты будет равно отношению отрезков $\frac{об'}{оа'}$, а поскольку сетка логарифмическая, это отношение выразится отрезком $a'б'$.

б) Затрата энергии на единицу поверхности одинакова для обоих аппаратов, т. е. $\frac{V\Delta p}{F} = \text{idem}$. Соответственные точки a и $в$ лежат на одной вертикали. В этом случае коэффициент теплоотдачи для аппарата «2» будет меньше, а поверхность теплообмена соответственно больше, причем это отношение будет измеряться отрезком $ав$. Во столько же раз будет больше расход энергии для аппарата «2».

в) Коэффициенты теплоотдачи для обоих аппаратов примем произвольными точки a и e. В этом случае поверхность теплообмена аппарата «2» будет больше, причем это соотношение измеряется отрезком $a''e''$.

Затрата энергии на единицу поверхности аппарата «2» будет больше и измеряться отрезком $a'e'$, а общий расход энергии на аппарат «2» (по отношению к аппарату «1») будет очевидно измеряться произведением обоих отрезков $a''e''$ и $a'e'$.

г) Общая затрата энергии на оба аппарата одинакова, т. е. $V\Delta p = \text{idem}$. Этот случай представляет наибольший интерес, так как сопоставление производится при одинаковых тепловых мощностях ($Q = \text{idem}$) и одинаковых затратах энергии на весь аппарат. Если для аппарата «1» исходная точка a, то для соответственной точки $г$ аппарата «2» расход энергии на единицу поверхности $\frac{V\Delta p}{F}$ должен быть во столько раз меньше, во сколько раз меньше коэффициент теплоотдачи, т. е. во сколько раз больше поверхность. Если масштаб на обеих осях координат одинаков, то точка $г$ находится на пересечении прямой линии, проходящей через точку a под углом 45°. В этом случае отношение поверхностей теплообмена измеряется отрезком $a'г' = гд = ад$. Если масштабы на обеих осях разные, то построение выполняется с учетом разного масштаба.

Совершенно идентично производится сопоставление по весовым и объемным показателям, т. е. в системе координат (20) и (21).

В заключение уместно отметить, что сопоставление по теплогидродинамическим показателям особенно важно при газообразных теплоносителях, так как из-за небольшой объемной теплоемкости затрата мощности на их прокачку относительно велика.

Если уравнения теплообмена и сопротивления даны в критериальном виде

$$Nu = a\,\mathrm{Re}^n; \quad Eu = c\,\mathrm{Re}^p, \tag{23}$$

то при сопоставлении по тепловым показателям согласно (19) значения координат α и $\frac{V\Delta p}{F}$ находятся следующим образом.

Коэффициент теплоотдачи $\alpha = a\frac{\lambda}{d}\mathrm{Re}^n$. Учитывая, что $Eu = \frac{\Delta p}{\rho w^2} = \frac{g\Delta p}{\gamma w^2}$ и $V = Sw$ $м^3/сек$, находим $\frac{V\Delta p}{F} = c\frac{\gamma w^3}{g}\cdot\frac{S}{F}\mathrm{Re}^p$.

Следовательно, сопоставление производится в системе координат

$$a\frac{\lambda}{d}\mathrm{Re}^n;\quad c\frac{\gamma w^3}{g}\cdot\frac{S}{F}\mathrm{Re}^p. \tag{24}$$

Если рассматриваются не газы, а капельные жидкости, и уравнения теплообмена и сопротивления в критериальном виде

$$\mathrm{Nu} = a\,\mathrm{Re}^n\,\mathrm{Pr}^r;\quad \mathrm{Eu} = c\,\mathrm{Re}^p, \tag{25}$$

то аналогично предыдущему выводу можно показать, что сопоставление по тепловым показателям производится в системе координат

$$a\frac{\lambda}{d}\mathrm{Re}^n\,\mathrm{Pr}^r;\quad c\frac{\gamma w^3}{g}\cdot\frac{S}{F}\mathrm{Re}^p. \tag{26}$$

Если сопоставление разных поверхностей теплообмена производится для одного и того же теплоносителя, то можно исключить из рассмотрения физические константы теплоносителя и любые постоянные величины, и вместо (26) сопоставление производить в системе координат

$$\frac{a}{d}\mathrm{Re}^n\mathrm{Pr}^r;\quad cw^3\frac{S}{F}\mathrm{Re}^p. \tag{27}$$

Для сопоставления по весовым показателям значения обеих координат в (24), (26) и (27) следует делить на вес единицы поверхности b, а по объемным — множить на удельную поверхность теплообмена f.

В выражениях (24), (26) и (27) a, c, r, n, p — коэффициенты и показатели степени критериальных уравнений (23) и (25); d, S, F — геометрические параметры, определяющие геометрический размер, живое сечение и поверхность теплообмена; удельный вес γ и другие физические параметры определяются по температуре и давлению.

Подсчеты проводятся в следующей последовательности: задаваясь значением скорости w, находим значения критерия Рейнольдса Re, а затем значения координат по (24), (26) и (27). При построении графика в логарифмической сетке достаточно задаваться двумя значениями скорости w, поскольку данные линии прямые.

Если результаты опытов представлены в виде графических критериальных зависимостей (фиг. 4)

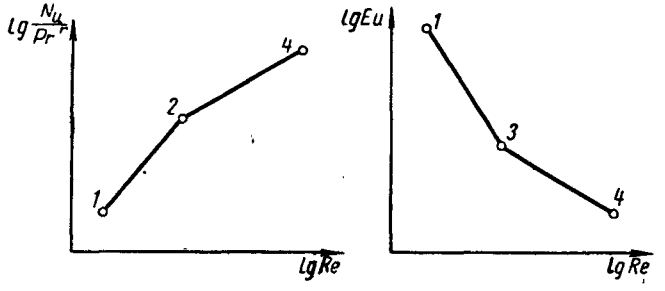
$$\frac{\mathrm{Nu}}{\mathrm{Pr}^r} = f(\mathrm{Re});\quad \mathrm{Eu} = f(\mathrm{Re}), \tag{28}$$

то при сопоставлении по тепловым показателям, согласно выражению (19), значения координат α и $\frac{V\Delta p}{F}$ находятся следующим образом. Для крайних точек *1* и *4* (и точек перелома *2* и *3* — они могут не совпадать) находим по графикам значения Re, $\frac{\mathrm{Nu}}{\mathrm{Pr}^r}$ и Eu.

Поскольку

$$\frac{\mathrm{Nu}}{\mathrm{Pr}^r} = \frac{\alpha d}{\lambda \mathrm{Pr}^r}, \text{ то } \alpha = \frac{\lambda \mathrm{Pr}^r}{d} \cdot \frac{\mathrm{Nu}}{\mathrm{Pr}^r}$$

(d — определяющий геометрический размер).



Фиг. 4. Зависимости $\frac{\mathrm{Nu}}{\mathrm{Pr}^r} = f(\mathrm{Re})$ и $\mathrm{Eu} = f(\mathrm{Re})$.

Вторую координату $\frac{V\Delta p}{F}$ находим следующим образом: $\Delta p = \rho w^2 \mathrm{Eu}$; из $\mathrm{Re} = \frac{wd}{\nu}$ и $w = \frac{V\ м^3/сек}{S}$ находим

$$w = \nu \frac{\mathrm{Re}}{d};\ V = \nu \frac{S}{d} \mathrm{Re} \text{ и } \frac{V\Delta p}{F} = \rho \nu^3 \frac{S}{Fd^3} \mathrm{EuRe}^3.$$

Следовательно, сопоставление по тепловым показателям производим в системе координат

$$\frac{\lambda \mathrm{Pr}^r}{d} \cdot \frac{\mathrm{Nu}}{\mathrm{Pr}^r};\ \rho\nu \frac{S}{Fd^3} \mathrm{EuRe}^3. \tag{29}$$

Для определенного теплоносителя можно исключить физические константы и сопоставление производить в системе координат

$$\frac{\mathrm{Pr}^r}{d} \cdot \frac{\mathrm{Nu}}{\mathrm{Pr}^r};\ \frac{S}{Fd^3} \mathrm{EuRe}^3, \tag{30}$$

где значения Re, $\frac{\mathrm{Nu}}{\mathrm{Pr}^r}$ и Eu берутся для точек *1*, *2*, *3*, и *4* из графика (см. фиг. 4); d — определяющий геометрический размер; S — живое сечение; F — поверхность теплообмена.

Если при обработке экспериментальных данных значение Eu отнесено к единичному местному сопротивлению, например к одно-

му ряду трубок, то при наличии i рядов в уравнениях (29) и (30) вместо Eu следует подставить произведение iEu. В частности, при обработке экспериментальных данных сопротивления трубок с проволочным оребрением при их продольном обтекании маслом и воздухом (см. главы V и VI) значение Eu отнесено к одному ряду проволок по потоку. Следовательно, при длине трубки L *м* в уравнениях (29) и (30) вместо Eu следует подставлять $2xL$Eu (x — число витков на 1 *пог. м* несущей трубки). Сопоставление удобно производить для $L = 1$ *м* и соответственно этому принимать для F — поверхность на 1 *пог. м*. Исключая также цифру 2 и учитывая, что при обработке экспериментальных данных (см. фиг. 4) определяющим геометрическим размером принята толщина проволоки δ и показатель степени $r = 0{,}33$, сопоставление по тепловым показателям можно производить в системе координат

$$\frac{1}{\delta}\frac{\mathrm{Nu}}{\mathrm{Pr}^{0,33}};\ \frac{S}{F\delta^3}\mathrm{EuRe}^3. \tag{31}$$

При сопоставлении оребренных трубок по весовым показателям значения обеих координат в (31) следует делить на вес единицы поверхности b, который равен частному от деления веса 1 *пог. м* трубы на ее наружную (по оребренной стороне) поверхность. При сопоставлении по объемным показателям значения обеих координат в (31) нужно множить на удельную поверхность теплообмена f, которую целесообразно относить к объему не самой трубки, а к минимальному объему, занимаемому ею в пучке. Если принять треугольную разбивку и минимальное расстояние между оребрением соседних трубок 1 *мм*, то объем, занимаемый 1 *пог. м* оребренной трубки, представляет прямоугольную призму, основание которой — правильный шестиугольник, описанный вокруг окружности диаметром $(d_н + 2h + 1)$ *мм* ($d_н$ — диаметр несущей трубки; h — высота оребрения в *мм*) и равен 0,866 $(d_н + 2h + 1)^2 \cdot 10^{-6}$ *м*^{3}. Если оребрению придано шестиугольное очертание (см. главу V), то основание призмы будет вписанным в ту же окружность шестиугольником и объем составит $0{,}65(d_н + 2h + 1)^2 \cdot 10^{-6}$ *м*^{3}, т. е. на 25% меньше, чем при обычном (круглом) очертании оребрения.

§ 3. СОПОСТАВЛЕНИЕ ПРИ ДВУХ ГАЗООБРАЗНЫХ ТЕПЛОНОСИТЕЛЯХ

В теплообменниках с двумя газообразными теплоносителями, например, воздухоподогревателях газотурбинных установок или котельных агрегатов, необходимо учитывать расход энергии на подачу обоих теплоносителей и соответственно сопоставлять его не с коэффициентом теплоотдачи α, а с коэффициентом теплопередачи k. При сопоставлении по тепловым показателям, аналогично (19), сравнение производим в системе координат

$$k = \varphi\left(\frac{V_1\Delta p_1 + V_2\Delta p_2}{F}\right), \tag{32}$$

где нижние индексы 1 и 2 относятся соответственно к первичному теплоносителю (газу) и ко вторичному (воздуху).

Учитывая очевидное выражение (уравнение неразрывности) $G = Sw\gamma$ и уравнение Клапейрона — Менделеева $\gamma = \frac{p \cdot 10^4}{R\,T}$, где S — живое сечение; $w\gamma$ — весовая скорость; R — газовая постоянная; T — абсолютная температура; p — давление в *ата*, преобразуем (32)

$$k = \varphi\left[\frac{R_2 T_1}{10^4} \cdot \frac{G_1}{F}\left(\frac{\Delta p_1}{p_1}\,\frac{R_1}{R_2} + \frac{\Delta p_2}{p_2} \cdot \frac{T_2}{T_1} \cdot \frac{G_2}{G_1}\right)\right], \tag{33}$$

здесь R_1 и R_2 — газовые постоянные (продуктов сгорания) и воздуха; $R_2 = 29{,}27$ *кгм/кг* °С. Поскольку удельные веса газа и воздуха, приведенные к нормальным условиям, мало отличаются друг от друга, особенно в газотурбинных установках, то $\frac{R_1}{R_2} \approx 1$.

Для газотурбинных установок весовые расходы обоих теплоносителей можно принимать равными, т. е. $G_1 = G_2 = G$ и, выражение (33) примет вид

$$k = \varphi\left[\frac{29{,}27 T_1}{10^4} \cdot \frac{G}{F}\left(\frac{\Delta p_1}{p_1} + \frac{\Delta p_2}{p_2} \cdot \frac{T_2}{T_1}\right)\right] \tag{34}$$

или

$$k = \varphi\left[\frac{29{,}27 T_1}{10^4} \cdot \frac{S_1 (w\gamma)_1}{F}\left(\frac{\Delta p_1}{p_1} + \frac{\Delta p_2}{p_2} \cdot \frac{T_2}{T_1}\right)\right]. \tag{35}$$

Для определенного воздухоподогревателя ГТУ при заданном режиме значения средних абсолютных температур газа T_1 и воздуха T_2 известны; поэтому сопоставление по тепловым показателям можно производить в системе координат

$$k = \varphi\left[\frac{S_1 (w\gamma)_1}{F}\left(\frac{\Delta p_1}{p_1} + \frac{\Delta p_2}{p_2} \cdot \frac{T_2}{T_1}\right)\right]. \tag{36}$$

Следует учесть, что сопротивление по пути газа Δp_1 определяется при его весовой скорости $(w\gamma)_1$, а по пути воздуха Δp_2 при его весовой скорости $(w\gamma)_2$, причем $(w\gamma)_2 = (w\gamma)_1 \frac{S_1}{S_2}$, где $\frac{S_1}{S_2}$ — отношение живых сечений для газа и воздуха.

Сопоставление по весовым или объемным показателям нужно вести по весовому коэффициенту теплопередачи $k_{вес} = \frac{b}{k}$ или объемному коэффициенту теплопередачи $k_{об} = kf$; соответственно и правая часть выражений (32)—(36) должна быть тоже отнесена к единице веса (делением на b) или объема (умножением на f); поэтому для воздухоподогревателей ГТУ сопоставление можно производить в системе координат:

по тепловым показателям — по (36);

по весовым показателям

$$k_{вес} = \varphi\left[\frac{S_1 (w\gamma)_1}{Fb}\left(\frac{\Delta p_1}{p_1} + \frac{\Delta p_2}{p_2} \cdot \frac{T_2}{T_1}\right)\right] \text{ ккал/кг ч °С}; \tag{37}$$

по объемным

$$k_{об} = \varphi\left[\frac{f}{F} \cdot S_1 (w\gamma)_1 \left(\frac{\Delta p_1}{p_1} + \frac{\Delta p_2}{p_2} \cdot \frac{T_2}{T_1}\right)\right] ккал/м^3 ч\ °C. \quad (38)$$

Применение выведенных выше зависимостей и последовательность подсчетов пояснена примерами сопоставления некоторых поверхностей теплообмена (см. главу IV).

§ 4. ПУТИ ИНТЕНСИФИКАЦИИ ТЕПЛООБМЕНА

Задача интенсификации процесса теплообмена и создания высокоэффективных теплообменных аппаратов стала весьма актуальной в современной энергетике. В ряде случаев теплообменные аппараты некоторых газотурбинных установок имеют настолько большие размеры, что превышают размеры основного оборудования. В других случаях малая интенсивность теплообмена ограничивает возможности успешного решения поставленных задач. Проблема интенсификации теплообмена особенно актуальна в тех случаях, когда у одного или обоих теплоносителей коэффициенты теплоотдачи малы.

Трудность создания эффективного теплообменного аппарата для энергетических установок заключается не только в достижении высоких теплоаэродинамических показателей.

Помимо сохранения этих показателей теплообменные аппараты должны быть надежными в эксплуатации, просты по конструкции, технологичны в изготовлении и иметь небольшую стоимость. Возможность изготовления теплообменной аппаратуры из дешевых недефицитных материалов с применением современных высокопроизводительных технологических процессов является весьма важной. Указанные обстоятельства явились причиной того, что многие из предложенных типов теплообменных аппаратов несмотря на эффективность поверхности теплообмена все же не нашли применения.

Основными путями интенсификации процесса теплообмена в современных теплообменных аппаратах энергетических установок являются:

1. Использование развитых поверхностей теплообмена путем оребрения. Оребрение поверхности, как известно, применяется со стороны теплоносителя, обладающего меньшим коэффициентом теплоотдачи. Оребрение поверхности теплообмена целесообразно не только по высоким значениям коэффициента теплопередачи, но и по весовым показателям, так как поверхность оребрения, в 5—10 раз превосходящая несущую поверхность трубок, не подвержена давлению, а поэтому оребрение изготавливается из более тонкого материала чем трубки, тем самым обеспечивается значительный весовой эффект.

2. Воздействием на поток с целью его искусственной турбулизации. При значениях критерия Рейнольдса (Re), соответствующих

ламинарному и переходному режимам за счет искусственной турбулизации достигаются значения коэффициента теплоотдачи, характерные для развитого турбулентного потока. Однако, как показывает опыт, эффективность искусственной турбулизации потока с увеличением значения критерия Re снижается и особенно в области развитого турбулентного потока; при этом темп роста сопротивления превалирует над темпом роста теплоотдачи, а в ряде случаев сопротивление возрастает бесполезно.

3. Уменьшение определяющих геометрических размеров поверхности теплообмена. Произведенный анализ [11] применительно к воздухоподогревателям газотурбинных установок показывает, что при уменьшении наружного диаметра трубок с 19 до 14 *мм* объем пучка уменьшается в 1,54 раза, глубина пучка (по пути движения теплоносителей) в 1,52 раза, а поверхность теплообмена уменьшается в 1,14 раза. При этом число трубок возрастает в $\frac{1{,}52 \cdot 19}{1{,}14 \cdot 14} =$ $= 1{,}8$ раза.

Значительное увеличение числа трубок при уменьшении их диаметра усложняет и удорожает изготовление трубчатого аппарата. Таким образом, при уменьшении относительного шага существенно уменьшается объем и глубина пучка, а поверхность теплообмена изменяется незначительно. Уменьшение диаметра трубок и шага разбивки лимитируется также возрастанием сопротивления и возможностью быстрого засорения аппаратов. Итак, возможности повышения удельной поверхности трубчатых аппаратов весьма ограничены, существенное увеличение ее можно достигнуть лишь в пластинчатых конструкциях.

В проводимых ниже примерах видно, что решение задачи повышения интенсивности поверхностей теплообмена часто достигается сочетанием различных методов.

1. Оребренная поверхность теплообмена

а) Трубки с круглыми или прямоугольными поперечными ребрами. Обобщенные результаты экспериментального исследования теплообмена и сопротивления пучков таких трубок при поперечном обтекании приведены в широко известных работах В. М. Антуфьева и Г. С. Белецкого [4], Э. С. Карасиной [25] и др. Для интенсификации теплообмена идентичным решением представляется устройство теплообменных поверхностей из пучков трубок различной формы сечения с общими сплошными ребрами. Отдельные пучки различных геометрических размеров были исследованы Кейсом и Лондоном [58]. Данные некоторых из них приведены в табл. 1.

Результаты исследования теплообмена и сопротивления представляются уравнениями:

Пучок 1. Для значения $\mathrm{Re} = 400 \div 10\,000$

$$\mathrm{Nu} = 0{,}167\mathrm{Re}^{0,6} \cdot \mathrm{Pr}^{0,33}; \quad \xi = 0{,}137\mathrm{Re}^{-0,22}$$

Таблица 1

Размеры опытных пучков теплообменных поверхностей

Трубки	Диаметр трубки в *мм*	Расположение трубок	Тип оребрения	Шаг t_1 в *мм*	Шаг t_2 в *мм*	Ось последующего ряда сдвинута на δ_1 в *мм*	Толщина ребер $\delta_р$ в *мм*	Число ребер на 1 *пог. м*	Эквивалентный диаметр $d_э$ в *мм*	Удельная поверхность $\frac{F}{V}$ в $м^2/м^3$	Коэффициент сужения пучка
Круглые	10,2	Шахматное	Плоское	25,4	22	—	0,33	315	3,64	585	0,534
Плоские	18,7×2,54	Сдвинутое коридорное	То же	14	20	7,14	0,1	358	4,21	735	0,788
Плоские	18,7×2,54	То же	Рифленое	14	20	7,14	0,1	365	4,13	747	0,788

Пучок 2. Для значения $Re = 400 \div 3000$

$$Nu = 0{,}42Re^{0,47}Pr^{0,33}; \quad \xi = 0{,}69Re^{-0,435}.$$

Для значения $Re = 3000 \div 10\,000$

$$Nu = 0{,}12Re^{0,624}Pr^{0,33}; \quad \xi = 0{,}51Re^{-0,4}.$$

Пучок № 3. Для значения $Re = 500 \div 2000$

$$Nu = 0{,}185Re^{0,585}Pr^{0,33}; \quad \xi = 1{,}05Re^{-0,465}.$$

Для значения $Re = 2000 \div 12\,000$

$$Nu = 0{,}063Re^{0,73}Pr^{0,33}; \quad \xi = 0{,}2Re^{-0,247}.$$

В приведенных уравнениях в качестве определяющей температуры принята средняя температура потока, а определяющего геометрического размера — эквивалентный диаметр

$$d_э = 4it_2\frac{F_н}{S},$$

где i — число рядов трубок;

$F_н$ — наружная поверхность теплообмена;

S — сечение для прохода теплоносителя.

Эти формулы дают значения коэффициента теплоотдачи, отнесенного ко всей поверхности, без учета эффективности оребрения; поэтому в расчеты необходимо ввести поправку по общепринятой методике. Коэффициент сопротивления ξ в формулах отнесен к единице наружной оребренной поверхности; поэтому сопротивление определяется по формуле

$$\Delta p = \xi\frac{F_н}{S}\frac{w^2}{2g}\gamma.$$

Пучки трубок со сплошным оребрением были исследованы и другими авторами, в частности для тепловозных теплообменников — П. М. Егуновым [21].

б) Пучки трубок со спиральным оребрением. Навитая на несущую трубку лента образует винтовую поверхность оребрения. В этом случае лента к трубке припаивается или приваривается. В последнее время ВНИИМЕТМАШем разработана технология оребрения трубок из мягких пластичных металлов путем пластической деформации. Такие трубки применимы лишь при невысокой температуре, однако благодаря хорошему контакту в них отсутствует термическое сопротивление, которое снижает эффективность трубок с припаянным оребрением. Коэффициент оребрения ε, т. е. отношение суммарной наружной поверхности к внутренней, достигает значений 10—15 и более. При поперечном обтекании трубок с винтовой поверхностью оребрения образуется дополнительная турбулизация потока, которая обусловливает более интенсивный теплообмен, чем у трубок с гладкими поперечными ребрами.

Пучки трубок со спиральными ребрами различных геометрических размеров были исследованы при поперечном обтекании Кейсом и Лондоном [58], Фастовским В. Г. и Петровским Ю. В. [54] и др. Однако полученных материалов для широкого обобщения недостаточно. В качестве примера можно привести данные [58] по исследованию теплообмена и сопротивления шахматного пучка трубок следующих геометрических размеров:

Наружный диаметр несущих трубок	$d_н = 26$ *мм*;
Наружный диаметр оребрения	$D_н = 44{,}1$ *мм*;
Шаг разбивки трубок	$t_1 = 49{,}8$ *мм*,
	$t_2 = 52{,}5$ *мм*;
Число ребер на 1 пог. *м* трубки	$x = 346$;
Толщина ребер	$\delta_р = 0{,}3$ *мм*;
Эквивалентный диаметр	$d_э = 5{,}9$ *мм*;
Коэффициент оребрения	$\varepsilon = 9{,}6$;
Удельная поверхность	$f = 298$ *м*^{2}/*м*^{3}.

Для интервала чисел $\mathrm{Re} = 1500 \div 10\,000$

$$\mathrm{Nu} = 0{,}151\mathrm{Re}^{0,62}\,\mathrm{Pr}^{0,33};\ \xi = 0{,}18\mathrm{Re}^{-0,272}.$$

Принципы расчета по критериальным уравнениям такие же, как и для пучков 1—3 в пункте (а).

Кнудсеном и Катцем [59], Фортескье и Холлом [55] были исследованы трубки со спиральным оребрением при продольном обтекании. Исследуемые трубки располагались в цилиндрическом корпусе так, что между оребрением и внутренней поверхностью корпуса имелся кольцевой зазор. Исследования показали, что интенсивный теплообмен обусловлен вихрями, возникающими в зазоре между ребрами.

Значение коэффициента теплоотдачи, отнесенного к наружной поверхности трубок (коэффициент оребрения $\varepsilon = 4 \div 10$) при обтекании водой в интервале $\mathrm{Re} = 1000 \div 70\,000$ на 30—100% выше, чем для гладкой трубки, диаметр которой равен диаметру несущей

трубки [59], а коэффициент сопротивления ее выше в 2,5—4 раза. Имеющийся экспериментальный материал по исследованию теплообмена и сопротивления небольшого количества трубок для получения обобщенных зависимостей недостаточен.

в) Трубки с продольными ребрами. Продольные ребра располагаются равномерно по периметру несущей трубки. Оребренные трубки из пластичных материалов (алюминий и др.) образуются путем протяжки толстостенной трубы через соответствующего профиля прошивы.

Институтом электросварки АН УССР им. Е. О. Патона разработана технология и высокопроизводительные устройства для автоматической приварки на шовных машинах стальных корытообразных ребер к стальным трубкам. Такая поверхность теплообмена может быть применена для работы при высоких температурах, не допустимых для труб из алюминия и его сплавов. Приварка ребер на шовных машинах обеспечивает хороший тепловой контакт ребер и несущих трубок. Кремневым, Зозулей и Хавиным [33] было произведено исследование теплообмена и термического сопротивления стальных трубок диаметром $d_н = 16$ *мм*, несущих по окружности 8—16 продольных гладких стальных ребер толщиной 0,4 *мм* и высотой 12 *мм*. Трубки располагались в корпусе диаметром 42,6 *мм*. В интервале значений $Re = 5000 \div 20\,000$ при обтекании воздухом

$$Nu = 0{,}022Re^{0,8};\ \xi = \frac{0{,}316}{Re^{0,25}}.$$

Трубки с продольными ребрами были исследованы Биркенфельдом К. Г., Межирицким Л. М. и Черниковым В. И. [13], Кларком и Уинстоном [57] и др. Увеличение коэффициента теплоотдачи к оребрению может быть достигнуто путем применения волнистых ребер, разрезки ребер с отгибом их ребрышек, перфорации ребер за счет уменьшения толщины пограничного слоя при обтекании тел малых геометрических размеров и турбулизации потока или за счет разрушения пограничного слоя.

Дальнейшая интенсификация процесса теплообмена между двумя теплоносителями, физические свойства которых обусловливают малые значения коэффициента теплоотдачи, может быть достигнута также и за счет внутреннего оребрения.

2. Трубки с проволочным оребрением

Образуются путем навивки проволочных петель на несущую трубку по винтовой линии с помощью несложного приспособления на токарном станке. Припайка оребрения осуществляется с помощью припойной проволоки, навиваемой одновременно с оребрением. При пайке оловом нагрев несущей трубки осуществляется электротоком в специальном контактном устройстве. Процесс изготовления таких трубок, налаженный на заводе «Электросила» и

Троицком электромеханическом заводе механизирован и отличается высокой производительностью.

Интенсивный теплообмен здесь достигается не только за счет оребрения, а также и высоких значений коэффициента теплоотдачи; при этом обтекание проволок небольшого диаметра (0,5—0,7 *мм*) и турбулизация потока, происходящая за счет оребрения, обусловливает небольшую толщину пограничного слоя. Исследование теплообмена и сопротивления различных пучков трубок с проволочным оребрением при поперечном обтекании было выполнено Саликовым А. П., Тулиным С. Н. [47], [52], [53] и др.

В главе V и VI приводятся данные выполненных авторами исследований теплообмена и сопротивления отдельных трубок с проволочным оребрением и пучков при продольном обтекании маслом и воздухом, даны обобщенные формулы, анализ результатов исследования и сопоставление с поперечным обтеканием. В разработанных нами маслоохладителях из трубок с проволочным оребрением удельная поверхность теплообмена пучка лежит в пределах 340—440 $м^2/м^3$. Уменьшение габаритов и веса, в частности цветного металла, при использовании трубок с проволочным оребрением иллюстрируется сопоставлением основных показателей этих оребренных конструкций и серийного гладкотрубного маслоохладителя МО-60. В этом случае при одинаковой тепловой мощности достигается уменьшение габаритов (объема) и общего веса примерно в 5 раз, уменьшение расхода цветного металла в 2,7 раза.

3. Пластинчатая поверхность теплообмена

Дает возможность получить высокие значения удельной поверхности, создать компактные теплообменные аппараты. Если при этом предпринять дополнительные меры по интенсификации теплообмена либо за счет воздействия на поток, либо за счет оребрения, можно получить высокоэффективную поверхность теплообмена.

К первому типу пластинчатой поверхности можно отнести конструкцию воздухоподогревателя Невского завода имени Ленина (НЗЛ) для газотурбинной установки, разработанную и исследованную Антуфьевым В. М. [2], [5]. Поверхность теплообмена набирается из пластин, имеющих овалообразные штамповки. В связи с тем, что пластины свариваются только по краям, то они воспринимают давление теплоносителей и передают его на корпус. Это обусловливает большую толщину и вес поверхности теплообмена и корпуса, ограничивает возможность применения такой поверхности при давлениях выше 4—5 *атм*. Приведенные в главах II и IV результаты сопоставления пластинчатой поверхности НЗЛ с разработанной и исследованной авторами пластинчатой поверхностью повышенной турбулентности показывают преимущества последней. Широкое распространение получают в последнее время теплообменные аппараты, набираемые из пластин различной формы штамповок на прокладках и стягиваемых двумя нажимными плита-

ми [29], [30]. Достоинством такой конструкции является возможность быстрой разборки и легкость очистки поверхности теплообмена. Недостатками являются сложность достижения надлежащей плотности при сборке, а также возможность применения их лишь при невысоких давлениях теплоносителей.

Ко второму типу можно отнести теплообменные аппараты, выполненные из пластинчато-оребренной поверхности [45], [49], [58]. Удельная поверхность такой аппаратуры достигает значения 800—1600 $м^2/м^3$ и более. В этом типе распространена конструкция, набираемая из плоских листов, между которыми размещается оребрение в виде гофрированных листов. Форма этих гофров определяет вид канала, по которому движется теплоноситель. Каналы имеют обычно треугольную и прямоугольную форму сечения. Плоские и гофрированные листы соединяются совместно пайкой. Однако лучший тепловой контакт достигается в случае приварки корытообразных ребер к плоским листам на шовной контактной машине; при этом образуются прямоугольной формы каналы. С целью интенсификации теплообмена путем уменьшения толщины пограничного слоя или его разрушения применяются волнистые ребра, короткие со смещением ребра, разрезные ребра и др. Данные по теплообмену и сопротивлению, приведенные в работах [45] и [58], указывают на высокую эффективность пластинчато-оребренной поверхности теплообмена. Такая поверхность, однако, непригодна для теплообменников с резко отличающимися давлениями теплоносителей.

ГЛАВА II

ПЛАСТИНЧАТАЯ ПОВЕРХНОСТЬ ТЕПЛООБМЕНА ПОВЫШЕННОЙ ТУРБУЛЕНТНОСТИ

§ 5. ХАРАКТЕРИСТИКА РАЗЛИЧНЫХ ПОВЕРХНОСТЕЙ ТЕПЛООБМЕНА

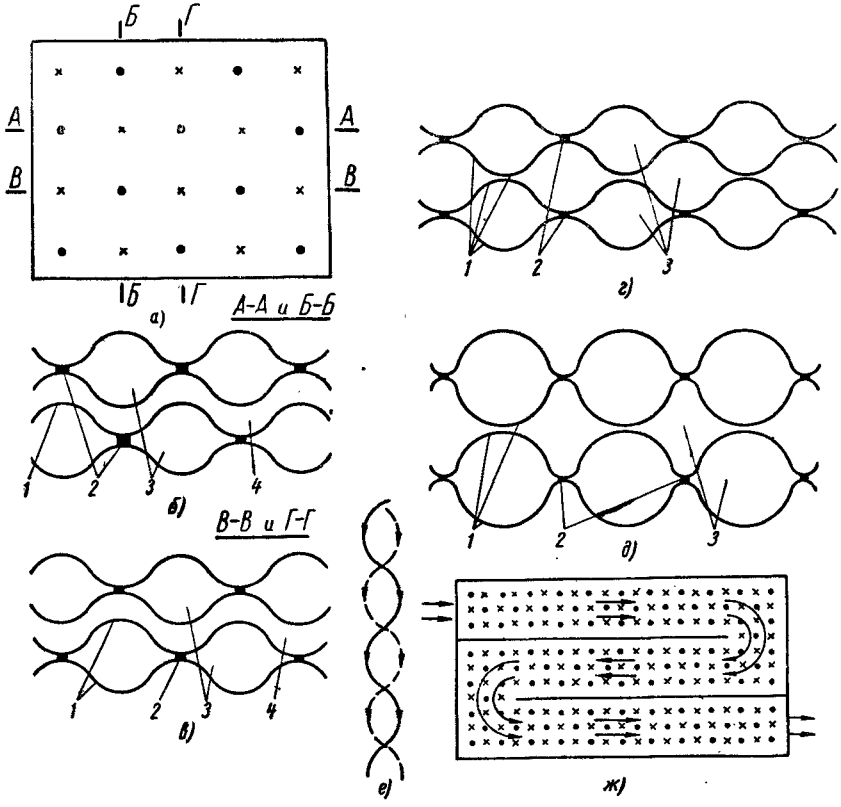
В различных отраслях техники находят применение теплообменные аппараты, в которых одним или обоими теплоносителями являются газы. Например, воздухоподогреватели (регенераторы) газотурбинных установок, воздухо-, газо- и водоохладители разнообразных энергетических установок. К этой области относятся, в частности, воздухоподогреватели газотурбовозов и воздуховодяные теплообменники тепловозов, в которых производится охлаждение циркулирующей воды при помощи подаваемого вентиляторами атмосферного воздуха.

Создание легких и малогабаритных теплообменников для транспортных установок всегда является важной задачей. Особенно эта задача актуальна для теплообменников, в которых одним или обоими теплоносителями являются газы, которым присущи невысокие значения коэффициента теплоотдачи. Например, для газотурбовозов существенное повышение экономичности (к. п. д.) может быть достигнуто при регенерации тепла отработавших газов, а это практически достижимо только при наличии малогабаритных и легких воздухоподогревателей.

Поставленная задача должна сочетаться с обеспечением небольших аэродинамических сопротивлений и высокого к. п. д., а также с простотой конструкции, ее технологичностью и дешевизной. В ряде случаев при высоких перепадах температур существенной является также возможность компенсации термических деформаций.

Одним из способов уменьшения габаритов теплообменных аппаратов является уменьшение эквивалентных диаметров проходных сечений, что практически легко осуществимо при пластинчатых конструкциях. Если при этом достигается интенсификация теплообмена с газовой стороны при невысоких аэродинамических сопротивлениях, предусмотрена возможность применения пластин небольшой толщины, то за счет этого можно ожидать существенного уменьшения габаритов и весов теплообменных аппаратов. В этом

и заключается основная идея разработанной поверхности теплообмена [1]. Пластинчатая поверхность теплообмена повышенной турбулентности показана на фиг. 5. Она состоит из пластин, на которых в шахматном порядке выштампованы сфероидального очертания выступы и впадины; выступы обозначены точками, впадины крести-



Фиг 5. Поверхность теплообмена повышенной турбулентности:
1 — штампованные пластины; *2* — точечная сварка; *3* — зигзагообразные каналы; *4* — волнообразные каналы.

ками (фиг. 5, *а*). Две такие пластины, соединенные точечной сваркой в соответствующих впадинах, образуют отдельные элементы (фиг. 5, *б* и *в*).

Отличительной особенностью данных пластин является то, что каждый сфероидальный выступ непосредственно, т. е. без плоских переходных участков, примыкает к соседним впадинам. Благодаря этому металл элемента, подвергнутого внутреннему или наружно-

[1] Авторское свидетельство № 122567 на имя С. С. Бермана.

му давлению, работает только на растяжение или сжатие, но не на изгиб.

Взаимное расположение элементов может быть выполнено согласно фиг. 5, *б* и *в*, т. е. выступы против впадин, или же согласно фиг. 5, *г* или *д*, т. е. выступы против выступов. Отличие этих двух последних фигур друг от друга заключается в том, что по фиг. 5, *г* проходные сечения для обоих теплоносителей одинаковы, а по фиг. 5, *д* разные. При компоновке поверхности теплообмена согласно фиг. 5, *г* и *д* попарная точечная сварка пластин может не производиться.

При компоновке пластин согласно фиг. 5, *г* или *д* для обоих теплоносителей образуются «зигзагообразные» проходные каналы, причем направление движения каждого теплоносителя все время меняется в двух взаимно-перпендикулярных плоскостях, благодаря чему создается повышенная турбулентность потока.

При компоновке пластин согласно фиг. 5, *б* и *в* для одного из теплоносителей, перемещающегося внутри попарно приваренных друг к другу пластин, образуются аналогичные «зигзагообразные» каналы *3*. Для другого теплоносителя образуются «волнообразные» каналы *4*. В них тоже создается повышенная турбулентность потока как за счет волнообразного направления потоков, так и за счет того, что в соседних сечениях, отстоящих друг от друга на шаг, потоки движутся в разных направлениях, как это показано на фит. 5, *е* сплошной и пунктирной линиями.

За счет изменения ширины волнообразных каналов *4* (фиг. 5, *б* и *в*) отношение проходных сечений для обоих теплоносителей может меняться в произвольных пределах.

Движение теплоносителей может быть как противоточное, так и с перекрестным током.

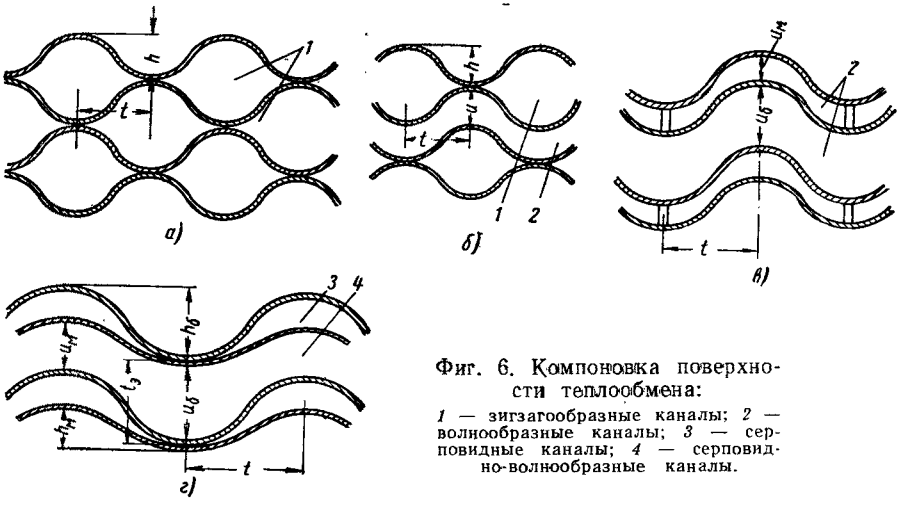
При помощи шовной сварки попарно двух пластин движение теплоносителя может быть выполнено в несколько ходов, например, в три хода, как показано на фиг. 5, *ж*.

Элементы, состоящие из двух соединенных точечной сваркой пластин, можно изогнуть по произвольному очертанию, например в виде спирали; при этом возможно создание теплообменных аппаратов различной конфигурации.

Помимо рассмотренных, возможны и другие компоновки из пластин повышенной турбулентности. Так, согласно фиг. 6, *в* каждые две пластины при помощи дистанционных бобышек, прихваченных точечной сваркой, соединяются в отдельные элементы: при этом для обоих теплоносителей образуются волнообразные каналы. Подобная компоновка, наряду с указанными выше достоинствами поверхности теплообмена повышенной турбулентности, может быть более компактной и менее склонна к засорению со стороны обоих теплоносителей, движущихся по волнообразным каналам.

Пластины могут компоноваться также согласно фиг. 6, *г*. В данном случае один теплоноситель движется в «серповидных» кана-

лах, другой в «серповидно-волнообразных» каналах переменного сечения, благодаря чему усиливается турбулизация потока. Из-за отсутствия дистанционных бобышек такая компоновка проще в изготовлении, чем при волнообразных каналах, согласно фиг. 6, *в*. Обе рассмотренные компоновки (фиг. 6, *в* и *г*) целесообразны лишь



Фиг. 6. Компоновка поверхности теплообмена:

1 — зигзагообразные каналы; *2* — волнообразные каналы; *3* — серповидные каналы; *4* — серповидно-волнообразные каналы.

в том случае, если проходное сечение для одного из теплоносителей должно быть значительно меньше, чем для другого, например, при теплоносителях вода — воздух.

Основные преимущества поверхности теплообмена повышенной турбулентности заключаются в следующем:

1) теплоаэродинамическом совершенстве, т. е. минимальном расходе энергии на преодоление аэродинамического сопротивления (на перекачку теплоносителя $V\Delta p$) при том же коэффициенте теплоотдачи, или повышенный коэффициент теплоотдачи при том же расходе энергии на перекачку теплоносителя. Теоретический анализ [11] показывает, что для двухатомных газов поперечное обтекание шахматного пучка будет выгоднее в теплоаэродинамическом отношении в том случае, если критерий Нуссельта Nu меньше 50. Есть основание полагать, что при меньших значениях Nu поверхность теплообмена с повышенной турбулентностью в теплоаэродинамическом отношении окажется еще более выгодной. Такое положение очевидно должно иметь место при небольших эквивалентных диаметрах. Например, принимая значение эквивалентного диаметра $d = 0{,}003$ *м*, коэффициент теплоотдачи $\alpha = 100 \div 200$ *ккал/м² ч* °С и коэффициент теплопроводности воздуха $\lambda = 0{,}04$ *ккал/м ч* °С, получим значение $\mathrm{Nu} = \frac{\alpha d}{\lambda}$ в пределах 7,5—15, т. е. значительно меньше 50. Следует отметить, что при любом очертании каналов благодаря неизменному проходному сечению и плав-

ному (в разных плоскостях) изменению направления потоков должна обеспечиваться интенсификация теплообмена при высоких теплоаэродинамических показателях;

2) малом весе поверхности теплообмена, которая может быть изготовлена из тонких листов, благодаря тому, что при сфероидальном очертании выступов и впадин отдельные ее элементы, соединенные точечной сваркой из двух штампованных листов, работают на растяжение, а не на изгиб;

3) легкости корпуса. благодаря возможности полного восприятия высоких давлений отдельными элементами;

4) большой удельной поверхности теплообмена, приходящейся на единицу объема пучка;

5) эластичности пластин, обеспечивающей надежную компенсацию температурных деформаций без применения особых конструкций;

6) небольшой засоряемости, обеспечивающейся постоянством проходных сечений на всем пути движения теплоагента, удобством и доступностью чистки каналов волнообразного и серповидно-волнообразного очертания;

7) возможности создания противопотока, обеспечивающего высокий к. п. д. теплообменного аппарата;

8) дешевизне изготовления благодаря штамповке и сварке, чем исключается необходимость применения дорогостоящих припоев.

§ 6. ПЛАН ИССЛЕДОВАНИЙ

Соответственно рассмотренному пластинчатая поверхность теплообмена для воздуха позволяет осуществить три типа каналов: «зигзагообразный», «волнообразный» и «серповидно-волнообразный».

Поэтому задачей исследования являлось:

1. Определение зависимости теплообмена и сопротивления указанных каналов при их обтекании воздухом (при $p \approx 1$ *ата*) от основных размеров пластинчатой поверхности.

Для зигзагообразных каналов относительным размером является отношение высоты выступа (впадины) h к шагу разбивки t (см. фиг. 6, *а*). Исследованы пластины с шагом разбивки $t = 10$ и 15,5 *мм* при разных значениях h.

Для волнообразных каналов (см. фиг. 6, *б*) относительным размером, помимо отношения $\frac{h}{t}$, является отношение $\frac{u}{t}$, где u — расстояние между пластинами. Волнообразные каналы исследовались при нескольких значениях h и для каждого устанавливались три-четыре значения u.

Для серповидно-волнообразных каналов характерными размерами являются размеры, приведенные на фиг. 6, *г*, где показана очевидная зависимость $h_б - h_м = u_б - u_м$.

шариками диаметром 9,525 *мм*, установленными как в матрице, так и в пуансоне. Это обеспечило даже при глубокой штамповке $\frac{h}{t} \approx 0{,}63$ плавное очертание кривизны поверхности теплообмена без каких-либо перегибов и плоских участков. Местоположение шариков фиксировалось путем приклеивания эпоксидной смолой. При изготовлении штампа были обеспечены жесткие допуски шага разбивки (порядка $+0{,}05$ *мм*) и расположения шариков по высоте (допуск $\pm 0{,}05$ *мм*). Также были отштампованы пластины с $t \approx 15{,}5$ *мм* и диаметре шариков 15 *мм*. Штамповка пластин производилась на 30-тонном лабораторном гидравлическом прессе.

Различная глубина штамповки обеспечивалась калиброванными прокладками различной толщины, устанавливаемыми между матрицей и пуансоном, причем пуансон «садился» на эти прокладки. Исследуемые пластины штамповались из латуни марки Л-62 толщиной 0,4 *мм* и из нержавеющей стали марки 1Х18Н9Т толщиной 0,28 и 0,17 *мм*. Кроме того, была произведена штамповка пластин из нержавеющей стали толщиной 0,12 *мм*.

При штамповке наряду с пластической деформацией материала пластин наблюдалась и упругая деформация; поэтому фактическая глубина штамповки была несколько меньше той, которая соответствует толщине прокладок, а их толщина подбиралась опытным путем.

Точечная сварка каждой пары пластинок, составляющих отдельный элемент, производилась на конденсаторной точечной машине типа ТКМ-7 производства Киевского завода электроизмерительной аппаратуры.

При штамповке поверхность листа несколько увеличивается, причем это увеличение может быть учтено коэффициентом

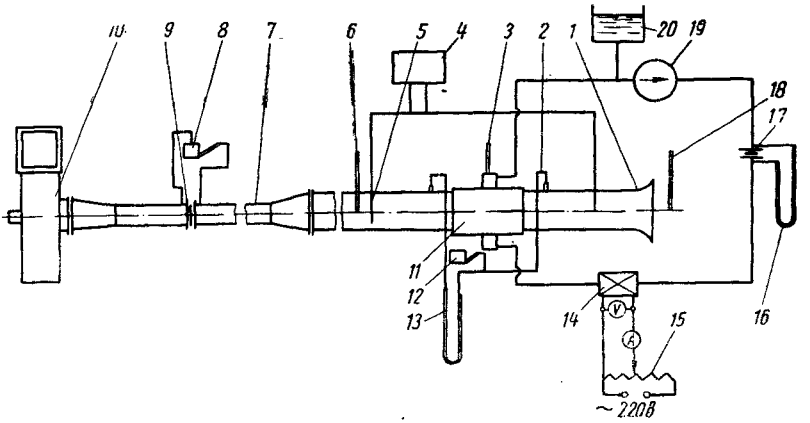
$$\varphi \approx \frac{1 + \sqrt{1 + \left(\frac{3h}{2t}\right)^2}}{2}. \qquad (39)$$

В наших работах максимальная глубина штамповки при шаге $t = 10$ *мм* составляет $h = 6{,}28$ *м*. Следовательно,

$$\varphi = 0{,}5\left[1 + \sqrt{1 + \left(\frac{3 \cdot 6{,}28}{2 \cdot 10}\right)^2}\right] = 1{,}19.$$

Исследование производилось по методу полного моделирования. Опытные модели были выполнены секционными, из трех отдельных элементов (фиг. 8). По одному ходу циркулирует нагретая вода, а в двух каналах, расположенных между элементами, движется нагреваемый воздух. Два наружных концевых элемента

воды осуществляется электрическим нагревателем, мощность которого регулируется лабораторным автотрансформатором. Чтобы циркуляционная система всегда была заполнена водой, предусмотрен расширительный бачок. В наивысшей точке циркуляционной системы установлен атмосферный кран для возможности удаления из системы воздуха.



Фиг. 9. Принципиальная схема стенда для исследования теплообмена и сопротивления:

1 — аэродинамическая трубка; *2* — трубка отбора статического давления; *3*, *6*, *18* — термометры; *4* — потенциометр; *5* — дифференциальный термостолбик; *7* — мерный участок трубы; *8*, *12* — микроманометры; *9* — мерная диафрагма; *10* — вентилятор; *11* — модель теплообменника; *13* и *16* — дифференциальные манометры; *14* — электронагреватель; *15* — автотрансформатор; *17* — мерная диафрагма; *18* — термометр; *19* — насос; *20* — расширительный бачок.

Методика измерений тепловых параметров

Измерение расхода воздуха производилось диафрагмами «четверть круга», обусловливающими постоянное значение коэффициента расхода в широком интервале значений критерия $Re = 400 \div 150 \cdot 10^3$.

Две диафрагмы с различными отверстиями обеспечивали необходимый перепад давлений на микроманометре ММН во всем интервале измерений. Для точности измерений диафрагмы были протарированы. При этом были получены значения коэффициента расхода, отличающиеся от приводимых в литературе [43] на величину до 1,5%.

Расход воды также измерялся с помощью протарированной диафрагмы и ртутного U-образного дифференциального манометра.

Сопротивление теплообменника по воздушной стороне измерялось как разность статических давлений до и после теплообменника с помощью трубок отбора статического напора и диф-

ференциального манометра при перепаде давления больше 80—100 *мм вод. ст.*, а при меньших перепадах по микроманометрам типа МФУ.

Измерение температуры поступающего в теплообменник воздуха производилось лабораторным ртутным термометром с ценой деления 0,1 °С, установленным в потоке воздуха перед входным коллектором аэродинамической трубы. Величина нагрева воздуха в теплообменнике определялась посредством дифференциального термостолбика, составленного из четырех термопар хромель — алюмель. Холодные спаи термопар располагались в потоке воздуха перед входным коллектором, а горячие — в аэродинамической трубе за испытуемым пучком на расстоянии, достаточном (больше чем 6 $d_э$) для удовлетворительного перемешивания нагретого воздуха. Хорошее перемешивание воздуха за пучком также обусловливается характером выхода потоков из каналов. Горячие спаи были разнесены равномерно по высоте сечения аэродинамической трубы. Определение электродвижущей силы термостолбика производилось потенциометром ПП, что обеспечило погрешность измерения разности температуры воздуха, не превышающей $\pm 0{,}1$ °С, или 0,3—0,6%. Температура воздуха за теплообменником определялась как сумма температуры поступающего воздуха и величины нагрева его. Для контроля при наладке режимов испытаний и проведения исследований в трубе за пучком был установлен в центре потока ртутный термометр с ценой деления 0,5 °С. Температура циркулирующей воды измерялась лабораторным ртутным термометром с ценой деления 0,5 °С, при этом на выступающий столбик вводилась поправка. При расходе воды 3—5 $м^3/ч$ охлаждение ее в теплообменнике не превышало 0,1—0,2 °С, поэтому температура ее измерялась в одной точке.

Измерение геометрических размеров

Измерение высоты выступов (впадин) h производилось штангенциркулем. Измерение ширины волнообразных каналов u в первой серии опытов производилось при $u = 5 \div 8$ *мм* с помощью индикатора, при значениях $u < 5$ *мм* с помощью калиброванных по микрометру щупов. Замеры величин h и u производились в разных точках поверхности нагрева и затем усреднялись. Начиная со второй серии опытов, был использован более точный способ определения расстояния между пластинами. Воздушные каналы между пластинами после продувки заливались расплавленной солью — формальдегидной мочевиной ($t_{плавл} \approx 140$ °С).

После разборки пакета получались слепки воздушных каналов. Микрометром измерялись во всех точках значения u, а для серповидно-волнообразных каналов $u_б$ и $u_м$, которые затем усреднялись.

Поскольку при определении величины u и в волнообразных каналах с помощью щупов и индикаторов не удавалось произ-

вести измерения в средней части канала, выявилась целесообразность проверки сходимости размеров с ранее произведенными измерениями (в первой серии опытов). С этой целью была проведена дополнительная продувка волнообразного канала с $h = 4{,}45$ и $u = 4{,}91$ *мм*, причем значение u определялось методом заливки расплавленной солью. Результаты опыта и поверочного расчета подтвердили наличие удовлетворительной сходимости с ранее произведенными исследованиями.

Методика обработки опытных данных по теплообмену и сопротивлению

Коэффициент теплопередачи определялся из уравнения

$$k = \frac{Q}{F\overline{\Delta t}},$$

где $Q = G_2 c_p \delta t_2$ — количество тепла, переданного воздуху, в *ккал/ч*;

F — поверхность теплообмена, принятая при обработке равной поверхности плоских пластин в $м^2$;

$\overline{\Delta t}$ — среднелогарифмический температурный напор в °С;

k — коэффициент теплопередачи в $ккал/м^2\,ч\,°C$;

G_2 — расход воздуха в *кг/ч*; теплоемкость воздуха $c_p = 0{,}24$ *ккал/кг* °С;

δt_2 — величина нагрева воздуха °С.

При расходе воды 3,5—4 $м^3/ч$ скорость ее в зигзагообразных каналах модели изменялась в пределах (для разных каналов) 1—2 *м/сек*. При этих условиях термическое сопротивление с водяной стороны, а также самой стенки толщиной $\approx 0{,}2$—$0{,}3$ *мм* по сравнению с термическим сопротивлением со стороны воздуха пренебрежимо мало; поэтому коэффициент теплоотдачи со стороны воздуха α принимался равным коэффициенту теплопередачи k.

Результаты первой серии опытов для зигзагообразных и волнообразных каналов и второй серии серповидно-волнообразных обработаны в виде зависимостей

$$\alpha = b\,(w\gamma)^m, \quad \Delta p = e\,(w\gamma)^r,$$

где $w\gamma = \frac{G_2}{3600\,S}$ — весовая скорость потока воздуха в узком (живом) сечении каналов в $кг/м^2\,сек$.

Живое сечение одного канала: зигзагообразного $S = ha$; волнообразного $S = ua$; серповидно-волнообразного $S = \frac{u_б + u_м}{2} \times a = \bar{u}a$, где a — высота канала (пакета) в *м*,

Нижеприводимый анализ показал, что определяющим геометрическим размером для всех типов исследованных каналов целесообразно принимать значение h, а результаты первых двух и третьей серии опытов обработаны в виде критериальных зависимостей $Nu = f(Re)$ и $Eu = f(Re)$.

§ 8. РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЯ ТЕПЛООБМЕНА И СОПРОТИВЛЕНИЯ

Для проверки установки и аппаратуры было проведено испытание шахматного трубного пучка, результаты которого были сопоставлены с данными расчета по формулам Кузнецова Н. В. Средние отклонения критериев Nu и Eu не превышают соответственно 4 и 4,5%. Это подтверждает достаточную точность методики экспериментального исследования и примененной измерительной аппаратуры.

Исследование зигзагообразных каналов. Первая серия опытов была проведена при $t = 10$ *мм* и $h = 6{,}28$; 4,45 и 2,53 *мм*. Измерения проводились в пределах весовых скоростей (в узком сечении) $w\gamma = 3 \div 26$ *кг/м² сек*. Значения коэффициента теплоотдачи лежат в пределах $\alpha = 43 \div 350$ *ккал/м² ч °С*, и аэродинамического сопротивления $\Delta p = 16 \div 2200$ *мм вод. ст./м*.

С увеличением h в пределах исследованных значений $h = 2{,}53 \div 6{,}28$ *мм* коэффициент теплоотдачи и аэродинамическое сопротивление возрастают, причем коэффициент теплоотдачи возрастает быстрее. Кривые $\alpha = f(w\gamma)$ претерпевают излом при некоторых значениях весовой скорости, которые зависят от геометрических размеров поверхности теплообмена. Такой же характер имеют зависимости $\alpha = f(w\gamma)$ и для волнообразных и серповидно-волнообразных каналов. Уместно указать, что излом аналогичного характера имеет место при теплообмене в трубках на границе между переходным и развитым турбулентным режимом [39].

Формулы для определения коэффициента теплоотдачи и сопротивления в зависимости от весовой скорости воздуха в узком сечении по данным измерений первой серии опытов приведены в табл. 2.

Исследование волнообразных каналов. В первой серии опытов волнообразные каналы были исследованы при следующих размерах поверхности теплообмена $t = 10$ *мм*; $h = 6{,}28$ *мм* и $u = 7{,}3$; 6,15 и 4 *мм*; $h = 4{,}45$ *мм*; $u = 7{,}7$; 5,4 и 4,45 *мм*; $h = 2{,}53$ *мм*; $u = 7{,}45$; 5,3 и 4 *мм*.

Измерения проводились в пределах весовых скоростей в узком сечении $w\gamma = 4 \div 48$ *кг/м² · сек*. Значения коэффициента теплоотдачи лежат в пределах $\alpha = 43 \div 350$ *ккал/м² · ч °С*, а аэродинамического сопротивления $\Delta p = 18 \div 1600$ *мм вод. ст./м*.

Основное влияние на теплообмен в волнообразных каналах оказывает высота h. При увеличении h возрастает значение коэффициента теплоотдачи α. Расстояние между элементами u ока-

Таблица 2

Опытные данные теплообмена и сопротивления зигзагообразных и волнообразных каналов в зависимости от весовой скорости воздуха в узком сечении

(при $p \approx 1$ *ата* и $t \approx 40$ °С) (первая серия опытов)

№ опытных поверхностей теплообмена	h в *мм*	u в *мм*	$w\gamma$ в *кг/м²·сек*	α в *ккал/м² · ч °С*	Δp в *мм вод. ст./м*
			Зигзагообразные каналы		
1	6,28	—	6—30	$34{,}6\,(w\gamma)^{0.75}$	
			3,4—6	$24{,}7\,(w\gamma)^{0.94}$	$10{,}175\,(w\gamma)^{1.74}$
2	4,45	—	7,2—30,5	$32{,}6\,(w\gamma)^{0.74}$	
			3,5—7,2	$16{,}57\,(w\gamma)^{1.058}$	$8{,}83\,(w\gamma)^{1.758}$
3	2,53	—	16—37	$16{,}36\,(w\gamma)^{0.792}$	
			5,3—16	$6{,}46\,(w\gamma)^{1.125}$	$6{,}36\,(w\gamma)^{1.77}$
			Волнообразные каналы		
4	6,28	7,30	7,9—22	$31{,}4\,(w\gamma)^{0.691}$	
			3,44—7,9	$24{,}2\,(w\gamma)^{0.818}$	$4{,}208\,(w\gamma)^{1.632}$
5	6,28	6,15	7,5—23,6	$32{,}0\,(w\gamma)^{0.7}$	
			4,1—7,5	$24{,}6\,(w\gamma)^{0.834}$	$5{,}37\,(w\gamma)^{1.626}$
6	6,28	4,0	11,6—35	$30{,}66\,(w\gamma)^{0.677}$	
			5,3—11,6	$19{,}5\,(w\gamma)^{0.864}$	$6{,}7375\,(w\gamma)^{1.565}$
7	4,45	7,7	8,4—25,6	$25{,}5\,(w\gamma)^{0.682}$	
			3,5—8,4	$17{,}95\,(w\gamma)^{0.846}$	$2{,}195\,(w\gamma)^{1.659}$
8	4,45	5,40	11,4—34,5	$23{,}65\,(w\gamma)^{0.68}$	
			5,1—11,4	$16{,}31\,(w\gamma)^{0.834}$	$2{,}76\,(w\gamma)^{1.594}$
9	4,45	4,45	9—36	$25{,}2\,(w\gamma)^{0.677}$	
			6—9	$20{,}25\,(w\gamma)^{0.773}$	$2{,}97\,(w\gamma)^{1.585}$
10	2,53	7,45	16—23,2	$15{,}22\,(w\gamma)^{0.7}$	
			7,6—16	$11{,}11\,(w\gamma)^{0.818}$	$1{,}0\,(w\gamma)^{1.650}$
11	2,53	5,31	22,4—34	$14{,}85\,(w\gamma)^{0.706}$	
			5,7—22,4	$10{,}25\,(w\gamma)^{0.825}$	$1{,}05\,(w\gamma)^{1.657}$
12	2,53	4,0	22—38,5	$14{,}2\,(w\gamma)^{0.706}$	
			7—22	$9{,}92\,(w\gamma)^{0.824}$	$1{,}359\,(w\gamma)^{1.686}$

зывает меньшее влияние на коэффициент теплоотдачи, причем с увеличением u возрастает α.

Зависимость аэродинамического сопротивления Δp от размеров поверхности теплообмена (от h и u) носит тот же характер, что для коэффициента теплоотдачи.

На основе изложенного можно считать, что для волнообразных каналов определяющим геометрическим размером является высота выступов (впадин) h и это учтено при обработке в критериальной форме экспериментальных данных третьей серии опытов.

Результаты этих опытов, проведенных при $t = 10$ и 15,5 *мм*, представлены в табл. 3.

Таблица 3

Опытные данные теплообмена и сопротивления волнообразных каналов пластин повышенной турбулентности

(третья серия опытов)

№ опытных поверхностей теплообмена	t в *мм*	h в *мм*	u в *мм*	Nu = f (Re)	Eu = f (Re)
13	15,5	9,55	9,84	$Nu = 0{,}073\ Re^{0,775}$	$Eu = 52{,}2\ Re^{-0,372}$
14	15,5	9,55	8,27	$Nu = 0{,}076\ Re^{0,775}$	$Eu = 67{,}8\ Re^{-0,372}$
15	15,5	9,55	5,55	$Nu = 0{,}0588\ Re^{0,775}$	$Eu = 58{,}6\ Re^{-0,372}$
16	10	6,21	6,32	$Nu = 0{,}0705\ Re^{0,775}$	$Eu = 73{,}1\ Re^{-0,372}$
17	10	6,21	4,87	$Nu = 0{,}0675\ Re^{0,775}$	$Eu = 69{,}4\ Re^{-0,372}$
18	10	6,21	3,08	$Nu = 0{,}0562\ Re^{0,775}$	$Eu = 104\ Re^{-0,372}$
19	10	4,643	5,70	$Nu = 0{,}0494\ Re^{0,775}$	$Eu = 40{,}1\ Re^{-0,372}$
20	10	4,643	4,90	$Nu = 0{,}048\ Re^{0,775}$	$Eu = 32\ Re^{-0,372}$
21	10	4,643	2,745	$Nu = 0{,}0412\ Re^{0,775}$	$Eu = 46{,}5\ Re^{-0,372}$
22	10	2,48	6,92	$Nu = 0{,}0378\ Re^{0,73}$	$Eu = 20{,}4\ Re^{-0,39}$
23	10	2,48	3,82	$Nu = 0{,}00752 Re^{0,985}$	$Eu = 12{,}25\ Re^{-0,311}$
24	10	2,48	3,27	$Nu = 0{,}0243\ Re^{0,775}$	$Eu = 19{,}95\ Re^{-0,372}$
25	10	2,48	1,46	$Nu = 0{,}00968\ Re^{0,839}$	$Eu = 19{,}9\ Re^{-0,317}$

В качестве определяющего геометрического размера принято h; значение критерия Эйлера (Eu) отнесено к длине 200 *мм*.

Исследование серповидно-волнообразных каналов. Серповидно-волнообразные каналы были исследованы при следующих геометрических параметрах:

а) высота выступов $h_б = 5{,}15$ *мм* и $h_м = 3{,}65$ *мм*.

Расстояния между пластинами: $u_б = 3{,}3$ *мм*; $u_м = 1{,}74$ *мм* и $\bar{u} = 2{,}52$ *мм*; $u_б = 4{,}75$ *мм*; $u_м = 3{,}16$ *мм*: $\bar{u} = 3.95$ *мм*; $u_б = 7{,}01$ *мм*; $u_м = 5{,}43$ *мм* и $\bar{u} = 6{,}22$ *мм*;

б) $h_б = 4{,}8$ *мм* и $h_м = 3{,}8$ *мм*; $u_б = 3{,}18$ *мм*; $u_м = 2{,}20$ *мм*; $\bar{u} = 2{,}69$ *мм*; $u_б = 3{,}86$ *мм*; $u_м = 2{,}87$ *мм*; $\bar{u} = 3{,}36$ *мм*; $u_б = 5{,}56$ *мм*; $u_м = 4{,}49$ *мм*; $\bar{u} = 5{,}03$ *мм*.

Измерения производились в пределах весовых скоростей по узкому сечению $w\gamma = 7 \div 50$ *кг/м²·сек*. Значения коэффициента теплоотдачи лежат в пределах $\alpha = 50 \div 280$ *ккал/м²·ч °С*, а значение аэродинамического сопротивления $\Delta p = 40 \div 2000$ *мм. вод. ст./м*.

Формулы для определения коэффициента теплоотдачи и сопротивления по экспериментальным данным для серповидно-волнообразных каналов приведены в табл. 4. Обработка опытных

Таблица 4

Опытные данные теплообмена и сопротивления серповидно-волнообразных каналов в зависимости от весовой скорости воздуха в узком сечении

(при $p \approx 1$ *ата* и $t \approx 40$ °С)

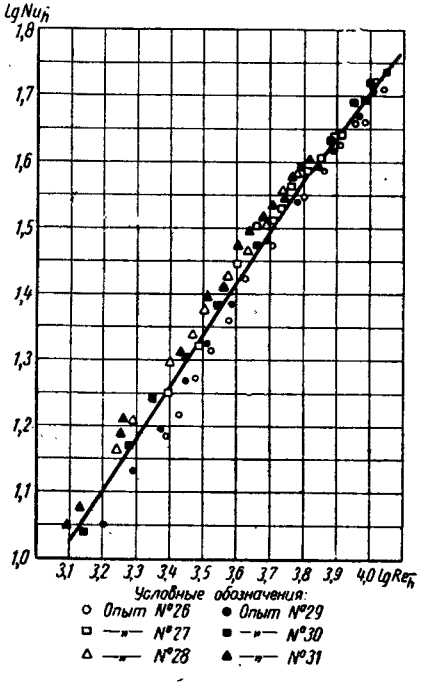
№ опытных поверхностей теплообмена	$h_б$ в *мм*	$h_м$ в *мм*	$u_б$ в *мм*	$u_м$ в *мм*	$\overline{u}$ в *мм*	$w\gamma$ в *кг/м²·сек*	α в *ккал/м²·ч °С*	Δp в *мм вод. ст./м*
26	5,15	3,65	3,3	1,74	2,52	18—50 10—18	$16{,}4\,(w\gamma)^{0{,}735}$ $8{,}03\,(w\gamma)^{0{,}956}$	$4{,}23\,(w\gamma)^{1{,}6}$
27	5,15	3,65	4,75	3,16	3,95	19—40 9,5—19	$19{,}7\,(w\gamma)^{0{,}707}$ $12{,}35\,(w\gamma)^{0{,}867}$	$2{,}95\,(w\gamma)^{1{,}578}$
28	5,15	3,65	7,01	5,43	6,22	16—30 7,5—16	$21\,(w\gamma)^{0{,}7}$ $14{,}61\,(w\gamma)^{0{,}829}$	$2{,}15\,(w\gamma)^{1{,}605}$
29	4,8	3,8	3,18	2,2	2,69	16,5—50 7,2—16,5	$19{,}25\,(w\gamma)^{0{,}7}$ $9{,}13\,(w\gamma)^{0{,}967}$	$2{,}75\,(w\gamma)^{1{,}65}$
30	4,8	3,8	3,86	2,87	3,36	11,5—50 6,2—11,5	$20{,}2\,(w\gamma)^{0{,}694}$ $12{,}0\,(w\gamma)^{0{,}91}$	$2{,}50\,(w\gamma)^{1{,}63}$
31	4,8	3,8	5,56	4,49	5,03	10—32 5,6—10	$22{,}1\,(w\gamma)^{0{,}683}$ $13{,}5\,(w\gamma)^{0{,}893}$	$2{,}505\,(w\gamma)^{1{,}605}$

данных в критериальном виде представлена на фиг. 10 и 11. В этом случае определяющий размер

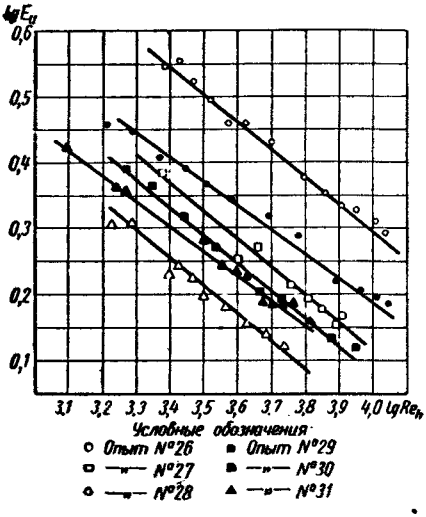
$$\overline{h} = \frac{h_б + h_м}{2}.$$

Анализ экспериментальных данных (см. фиг. 10) показывает, что коэффициент теплоотдачи исследованных каналов с увеличением средней ширины воздушного канала $\bar{u}$ немного возрастает.

Угол наклона экспериментальных линий $Nu_{\bar{h}} = f(Re_{\bar{h}})$ для серповидно-волнообразных и волнообразных каналов практически совпадает. Одновременно с этим имеет также место характерный излом кривых. С уменьшением средней ширины воздушных каналов аэродинамическое сопротивление (см. фиг. 11) возрастает, что также имеет место в исследованных волнообразных каналах. Угол наклона линий, т. е. показатель степени весо-



Фиг. 10. Зависимость $Nu_{\bar{h}} = f(Re_{\bar{h}})$ для серповидно-волнообразных каналов.

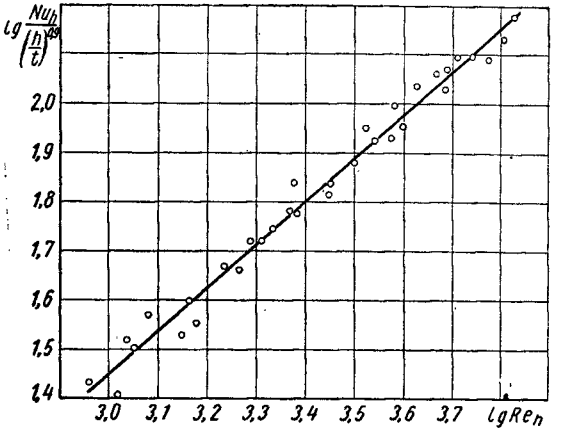


Фиг. 11. Зависимость $Eu = f(Re_{\bar{h}})$ для серповидно-волнообразных каналов.

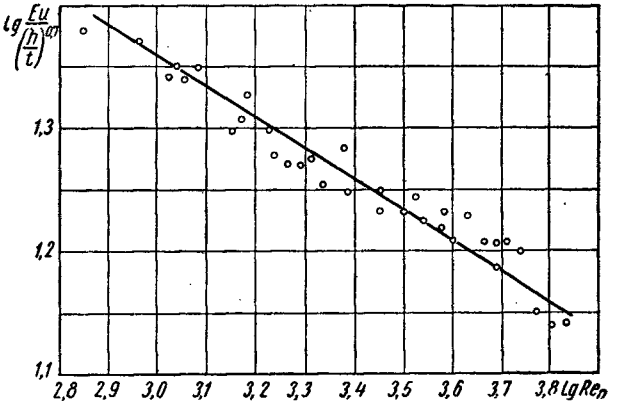
вой скорости практически одинаков для обоих типов каналов. Аэродинамическое сопротивление исследованных серповидно-волнообразных каналов несколько меньше, чем сопротивление волнообразных каналов той же ширины.

Обобщенные формулы теплоотдачи и сопротивления

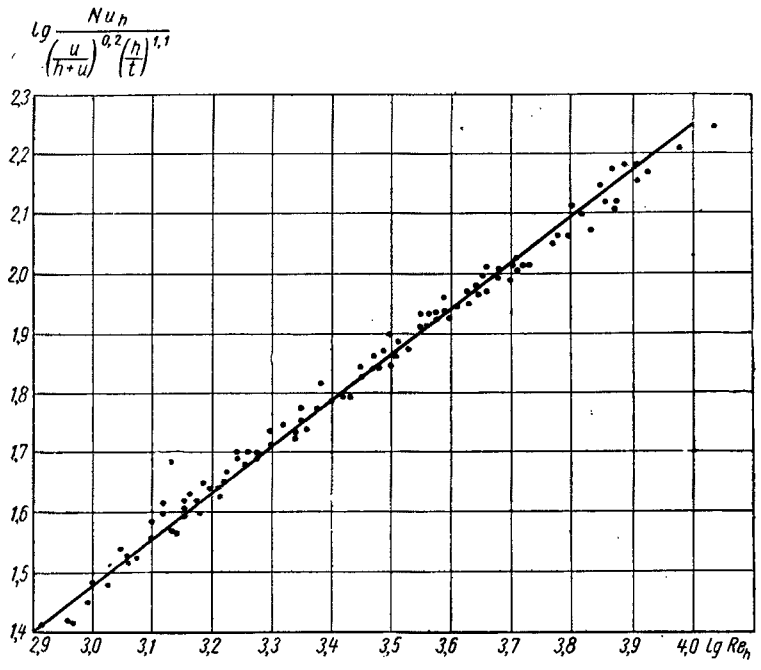
Экспериментальные данные по теплоотдаче и сопротивлению зигзагообразных и волнообразных каналов можно обобщить с



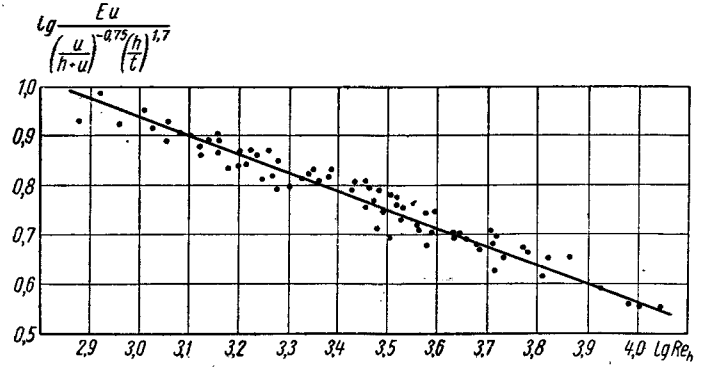
Фиг. 12. Зависимость $Nu_h = f\left(Re_h, \frac{h}{t}\right)$ для зигзагообразных каналов по обобщенной формуле.



Фиг. 13. Зависимость $Eu = f\left(Re_h, \frac{h}{t}\right)$ для зигзагообразных каналов по обобщенной формуле.



Фиг. 14. Зависимость $\mathrm{Nu}_h = f\left(\mathrm{Re}_h, \frac{h}{t}, \frac{u}{h+u}\right)$ для волнообразных каналов по обобщенной формуле.



Фиг. 15. Зависимость $\mathrm{Eu} = f\left(\mathrm{Re}_h, \frac{h}{t}, \frac{u}{h+u}\right)$ для волнообразных каналов по обобщенной формуле.

помощью следующих критериальных уравнений. Зигзагообразные каналы при $Re = 900 \div 7000$; $\frac{h}{t} = 0{,}25 \div 0{,}65$.

$$Nu_h = 0{,}066 \left(\frac{h}{t}\right)^{0,9} Re_h^{0,875}; \tag{40}$$

$$Eu = 6{,}45 i \left(\frac{h}{t}\right)^{0,7} Re_h^{-0,25}. \tag{41}$$

$$i = H/t,$$

где H — длина пути воздуха в *м*.

Волнообразные каналы при $Re = 800 \div 11000$; $\frac{h}{t} = 0{,}25 \div 0{,}65$;

$$\frac{u}{t} = 0{,}4 \div 0{,}73;$$

$$Nu_h = 0{,}138 \left(\frac{h}{t}\right)^{1,1} \left(\frac{u}{h+u}\right)^{0,2} Re_h^{0,78}; \tag{42}$$

$$Eu = 5{,}75 i \left(\frac{h}{t}\right)^{1,7} \left(\frac{u}{h+u}\right)^{-0,75} Re_h^{-0,375}. \tag{43}$$

Из фиг. 12-15, на которых нанесены экспериментальные данные, обработанные по формулам (40) — (43), видно, что обобщенные формулы удовлетворительно выражают результаты исследований.

§ 9. ТЕПЛОАЭРОДИНАМИЧЕСКИЕ ПОКАЗАТЕЛИ

Представляет интерес провести теплоаэродинамическое сопоставление разработанной поверхности при различных ее геометрических размерах, а также сравнение ее с другими поверхностями: например, с трубой при турбулентном движении воздуха внутри ее и с пластинчатой поверхностью НЗЛ [2], [5].

Теплоаэродинамическое сопоставление зигзагообразных, волнообразных и серповидно-волнообразных каналов. Результаты исследования теплообмена и сопротивления пластинчатой поверхности повышенной турбулентности вначале были обработаны в виде зависимостей:

$$\alpha = b\,(w\gamma)^m \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{ч °C};$$

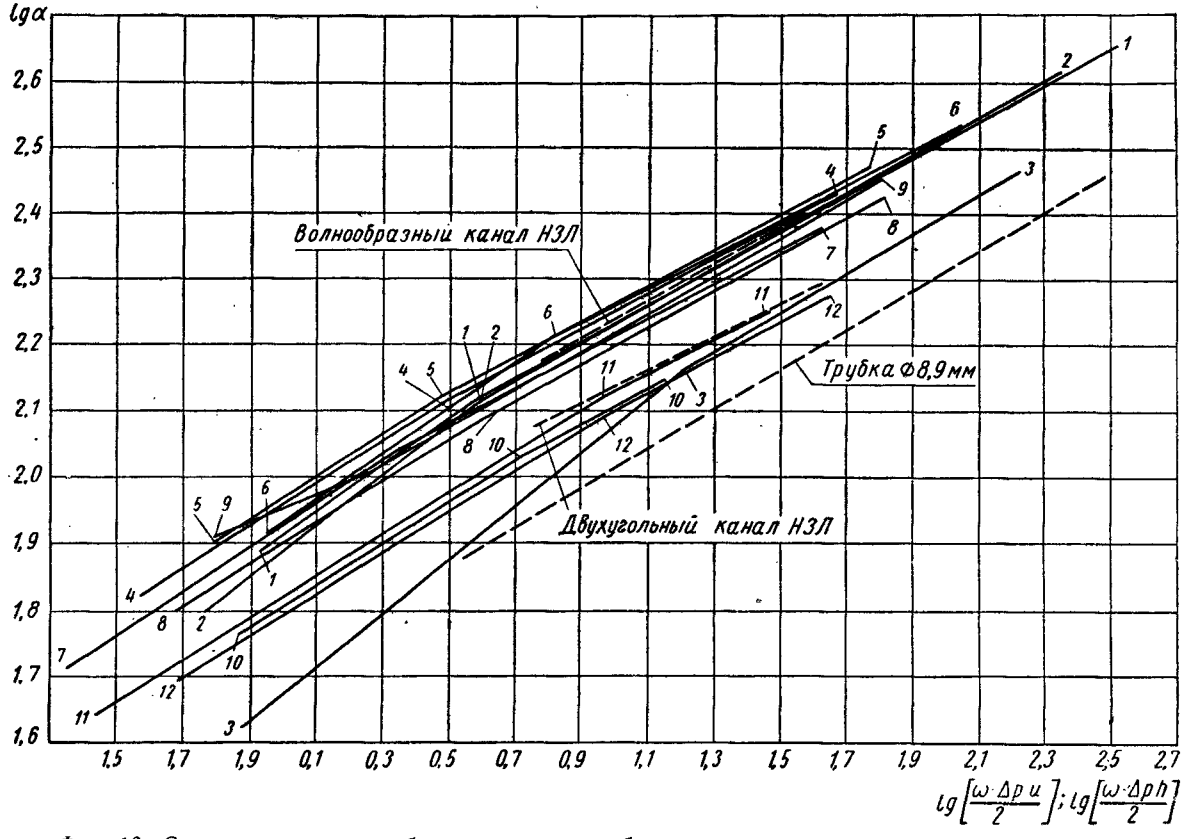
$$\Delta p = e\,(w\gamma)^r \text{ мм вод. ст/м},$$

где $w\gamma$ — весовая скорость в *кг/м²·сек*.

Коэффициент теплоотдачи α отнесен к плоской поверхности.

Опыты были проведены при средней температуре воздуха 40 °C и давлении $p \approx 1$ *ата*, т. е. удельном весе воздуха

$$\gamma = \frac{p \cdot 10^4}{RT} = \frac{10^4}{29{,}27 \cdot 313} = 1{,}09 \text{ кг/м}^3.$$



Фиг. 16. Сопоставление волнообразных и зигзагообразных каналов по тепловым показателям.

Сопоставление по тепловым показателям, производим по выражению (19), т. е. в системе координат $(\alpha; \frac{V \cdot \Delta p}{F})$, которое в данном случае можно представить в следующем виде: поверхность теплообмена (по плоской поверхности) для одного канала шириной 1 *м* и длиной по потоку тоже в 1 *м*, равна $F = 2$ *м*^{2}, т. е. одна и та же; живое сечение S одного такого зигзагообразного канала равно h *м*^{2}, волнообразного u *м*^{2}, а серповидно-волнообразного $\bar{u}$ *м*^{2}. Учитывая выражение $G = (w\gamma)S$ *кг/сек*, произведем сопоставление в системе координат: зигзагообразного канала $\alpha = \varphi\left(\frac{wh\,\Delta p}{2}\right)$; волнообразного $\alpha = \left(\frac{wu\,\Delta p}{2}\right)$; серповидно-волнообразного $\alpha = \varphi\left(\frac{w\bar{u}\,\Delta p}{2}\right)$.

Для сопоставляемых каналов принята одна и та же толщина пластин, т. е. значение b веса единицы поверхности одно и то же; поэтому результаты сопоставления по весовым показателям получим те же, что и по тепловым.

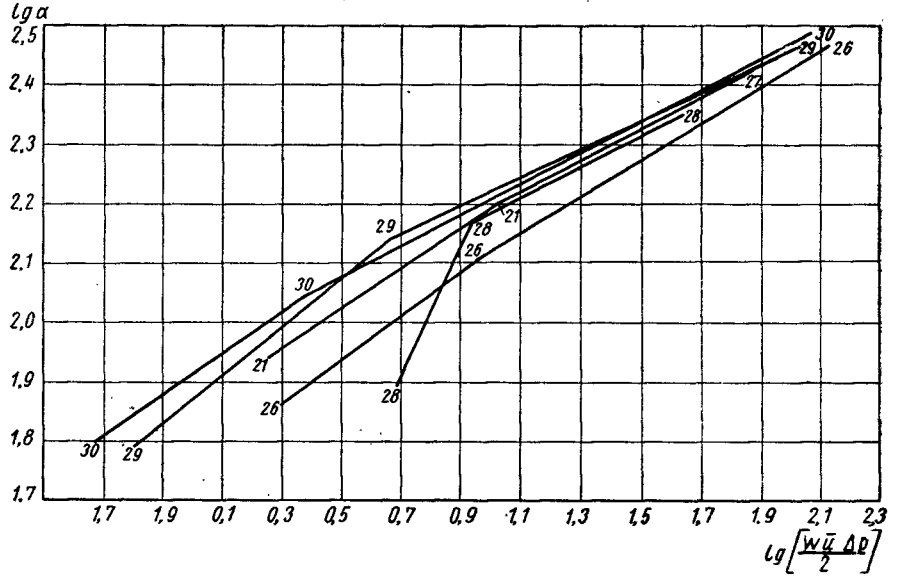
При сопоставлении по объемным показателям следует учесть удельную поверхность канала: зигзагообразного $f = \frac{2}{h}$ *м*^{2}/*м*^{3}, волнообразного $f = \frac{2}{u}$ и серповидно-волнообразного $f = \frac{2}{\bar{u}}$; поэтому объемный коэффициент теплоотдачи $\alpha_{об} = \alpha f$ будет соответственно равен: $\frac{2\alpha}{h}$, $\frac{2\alpha}{u}$ и $\frac{2\alpha}{\bar{u}}$. Вторая координата получается также перемножением его на f; поэтому сопоставление по объемным показателям для всех трех типов каналов производим в системе уравнений

$$\alpha_{об} = f(w\Delta p)\ ккал/м^3 \cdot ч\ ^\circ C.$$

Результаты сопоставления по тепловым и объемным показателям зигзагообразных, волнообразных и серповидно-волнообразных каналов показаны на фиг. 16—19; поэтому на основании их можно сделать следующие выводы. По тепловым показателям (фиг. 16) большинство линий расположены очень близко друг от друга, т. е. почти равноценны за исключением линий 3, 10, 11 и 12, которые помещаются значительно ниже. Эти невыгодные поверхности зигзагообразная № 3 и волнообразные (№ 10, 11 и 12) с малым значением $h = 2{,}53$. Из шести серповидно-волнообразных каналов (фиг. 17) наиболее выгодны № 29 и 30 (см. табл. 3).

По своим показателям эти каналы близки как к зигзагообразным, так и волнообразным. По объемным показателям из волнообразных и зигзагообразных каналов (фиг. 18) особый интерес представляют каналы № 6 и 9, а из серповидно-волнообразных (фиг. 19) каналы № 29 и 30. Поскольку серповидно-волнообразные каналы (фиг. 6, *г*) представляют определенный интерес для

охладителей воды и воздуха, то для них выполнено также (фиг. 20) сопоставление по объемным показателям с учетом объема водяных каналов. Удельная поверхность f в этом случае будет относиться к удельной поверхности, подсчитанной по объему одного лишь воздушного канала, как $\frac{\bar{u}}{u_б + 2\delta}$; поэтому сопоставление выполняется в системе координат $\left(\alpha \frac{2}{u_б + 2\delta}; \frac{u}{u_б + 2\delta} w \Delta p\right)$. Из рассмотрения фиг. 20 видно, что наилучшие показатели имеют каналы № 29 и 30.



Фиг. 17. Сопоставленне серповидно-волнообразных каналов по тепловым показателям.

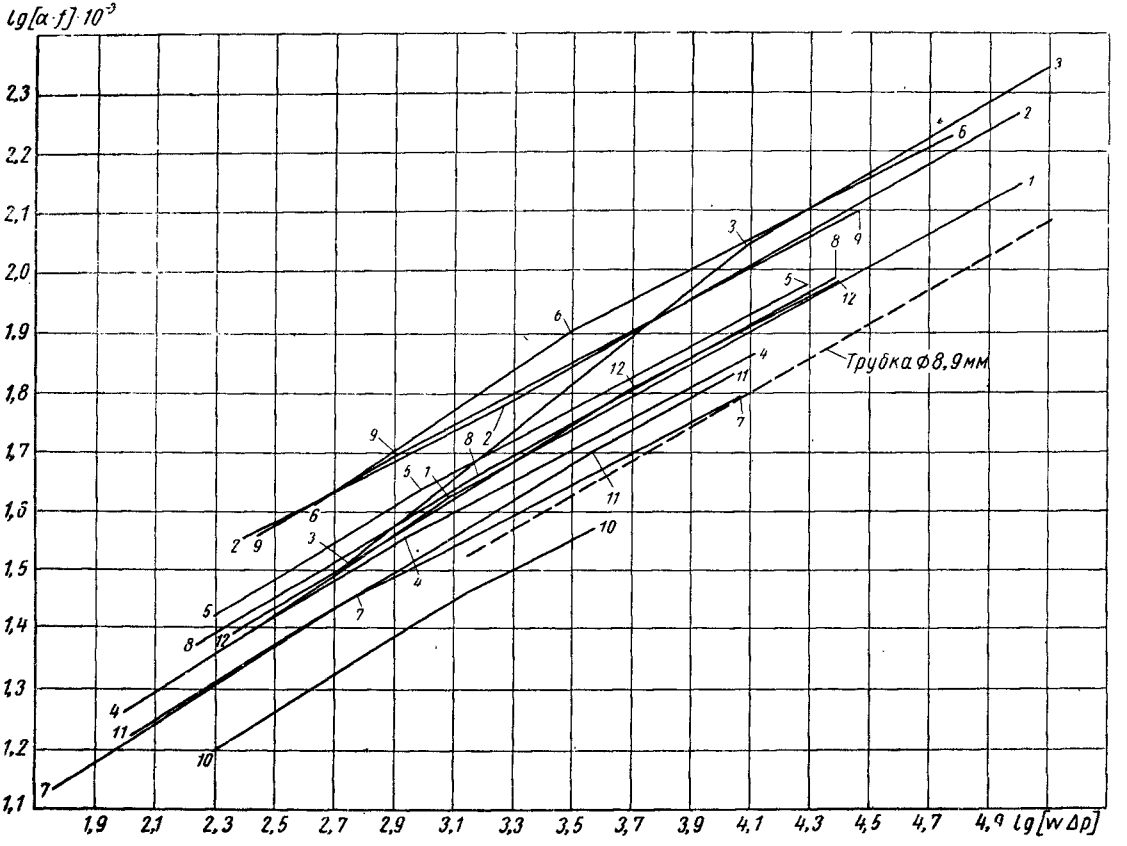
Сопоставление с трубой при турбулентном движении воздуха внутри нее. Для сравнения принимаем зигзагообразную поверхность № 2 с высотой выступов $h = 4{,}45$ *мм* и волнообразную № 9 ($h = 4{,}45$ *мм*; $u = 4{,}45$ *мм*), а трубу с внутренним диаметром $d = 2h = 2u = 2 \cdot 4{,}45 = 8{,}9$ *мм* $= 0{,}0089$ *м*.

Уравнения теплоотдачи и сопротивления [39]

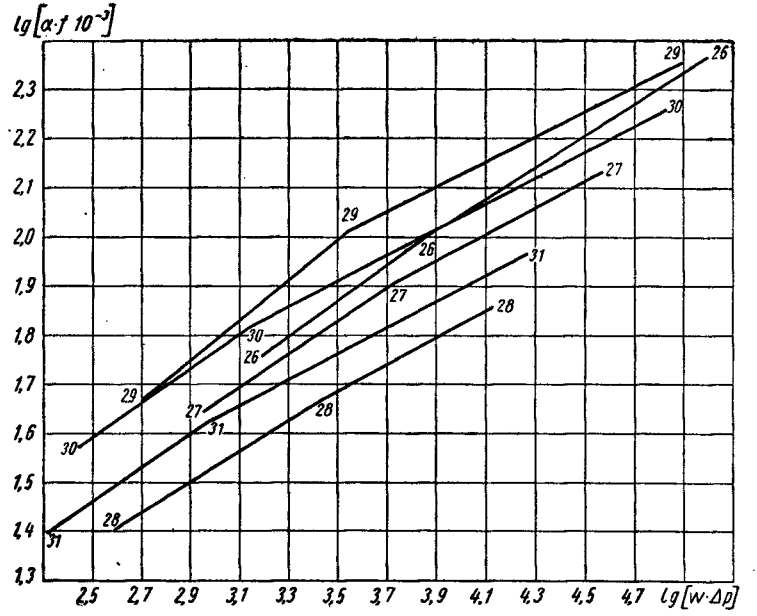
$$\mathrm{Nu} = 0{,}018\mathrm{Re}^{0,8};\ \mathrm{Eu} = \frac{1}{2}\xi\frac{l}{d} = \frac{1}{2}\cdot\frac{0{,}3164}{\mathrm{Re}^{0,25}}\cdot\frac{l}{d}$$

(l — длина трубки, принято $l = 1$ *м*; $d = 0{,}0089$ *м* — диаметр трубки). Сопоставление производим в системе координат (24).

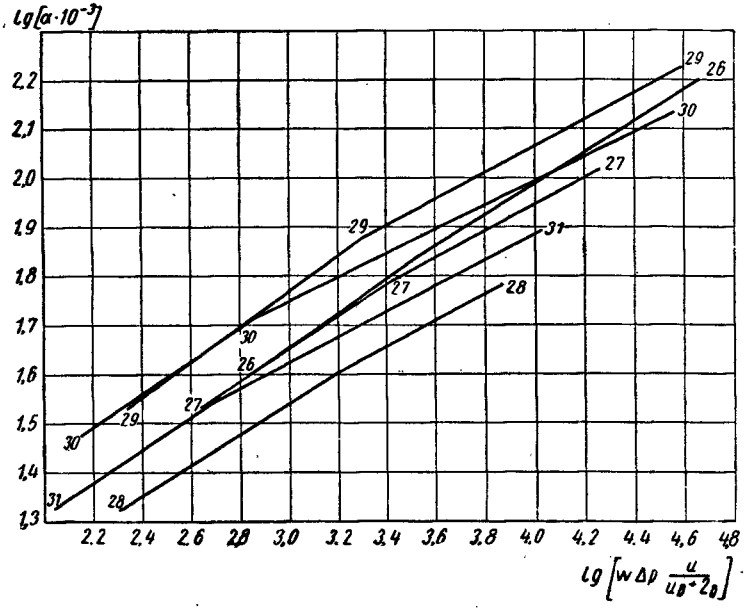
Результаты подсчетов нанесены на фиг. 16. Она значительно ниже, чем для пластинчатых поверхностей № 2 и 9, т. е. пластин-



Фиг. 18. Сопоставление волнообразных и зигзагообразных каналов по объемным показателям.



Фиг. 19. Сопоставление серповидно-волнообразных каналов по объемным показателям.



Фиг. 20. Сопоставление серповидно-волнообразных каналов по объемным показателям (с учетом объема водяных каналов).

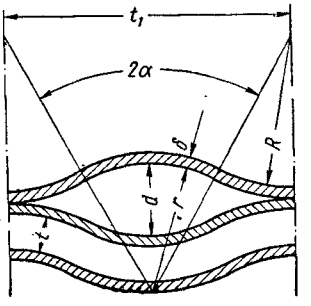
чатая поверхность в теплоаэродинамическом отношении значительно более эффективна, чем трубчатая при турбулентном движении внутри ее воздуха.

Для сопоставления по объемным показателям находим удельную поверхность f, которую подсчитываем по внутреннему объему трубки $f = \frac{\pi d}{\frac{\pi}{4} d^2} = \frac{4}{d} = \frac{4}{0{,}0089} = 450 \ м^2/м^3$.

Сопоставление производим в системе координат

$$\left(\alpha_{об} = \alpha f; \ \frac{V\Delta p}{F} \cdot f = \frac{V\Delta p}{V_{пуч}}\right).$$

По выполненным подсчетам на фиг. 18 нанесена линия, она располагается значительно ниже каналов 2 и 9, т. е. менее выгодна, чем зигзагообразные и волнообразные каналы.



Фиг. 21. Профиль пластинчатой поверхности НЗЛ.

Теплоаэродинамическое сопоставление с пластинчатой поверхностью НЗЛ [2], [5]. Для сопоставления с разработанной нами поверхностью № 9 ($h = u = 4{,}45$ *мм*) примем следующие размеры поверхности НЗЛ (фиг. 21): ширина волнообразного канала (для воздуха) $t = 4{,}45$ *мм*; внутренний диаметр двухугольного канала $d_0 = 2t = 8{,}9$ *мм*; толщина листа $\delta = 1$ *мм*; шаг двухугольных каналов $t_1 = 20$ *мм*; шаг овалообразных выступов в двухугольных каналах $t_2 = 40$ *мм*.

Расчетные формулы для газа в двухугольных каналах: теплоотдачи

$$\alpha_1 = 0{,}035 \frac{\lambda}{d_э} \left(\frac{t_2}{t_1}\right)^{0,43} \mathrm{Re}_1^{0,74}.$$

Сопротивления на длину пути H_1

$$\Delta p_1 = 0{,}064 \frac{H_1}{d_э} \frac{w_1^2 \gamma_1}{2g}$$

$d_э = 6{,}47$ *мм* — эквивалентный диаметр двухугольного канала; найден подсчетом).

Для воздуха в волнообразных каналах

$$\alpha_2 = 0{,}198 \frac{\lambda_2}{d} \left(\frac{d}{t_1}\right)^{0,5} \mathrm{Re}_2^{0,67};$$

$$\Delta p_2 = 6{,}68 \left(\frac{d}{t_1}\right)^{1,15} \cdot 0{,}8 \frac{t_1}{t} \mathrm{Re}^{-0,4} \cdot i \frac{w_2^2 \gamma_2}{2g}$$

($d = d_0 + 2\delta = 8{,}9 + 2 \cdot 1 = 10{,}9$ *мм* — поперечный наружный размер двухугольного канала: $i = \frac{H_2}{t_1} = \frac{1}{0{,}02} = 50$ — число двухугольных каналов на пути воздуха длиной $H_2 = 1$ *м*).

Результаты подсчетов по этим формулам в системе координат (19) нанесены на фиг. 16. Волнообразные каналы НЗЛ близки, а двухугольные каналы НЗЛ значительно ниже (т. е. менее эффективны), чем соответствующие каналы № 2 и 9 пластинчатой поверхности повышенной турбулентности. По объемным показателям получим очевидно такие же соотношения, так как сопоставление производится при одной и той же ширине каналов. По весовым показателям поверхность НЗЛ в несколько раз хуже из-за необходимости применять значительно бо́льшую толщину пластин.

Уместно указать, что в 1960—1961 гг. Всесоюзный научно-исследовательский тепловозный институт (ВНИТИ) провел для тепловозных дизелей с высоким наддувом стендовые испытания трех образцов воздухо-воздушных охладителей со следующими поверхностями теплообмена: с двухсторонним гофрированным оребрением: пластинчатая типа НЗЛ; пластинчатая повышенной турбулентности. На основе анализа по энергетическим, весовым и объемным показателям рекомендован последний вариант для конструктивной проработки.

В заключение приведем некоторые соображения для объяснения высокой теплоаэродинамической эффективности разработанной поверхности. Высокий коэффициент теплоотдачи объясняется турбулизацией потока не в одной, а в разных плоскостях. В отношении же аэродинамического сопротивления имеются два благоприятных фактора: во-первых, для любых из рассмотренных каналов (зигзагообразный, волнообразный и серповидно-волнообразный) сечение по ходу потока остается постоянным, хотя направление постоянно меняется; во-вторых, плавное очертание без перегибов самой поверхности теплообмена.

§ 10. ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ ИСПЫТАНИЯ ЭЛЕМЕНТОВ ПОВЕРХНОСТИ ТЕПЛООБМЕНА

Для выявления допустимого давления и величины упругих и остаточных деформаций пластинчатых элементов под влиянием внутреннего давления жидкости был изготовлен специальный стенд. Давление воды создавалось с помощью гидравлического пресса и измерялось манометром с ценой деления 0,2 *ати*.

Исследуемый элемент крепился в одной точке, что позволяло ему свободно деформироваться во всех направлениях. Деформация пластин измерялась пятью индикаторами (цена деления 0,01 *мм*) в трех направлениях: тремя — в плоскости пластин элемента и двумя — в плоскости им перпендикулярной.

Пластины элемента сваривались попарно выступами на точеч-

ной электросварочной машине. Края элемента тоже сваривались. Были исследованы зигзагообразные элементы из латуни Л-62 толщиной $\delta = 0{,}4$ *мм* и нержавеющей стали $\delta = 0{,}28$ *мм* с высотой выступов $h = 6{,}28$ *мм* и серповидные элементы из нержавеющей стали толщиной $\delta = 0{,}17$ *мм* с высотой выступов $h_б = 4{,}8$ *мм* и $h_м = 3{,}8$ *мм*. Для всех элементов шаг $t = 10$ *мм*, диаметр сферы выступов равнялся 9,5 *мм*.

Измерения показали следующее:

1. Зигзагообразные элементы из латуни при давлении до 4 *ати* не имели деформации. При давлении 6 *ати* была отмечена деформация в направлении, перпендикулярной плоскости пластин: передний индикатор показал деформацию 0,02 *мм*, задний индикатор 0,01 *мм*. При давлении $p = 12$ *ати* индикаторы, расположенные в плоскости пластин, отметили деформацию 0,01 *мм* (т. е. практически показали отсутствие деформации, так как 0,01 *мм* — точность измерения), а передний и задний индикаторы соответственно 0,04 *мм* и 0,02 *мм*. При давлении $p = 12{,}5$ *ати* произошел разрыв сварки в одной точке, соединяющей две впадины пластин по основному металлу вокруг точки. Давление упало и все индикаторы вернулись в начальное положение. Это показывает, что все деформации были упругими.

2. Зигзагообразные элементы из нержавеющей стали ($\delta = 0{,}28$ *мм*; $h = 6{,}28$ *мм*) при давлении p до 4 *ати* практически не имели деформации (отмеченные отклонения индикаторов ± 1 деление лежат в пределах точности отсчета). При 6 *ати* деформация в направлении, перпендикулярном плоскости пластин, была равна 0,02 *мм*. В плоскости пластин деформация отсутствовала. При $p = 8$ *ати* произошел разрыв сварки в нескольких точках по основному металлу — разрыв по периметру сварной точки. Это давление не является пределом.

3. Серповидные элементы из нержавеющей стали ($h_б = 4{,}8$ *мм*; $h_м = 3{,}8$ *мм*; $\delta = 0{,}17$ *мм*) исследовались на деформацию только в направлении, перпендикулярном плоскости пластин, поскольку из-за жесткости контура элемента в плоскости последнего деформации не наблюдалось. Было установлено четыре индикатора попарно в верхней и нижней половине элемента. Каждая пара индикаторов устанавливалась на одной оси: один во впадине пластины с $h_м$, другой на выступе пластины с $h_б$.

При $p = 1$ *ати* верхние и нижние индикаторы отметили деформацию по 0,05 *мм*; при $p = 2$ *ати* верхние 0,11 *мм*, а нижние 0,07 *мм*. Далее давление было поднято до $p = 2{,}5$ *ати* и затем снижено до нуля, при этом индикаторы вернулись в начальное положение. Это указывает на то, что до $p = 2{,}5$ *ати* деформации упруги. При $p = 3$ *ати* деформация в нижней половине элемента равнялась 0,10 *мм* (верхние индикаторы вследствие большого предварительного натяга достигли упора и не дали показания).

При давлении 4 *ати* началась прогрессирующая пластическая деформация пластины с $h_м$. Вид элемента с деформированной на

Коэффициент местного сопротивления на один поворот

$$\zeta = \frac{2g\Delta p}{iw^2\gamma} = \frac{2g\Delta p}{i\left(\frac{G}{S}\right)^2\gamma},$$

где γ — удельный вес воды в *кг/м*^{3};

$w = \frac{G}{S}$ —скорость воды в *м/сек*;

$\Delta p = 248$ *мм вод. ст.* — напор.

Живое сечение для воды в серповидных каналах

$$S = 0{,}5b\,(h_б - h_м) \cdot 10\ м^2 \text{ (значения } b, h_б \cdot h_м \text{ в } мм).$$

Значения измеренных величин и подсчитанные коэффициенты сопротивления приводятся в табл. 5: обобщенные данные по коэффициенту сопротивления для воды см. в § 17.

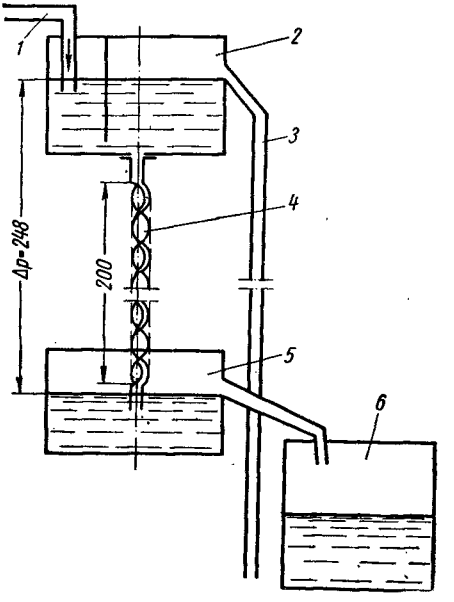
Потеря напора в элементе длиной l *м* при движении воды

$$\Delta p = \zeta i \frac{w^2}{2g} = \zeta \frac{l}{t} \frac{w^2}{2g}\ м\ вод.\ ст.$$

Таблица 5

Результаты испытания серповидных элементов

Температура воды t в °С	Расход воды $G_в$		Скорость воды w в *м/сек*	Коэффициент сопротивления на один поворот ζ
	см^3*/сек*	*м*^{3}*/ч*		
	Элемент № 1			
59	7,5	0,0270	0,15	11,0
50	6,6	0,0237	0,132	14,1
39	6,1	0,0210	0,122	16,2
	Элемент № 2			
77	16,9	0,0610	0,225	4,9
65	16,8	0,0605	0,224	4,9
41	14,6	0,0525	0,195	6,45
25	13,4	0,0494	0,179	7,6



Фиг. 23. Схема установки для определения гидравлического сопротивления элементов:

1 — подвод воды; *2* — верхний уравнительный бачок; *3* — слив верхний; *4* — исследуемый пластинчатый элемент; *5* — нижний уравнительный бачок; *6* — мерный бачок.

При длине хода воды 1 *м*, т. е. при 100 поворотах потока, и скорости воды, обычной для данной поверхности (0,12—0,2 *м/сек* для элемента № 1 и 0,2—0,3 *м/сек* для элемента № 2) сопротивление ее лежит в пределах $\Delta p = 1 \div 4$ *мм вод. ст.*

§ 12. УСЛОВНЫЙ МОДУЛЬ УПРУГОСТИ

Этот вопрос имеет существенное значение при конструировании теплообменной аппаратуры, а именно разработке мероприятий для компенсации температурных деформаций. Зигзагообразный элемент с отрезанными продольными (гладкими) кромками был растянут на разрывной машине. Элемент состоял из двух сваренных пластин шириной 10 *м* и длиной $l = 200$ *мм* из стали 1Х18Н9Т толщиной 0,17 *мм*. Следовательно, сечение

$$S = 20 \cdot 0{,}017 \cdot 1 = 0{,}34 \text{ см}^2.$$

При силе $P = 1000$ *кг* элемент удлинился на $\Delta l = 11$ *мм*.

Условный модуль упругости элемента

$$E_{усл} = \frac{P}{S} \cdot \frac{l}{\Delta l} = \frac{1000}{0{,}34} \cdot \frac{200}{11} = 53\,500 \text{ кг/см}^2.$$

Принимая для стали $E = 2{,}1 \div 10$ *кг/см*^{2}, получим, что благодаря штамповке условный модуль упругости уменьшился в

$$\frac{2{,}1 \cdot 10^6}{53\,500} = 39{,}4 \approx 40 \text{ раз}.$$

Следовательно, отштампованная поверхность данной конструкции является очень эластичной на растяжение. Это очевидно обусловливается тем обстоятельством, что на ней совершенно нет прямолинейных участков.

Поэтому несмотря на относительное большое удлинение в 5,5% ни одна из сварных точек ее не была повреждена.

ГЛАВА III

ПЛАСТИНЧАТЫЕ ТЕПЛООБМЕННИКИ ДЛЯ ТЕПЛОВОЗОВ

§ 13. СУЩНОСТЬ ВОПРОСА

На всех выпускаемых в настоящее время в Советском Союзе тепловозах установлены серийные воздушно-водяные и воздушно-масляные теплообменники радиаторного типа [21]. Состоят они из набора плоскоовальных латунных трубок марки ЛТ-96 с наружными размерами 19/2,2 *мм*; по этим трубкам циркулирует охлаждаемая вода или масло. Через межтрубное пространство вентиляторами продувается, наружный охлаждающий воздух. Для увеличения поверхности теплообмена с воздушной стороны предусмотрено оребрение трубок с припаянными к ним плоскими медными пластинками толщиной 0,1 *мм* с шагом оребрения 2,83 *мм*. Это обстоятельство позволило создать компактную и легкую конструкцию с большой удельной поверхностью 606 $м^2/м^3$. Однако полученные результаты достигнуты довольно дорогой ценой: поверхность теплообмена состоит целиком из цветных остродефицитных материалов; весьма велик расход оловянистых припоев; наконец, технология изготовления радиаторов довольно сложна.

В этой связи возникли ряд требований по возможности улучшения конструкций существующих радиаторных теплообменников мощных магистральных тепловозов в части: большего ужесточения весовых и габаритных показателей, замены остродефицитных цветных металлов и упрощения технологии.

Для решения этих задач путем ряда экспериментальных и теоретических исследований [25] отрабатывались конструкции радиаторных теплообменников. Возможно, что путем некоторого дальнейшего усовершенствования конструкции и уменьшения толщины ребер могут быть несколько улучшены весовые и габаритные показатели; но возможности довольно ограниченные. ВНИТИ недавно разработал конструкцию радиаторных холодильников с ленточным гофрированным оребрением, в которых за счет уменьшения толщины оребрения до 0,08 *мм* и уменьшения шага оребрения удельная поверхность теплообмена доведена до 1095 $м^2/м^3$. Однако произвести замену цветных металлов черными при одновременном сохранении жестких весовых и габаритных ограничений в

радиаторных конструкциях теплообменников мощных тепловозов практически невозможно. Это обстоятельство объясняется тем, что применение цветных металлов в радиаторных конструкциях обусловливается требованиями высокой теплопроводности материала ребер (меди) и стремлением к снижению веса, что привело к уменьшению толщины ребер до 0,1—0,08 *мм*.

Замена цветных металлов сталью, особенно в оребрении, при прочих равных условиях приводит к увеличению весов и габаритов радиаторов, причем в большей степени для водяных секций, и в меньшей для масляных. Применение сталей, очевидно, возможно лишь в тех случаях, когда это допускается габаритными и весовыми условиями, как например в тепловозах небольшой мощности. Так, на чехословацких тепловозах ЧМЭ2 мощностью 600 *л. с.* оребрение радиаторов выполнено из стали, а на тепловозах Д^6 мощностью 1000 *л. с.* из стали изготовлены только трубки масляных холодильников (их всего два).

Анализ работы радиаторных теплообменников показывает, что интенсивность теплосъема с единицы поверхности у них сравнительно невелика, при этом теплоаэродинамические показатели тоже невысокие. Однако это компенсируется значительным развитием поверхности нагрева за счет ее оребрения. Чтобы избежать утяжеления теплообменного аппарата, ребра его делаются тонкими из материала с высоким коэффициентом теплопроводности — меди.

Можно найти принципиально иное решение данной технической проблемы по созданию для тепловозов легких малогабаритных теплообменников, в которых расход цветных металлов будет минимальным или совершенно исключен. В этом случае теплообменники будут состоять из пластин повышенной турбулентности.

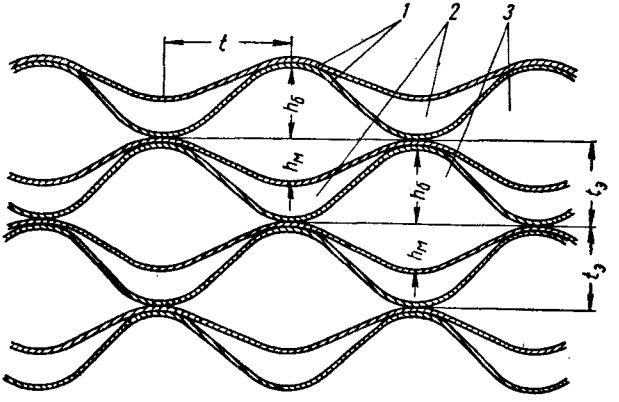
Уменьшение габаритов и веса при данной конструкции достигается сочетанием двух факторов: во-первых, интенсификацией теплообмена со стороны воздуха (при неизменном аэродинамическом сопротивлении) путем турбулизации потока; во- вторых, конструктивным оформлением поверхности, допускающим при давлении воды 2—3 *ати* применение пластин малой толщины (0,15—0,2 *мм*). Поверхность теплообмена (пластины) может быть изготовлена из любого некорродирующего в данных условиях металла даже с невысокой теплопроводностью, но обладающего достаточной пластичностью при штамповке и допускающего сварку. При данном способе исключается потребность в припоях.

§ 14. ВОЗДУХО-ВОДЯНОЙ ПЛАСТИНЧАТЫЙ ТЕПЛООБМЕННИК ДЛЯ ТЕПЛОВОЗА

Высокие теплоаэродинамические показатели пластинчатой поверхности повышенной турбулентности (см. § 9) обусловили целесообразность конструктивной разработки, изготовления и исследования натурной секции воздухо-водяного пластинчатого тепло-

обменника для тепловозов. Работа выполнена в содружестве с Коломенским тепловозостроительным заводом им. Куйбышева.

Выбор типа каналов. Воздух находится при атмосферном давлении, вода при избыточном: пробное давление по водяному пространству согласно технических условий составляет 3 *ати*. Для воды необходимы значительно меньшие проходные сечения каналов, чем для воздуха; поэтому при выбранной высоте выступов h ра-



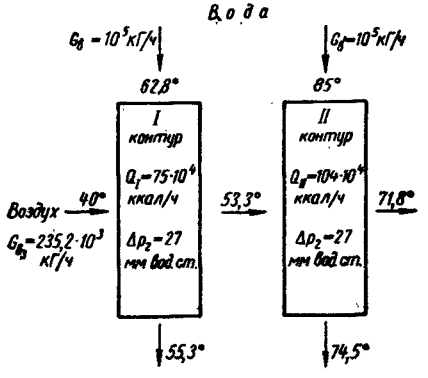
Фиг. 24. Пластинчатая поверхность теплообменника с серповидными водяными каналами и зигзагообразными воздушными каналами:
1 — пластины; *2* — серповидные каналы; *3* — зигзагообразные каналы.

циональными являются волнообразные или серповидные водяные каналы, так как при одинаковых сечениях по воздуху габариты воздухо-водяного теплообменника получатся меньше, чем при зигзагообразных каналах для воды. Для воздуха предпочтительно выбрать волнообразные или серповидно-волнообразные каналы, как менее склонные к засорению и более доступные для чистки, чем зигзагообразные; поэтому компоновка поверхности теплообмена воздухо-водяного теплообменника может быть выполнена согласно фиг. 6, *в* или 6, *г*. При серповидных каналах для воды возможна также компоновка поверхности теплообмена с зигзагообразными воздушными каналами согласно фиг. 24.

При компоновке согласно фиг. 6, *г* шаг между элементами $t_э$ можно менять в широких пределах; это позволяет экспериментально определить его оптимальное значение. При компоновке же согласно фиг. 24 шаг $t_э$ задан геометрическими параметрами пластин (высотой выступов h и толщиной пластин δ). Исследование холодильника было произведено при его компоновке по обоим вариантам.

На основе теплоаэродинамического сопоставления исследованных пластин (см. § 9) оптимальная высота выступов h равна

4—5 *мм*. Для выбора оптимального варианта воздухо-водяного теплообменника тепловоза были проведены вариантные расчеты для всех исследованных волнообразных и серповидных каналов (ширина волнообразных каналов для воды была принята 1 *мм*). Для вариантных расчетов использованы формулы теплообмена и сопротивления, полученные непосредственно из экспериментальных данных (см. табл. 2 и 4) Вариантные расчеты теплообменника были выполнены на основе режимных данных, приведенных на фиг. 25. Расчеты выполнены для одного контура циркуляции тепловоза, поскольку охладители обоих контуров идентичны. В этом случае была использована методика конструктивного расчета, разработанная одним из авторов [11], [12].



Фиг. 25. Режимные данные холодильника тепловоза.

В расчетах определялись: S — фронтальное сечение в $м^2$; H — глубина (длина пути воздуха) в $м$; V — объем пучка в $м^3$; F — поверхность теплообмена в $м^2$; $G_м$ — вес поверхности теплообмена (для нержавеющей стали толщиной $\delta = 0{,}2$ *мм*) в *кг*.

На основе произведенных расчетов наилучшие результаты получены для следующих геометрических параметров поверхности теплообмена: волнообразные каналы для воздуха: $h = 4{,}45$ *мм*; $u = 4{,}45$ *мм*; серповидно-волнообразные каналы: $h_б = 4{,}8$ *мм*; $h_м = 3{,}8$ *мм*; $u_б = 3{,}86$ *мм*; $u_м = 2{,}87$ *мм*; $\bar{u} = 3{,}36$ *мм* (обозначения см. (фиг. 6). Результаты расчетов обоих вариантов следующие:

Виды каналов	S в $м^2$	H в $м$	V в $м^3$	F в $м^2$	$G_м$ в *кг*
Волнообразные	7,7	0,201	1,552	528	835
Серповидно-волнообразные	7,0	0,185	1,29	607	960

Основными факторами для выбора варианта являются: габариты теплообменника, главным образом, фронтальное сечение и объем; вес поверхности теплообменника; технологичность изготовления элементов поверхности теплообменника; условия эксплуатации.

С этой точки зрения вариант с серповидно-волнообразными каналами представляется более целесообразным. Его объем и фронтальное сечение значительно меньше; его вес, правда, несколько больше варианта с волнообразными каналами. Конструкция эле-

ментов поверхности теплообмена с серповидно-волнообразными каналами является более технологичной, так как в этом случае отпадает надобность в дистанционных бобышках, усложняющих сварку волнообразных элементов.

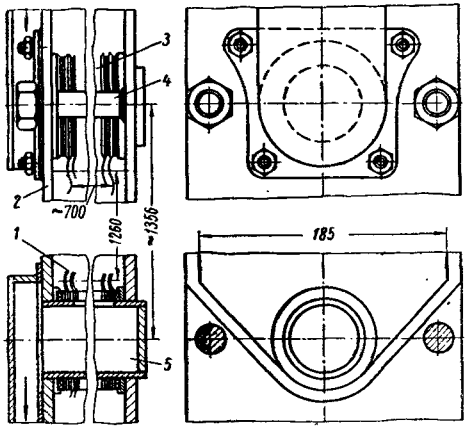
По воздушной стороне с точки зрения засоряемости оба варианта почти равноценны, волнообразные несколько лучше. По водяной стороне с точки зрения возможности засорения волнообразные каналы имеют некоторое преимущество, но этот вопрос не является существенным, так как охлаждаемая вода циркулирует по замкнутому контуру.

Однако и для того и другого типа канала необходимо наличие фильтра перед теплообменником.

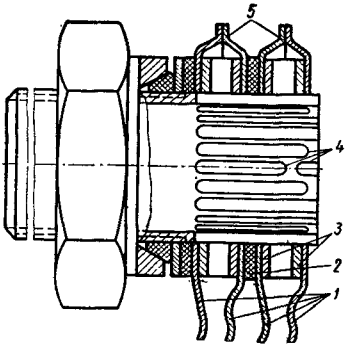
С учетом изложенных выше соображений отдано предпочтение варианту с серповидными водяными каналами.

Конструкция воздухо-водяного теплообменника

Разработанная укрупненная секция пластинчатого воздухо-водяного теплообменника, которая заменяет шесть секций серийного радиатора, показана на фиг. 26, а узел сопряжения элементов с



Фиг. 26. Общий вид укрупненной секции пластинчатого теплообменника тепловоза:
1 — пластинчатые элемеиты; *2* — опорностяжные листы; *3* — труба водоподводящая; *4* — стяжки; *5* — труба водоотводящая.



Фиг. 27. Сопряжение пластинчатых элементов с водоподводящей (или водоотводящей) трубой:
1 — серповидные элементы из нержавеющей свареиных пластин; *2* — резиновые прокладки; *3* — шайбы (стальные или пластмассовые) с отверстиями для прохода воды; *4* — труба водяная с продольными вырезами; *5* — шовная сварка.

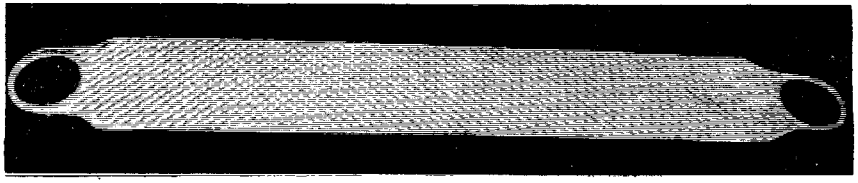
водоподводящей (или водоотводящей) трубой на фиг. 27. Теплообменник «разборного» типа; монтаж его до известной степени аналогичен сборке обычных отопительных батарей. На обоих концах пластин выштампованы круглые отверстия. Перед сваркой между двумя пластинами помещаются стальные или пластмассо-

вые шайбы с отверстиями для прохода воды. Каждая пара пластин по всей периферии сваривается на шовной электросварочной машине, а по соприкасающимся впадинам — точечной сваркой; при этом образуется вполне готовый элемент. Отдельные элементы с расположенными в них шайбами надеваются на трубы, в которых выфрезерованы продольные каналы, а затем стягиваются болтами. Вода поступает в элементы через прорези в трубах и отверстия в шайбах. Герметичность по воде достигается прокладками.

§ 15. НАТУРНЫЕ СЕКЦИИ ВОЗДУХО-ВОДЯНОГО ТЕПЛООБМЕННИКА ТЕПЛОВОЗА

Штамп для пластин натурных секций, включая разработку рабочих чертежей, был изготовлен на Коломенском тепловозостроительном заводе по нашему техническому заданию. Там же была произведена штамповка пластин из ленты нержавеющей стали марки 1Х18Н9Т номинальной толщины 0,2 *мм*, а фактически 0,17 *мм*. Рабочая поверхность штампа была образована шариками из шарикоподшипников диаметром 9,525 *мм*, размещенных как в матрице, так и в пуансоне.

Натурные секции выполнены разборными из одних и тех же отдельных элементов (фиг. 28) с серповидными каналами для воды. Пластины сваривались попарно точечной и шовной сваркой. Для прохода воды *в* элементы перед шовной сваркой помещались



Фиг. 28. Элемент натурной секции воздухо-водяного теплообменника.

по два дистанционных кольца толщиной 3 *мм* с 40 радиальными отверстиями диаметром 2 *мм*. Отдельные элементы набирались на патрубки подвода и отвода воды, в которых выфрезерованы продольные каналы для прохода воды, и стягивались центральными болтами. Герметичность водяных полостей достигалась прокладками из термостойкой резины разной толщины, что позволило получить разные значения шага $t_э$ между элементами. При минимальном значении шага $t_э = 3{,}56$ *мм* использовались прокладки из «карточной» бумаги толщиной около 0,25 *мм* на клее БФ-2. Для фиксации одинаковой ширины воздушных каналов серповидно-волнообразного очертания прокладывались между элементами дистанционные проволоки примерно через 200 *мм* по высоте пакета каждая. При зигзагообразном очертании воздушных каналов элементы стягивались боковыми стойками из швеллеров № 18.

Все элементы до набора в секцию испытывались давлением воды 3 *ати* на специальном стенде в течение 20 *мин*. После набора пакет вторично испытывался давлением воды для проверки плотности. Опыт сборки показал необходимость точного соблюдения межцентрового расстояния отверстий в водяных камерах элементов, для чего эти отверстия должны пробиваться одновременно со штамповкой пластин. Уместно отметить, что для промышленного образца толщину прокладок целесообразно принимать минимальной и что «разборный» вариант секции может быть превращен в «неразборный» при использовании прокладок из припойной фольги. Параметры пластин и исследованных секций приведены в табл. 6.

Таблица 6

Параметры опытных секций воздухо-водяного теплообъемника тепловоза

Наименование	Обозначение	Размерность	№ секции				
			1	2	3	4	5
Водяные каналы			Серповидные				
Воздушные каналы			Серповидно-волнообразные				Зигзагообразные
Высота выступов	$h_б$	*мм*			4,73		
	$h_м$	*мм*			3,73		
Средняя высота выступов	$\overline{h}$	*мм*			4,23		
Толщина пластин	δ	*мм*			0,17		
Ширина воздушных каналов	$u_б$	*мм*	4,64	3,85	3,44	3,22	—
	$u_м$	*мм*	3,64	2,85	2,44	2,22	—
Средняя ширина воздушных каналов	$\overline{u}$	*мм*	4,14	3,35	2,94	2,72	4,23
Число элементов	n	*мм*	45	53	58	52	45
Шаг элементов	$t_э$	*мм*	4,98	4,19	3,78	3,56	5,0
Поверхность теплообмена (по плоской пластине)	F	$м^2$	21,6	25,5	27,9	25,05	21,6
Сечение (узкое) для прохода воздуха	$S_{вз}$	$м^2$	0,238	0,226	0,217	0,177	0,238
Фронтальное сечение секции	S	$м^2$	0,279	0,277	0,274	0,231	0,281
Вес поверхности теплообмена (по взвешиванию)	$G_{п.т}$	*кг*	32,4	38,1	41,6	37,4	32,4

Поверхность теплообмена одного элемента, состоящего из двух пластин, считая по плоской поверхности, равна 0,481 $м^2$, а пакета из n элементов $F=0{,}481$ $м^2$. Живое сечение для прохода воздуха $S_{вз}=1{,}25\,\overline{u}\,(n+1)$ $м^2$, где 1,25 $м$ — высота рабочей части пластин; $\overline{u}$ — среднее расстояние между элементами (средняя ширина воздушных каналов).

Шаг элементов $t_э=\frac{b}{n}$, где b — ширина пакета по фронту; она измерялась с обеих сторон пакета в семи поясах по высоте и усреднялась.

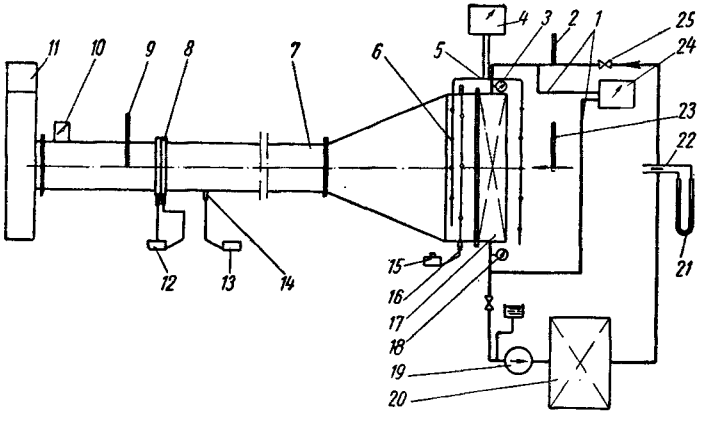
Между шагом элементов $t_э$ и средней шириной каналов имеется следующая зависимость

$$\bar{u} = t_э - \frac{h_б - h_м}{2} 2\delta = t_э - \frac{4{,}73 - 3{,}73}{2} 2 \cdot 0{,}17 = t_э - 0{,}84 \text{ мм}.$$

Вес двух пластин элемента составляет 719 *г* (определен взвешиванием пяти элементов), а вес дистанционного кольца — 30 *г* (определен взвешиванием 12 колец).

§ 16. ОБЪЕМ И МЕТОДИКА ИССЛЕДОВАНИЯ НАТУРНЫХ СЕКЦИЙ

Основные экспериментальные исследования были проведены для определения теплообмена, аэродинамического и гидравлического сопротивления пакетов с серповидно-волнообразными воздушными каналами при четырех значениях шага $t_э = 4{,}98 \div 3{,}56$ *мм* (секции № 1—4) и зигзагообразными воздушными каналами при $t_э = 5$ *мм* (секция № 5). Кроме того, были проведены: исследование структуры металла сварных соединений (точечного и шовного); испытание части элемента на замораживание; гидроиспытание пакета с зигзагообразными воздушными каналами (без точечной сварки элементов).



Фиг. 29. Схема установки для исследования теплообмена и сопротивления натурной секции воздухо-водяного холодильника:

1 — дифференциальная термопара; *2, 6, 9* — термометры; *3, 18* — манометры; *4* — гальванометр; *5* — дифференциальный термостолбик; *7* — аэродинамическая труба; *8* и *22* — диафрагма; *10* — заслонка; *11* — вентилятор; *12, 13, 15* — микроманометры; *14, 16* — отбор статического давления; *15* — микроманометр; *17* — натурная секция; *19* — циркуляционный насос; *20* — водогрейный котел; *21* — дифманометр; *23* — термометр; *24* — гальванометр; *25* — вентиль.

Установка для исследования теплообмена и сопротивления представляет собой разомкнутую аэродина-

Температура циркулирующей воды измерялась на входе в секцию лабораторным термометром *2* с ценой деления 0,5 °С, который позволял делать отсчеты до 0,1 °С. Перепад температуры воды измерялся дифференциальной термопарой *1* медь — константан и гальванометром *24* типа М195. Гальванометр также проградуирован совместно с термопарой, что обеспечивало погрешность не выше ±0,2 °С, т. е. при перепадах температуры воды 6—10 °С, не выше 2—3%.

Аэродинамическое сопротивление теплообменника по воздуху измерялось как разность статического давления до и после пакета с помощью микроманометра *15* типа ММН. Отбор давления за пакетом производился в восьми точках *16*: в трех точках каждой боковой поверхности, вверху и внизу. При наладке установки было проведено измерение статических давлений во всех точках. Все они оказались практически одинаковыми и равны среднему. Это указывает на выравнивание статического давления за пакетом в месте отбора. Погрешность в измерении перепада давления не превосходила ±1%, так как длина столбика спирта в микроманометре была не менее 90—100 *мм*.

Сопротивление теплообменника по воде измерялось двумя контрольными манометрами *3* и *18* со шкалой до 6 *ати* с ценой деления 0,05 *ати*, установленными на патрубках подвода и отвода воды. Значение давления по каждому манометру определялось как среднее из обоих показаний. При определении сопротивления учитывалась гидростатическая разность уровней обоих манометров.

§ 17. МЕТОДИКА И РЕЗУЛЬТАТЫ ОБРАБОТКИ ОПЫТНЫХ ДАННЫХ

Теплообмен и аэродинамическое сопротивление. При обработке данных вводились поправки к показаниям термометров по паспорту и на выступающий столбик, если эти поправки были не менее 0,1 °С. Конечные температуры воздуха и воды определялись по значениям начальной t' °С и перепаду температур δt °С по показаниям дифференциальных термопар $t'' = t' \pm \delta t$. Средний логарифмический температурный напор для перекрестного потока $\Delta \bar{t} = \Delta t_{прот} \varepsilon_{\Delta t}$, где $\varepsilon_{\Delta t}$ — поправочный коэффициент к противотоку [39]. Так как водяной эквивалент больше эквивалента воздуха, то средняя температура потока воды будет $\bar{t}_в = t'_в - \frac{\delta t_в}{2}$, а средняя температура воздуха $\bar{t}_{вз} = \bar{t}_в - \Delta \bar{t}$.

Расход воздуха перед диафрагмой определялся по удельному весу на основе показаний перепада давления происходящего на диафрагме, термометра за диафрагмой и значения статического давления воздуха перед диафрагмой.

По уравнению теплового баланса производилось сопоставление количества тепла, отданного водой, $Q_в = G_в \delta t_в$ и полученного воздухом $Q_{вз} = G_{вз} c_{вз} \delta t_{вз}$ ($G_в$ и $G_{вз}$ — весовые расходы воды и воздуха; $c_{вз} = 0{,}24$ *ккал/кг* °С — теплоемкость воздуха при посто-

янном давлении; $\delta t_в$ и $\delta t_{вз}$ — перепады температур воды и воздуха по дифференциальной термопаре и соответственно дифференциальному термостолбику). В подавляющем числе опытов дебаланс не превышал 2—3% и только в отдельных точках доходил до 5—7%. Коэффициент теплопередачи определялся из уравнения

$$k = \frac{Q_в}{F\,\Delta t},$$

где $Q_в$ — количество тепла, отданного водой, в *ккал/час;*

F — поверхность теплообмена, принятая при обработке равной поверхности плоских пластин, в $м^2$.

Термическое сопротивление стенки пластин представляет величину порядка 10^{-5} $м^2$ *ч* °С/*ккал*, т. е. пренебрежимо малую. Можно также полагать, что термическое сопротивление со стороны воды также пренебрежимо мало; поэтому без ощутимой погрешности можно принять, что коэффициент теплоотдачи со стороны воздуха равен коэффициенту теплопередачи, т. е. $\alpha_{вз} = k$. Для проверки были проведены опыты при неизменных расходах воздуха и различных расходах воды, которые подтвердили принятое предположение.

Результаты исследования представлены на фиг. 31 и 32 в виде критериальных зависимостей: $\mathrm{Nu} = f(\mathrm{Re})$; $\mathrm{Eu} = f(\mathrm{Re})$. Значение критерия Эйлера на фиг. 32 дано для длины по ходу воздуха $H = 195$ *мм*, т. е. для $i = 19$ поворотов воздуха при шаге разбивки $t = 10$ *мм*. Определяющая температура — средняя температура потока воздуха. Определяющий геометрический размер — средняя высота выступов $\bar{h} = 0{,}5(h_б + h_м) = 4{,}23 \cdot 10^{-3}$ *м*.

Из этих фигур видно, что для зигзагообразных воздушных каналов как теплообмен, так и аэродинамическое сопротивление существенно выше, чем для серповидно-волнообразных каналов.

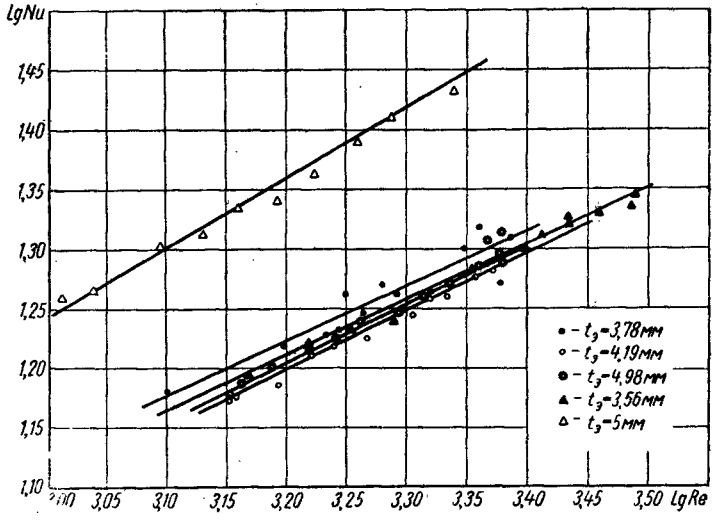
Как видно из фиг. 31, крайние значения критерия Нуссельта для исследованных серповидно-волнообразных воздушных каналов отличаются друг от друга не более 6%; поэтому с погрешностью, не превосходящей $\pm 3\%$, можно считать, что средняя ширина воздушных каналов $\bar{u}$ не влияет на величину теплообмена. Для серповидно-волнообразных каналов при значениях $\bar{u} = 2{,}72 \div 4{,}14$ *мм*, $h_б = 4{,}73$ и $h_м = 3{,}73$ *мм* в интервале значений $\mathrm{Re}_{\bar{h}} = 1400 \div 3200$ для воздуха результаты исследования по теплообмену можно обобщить зависимостью

$$\mathrm{Nu}_{\bar{h}} = 0{,}33\mathrm{Re}_{\bar{h}}^{0{,}53}. \qquad (44)$$

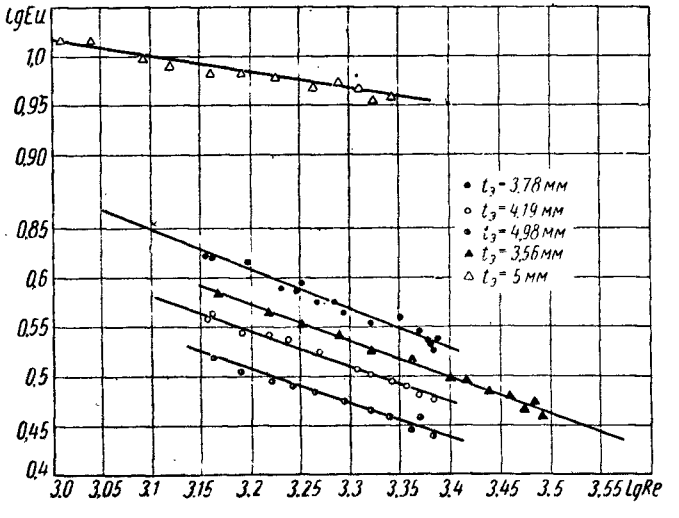
Результаты исследования сопротивления в этих же каналах с достаточной для практики точностью можно представить зависимостью

$$\mathrm{Eu} = 1{,}97 i \left(\frac{\bar{u}}{t}\right)^{-0{,}32} \mathrm{Re}_{\bar{h}}^{-0{,}37}, \qquad (45)$$

где i — число поворотов потока воздуха.



Фиг. 31. Зависимость $Nu = f(Re)$.



Фиг. 32. Зависимость $Eu = f(Re)$.

Для зигзагообразных каналов с $h_б = 4{,}73$ и $h_м = 3{,}73$ *мм* в интервале значений $\mathrm{Re}_{\bar{h}} = 1000 \div 2300$ формулы теплообмена и сопротивления

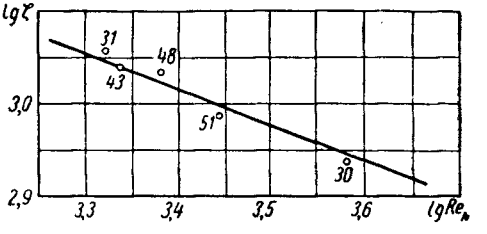
$$\mathrm{Nu}_{\bar{h}} = 0{,}295\mathrm{Re}_{\bar{h}}^{0,59}; \tag{46}$$

$$\mathrm{Eu} = 2{,}23i\mathrm{Re}_{\bar{h}}^{-0,2}. \tag{47}$$

Гидравлическое сопротивление. Скорость воды в элементах $w_в = \frac{G_в}{3600 S_в \gamma_в}$ *м/сек*, где $G_в$ — расход воды в *м*³/*ч*;

$S_в = n\frac{H}{2}(h_б - h_м)$ — сечение для прохода воды в секции в *м*² (n — число элементов в секции; H — ширина элемента по ходу воды, равная длине элемента по ходу воздуха). Определялось значение критерия Рейнольдса для воды $\mathrm{Re}_{\bar{h}} = \frac{w_в \bar{h}}{\nu_в}$ и коэффициента сопротивления $\zeta = \frac{2g\,\Delta p_в}{w_в^2 i}$, где $i = 128$ — число поворотов по ходу воды.

Потеря напора воды $\Delta p_в = \bar{p}_1 - \bar{p}_2 + H_{2c}$, где $\bar{p}_1$ и $\bar{p}_2$ — средние показания манометра перед и за пакетом в *м вод. ст.*; $H_{2c} = 1{,}4$ *м* — величина гидростатического напора, равная разности уровней обоих манометров. Поскольку манометры были установлены на подводящем и отводящем патрубках, значение $\Delta p_в$ включает сопротивление не только поверхности теплообмена с длиной по ходу воды $it = 128 \cdot 10 = 1280$ *мм*, но и водяных патрубков и дистанционных колец. Результаты обработки данных по натурным секциям и элементу № 1 модели (см. § 11) с практически идентичными геометрическими размерами высоты выступов показаны на фиг. 33 в системе координат $\zeta = f(\mathrm{Re})$. Результаты исследования сопротивления по воде серповидных каналов при $h_б = 4{,}7 \div 4{,}8$ *мм*, $h_м = 3{,}7 \div 3{,}8$ и $h_б - h_м = 1$ *мм* могут быть представлены зависимостями: при $\mathrm{Re}_{\bar{h}} = 1600 \div 4000$ (по воде)



Фиг. 33. Зависимость коэффициента сопротивления $\zeta = f(\mathrm{Re})$.

$$\zeta = 15{,}2i\,\mathrm{Re}_{\bar{h}}^{-0,375} \tag{48}$$

$\mathrm{Re}_{\bar{h}} = 800 \div 1600$

$$\zeta = 241i\,\mathrm{Re}_{\bar{h}}^{-0,75}. \tag{49}$$

Определяющая температура — средняя температура воды, определяющий геометрический размер — средняя высота выступов $\bar{h}$.

Структура металла сварных соединений. Были исследованы микроструктуры точечного и шовного соединений. Травление шлифов осуществлялось в растворе «царской водки» с глицерином. Микроструктура сварных соединений представляет зерна аустенита с дендритной ориентацией. Аустенитная структура должна обеспечить достаточные антикоррозийные свойства сварных соединений.

Испытание на замораживание. Часть натурного элемента длиной около 0,75 *м*, заваренная по контуру, через одно отверстие была заполнена водой, при этом воздух удалялся через другое отверстие. После заполнения водой оба отверстия были заварены, и в таком виде элемент был подвергнут замораживанию в течение суток при температуре минус 10—15 °С. После отогревания элемента не было обнаружено ни нарушений сварных точечных и шовных соединений, ни остаточной деформации пластин. Это, очевидно, обусловлено эластичностью элемента, состоящего из двух пластин со сфероидальными выступами и впадинами.

Гидроиспытание пакета с зигзагообразными воздушными каналами. Целевое назначение данного испытания заключалось в проверке возможности работы пакета с зигзагообразными воздушными каналами согласно фиг. 24 без точечной сварки элементов. Исследование теплообмена и сопротивления такой секции (№ 5), но с точечной сваркой элементов, также было выполнено, о чем указывалось выше. Давление воды через выступы соседних пластин при отсутствии точечной сварки в конечном итоге должно передаваться обвязке пакета; при этом было решено выяснять, появляются ли остаточные деформации на пластинах.

Опыт был произведен следующим образом. Для гидроиспытания отдельных элементов на стенде были установлены три элемента из пластин, сваренных только по контуру. Для восприятия давления воды элементы были прижаты друг к другу при помощи двух толстых досок, скрепленных струбцинами. Гидроиспытание было проведено при давлении 3 *ати*. После разборки пакета остаточных деформаций на пластинах не было обнаружено. Это дает основание считать возможной работу пакета с зигзагообразными воздушными каналами без точечной сварки элементов. В этом случае упрощается технология изготовления элементов, однако, обвязка пакета должна быть рассчитана на восприятие давления воды.

§ 18. СОПОСТАВЛЕНИЕ ПЛАСТИНЧАТЫХ ВОЗДУХО-ВОДЯНЫХ ТЕПЛООБМЕННИКОВ С РАДИАТОРНЫМИ

Сопоставление исследованных пластинчатых воздухо-водяных теплообменников с серийными радиаторами, имеющими плоское оребрение, выполнено по исходным данным расчета Коломенского завода для тепловоза ТЭ-50 мощностью 3000 *л. с.*, а с радиатора-

ми конструкции ВНИТИ, имеющими гофрированное оребрение — по аналогичному расчету этого же завода для холодильников тепловоза ТГП-50 мощностью 2·2000 *л. с.* в одной секции. Расчет пластинчатых теплообменников произведен при тех же теплосъемах Q *ккал/кг* и той же затрате энергии на вентилятор N *л. с.* и прочих режимных параметрах сопоставляемых радиаторных холодильников.

Поясним методику расчета размеров пластинчатых холодильников.

Уравнение теплопередачи

$$Q = kF\bar{\Delta}t, \tag{а}$$

причем

$$k \approx \alpha = \mathrm{Nu}\frac{\lambda}{\bar{h}} \tag{б}$$

($\bar{h} = 4{,}23 \cdot 10^{-3}$ — определяющий геометрический размер — средняя высота выступов).

Из уравнений (а) и (б) находим

$$\mathrm{Nu} = \frac{Q\bar{h}}{F\lambda\bar{\Delta}t}. \tag{в}$$

Весовой расход воздуха

$$G_{вз} = 3600\,(w\gamma)\,S\eta_{суж} = 3600\,\frac{g\mu}{\bar{h}}\,\mathrm{Re}S\eta_{суж}. \tag{г}$$

Аэродинамическое сопротивление

$$\Delta p = \frac{(w\gamma)^2\mathrm{Eu}}{g\gamma} = \frac{g\mu^2\mathrm{Re}^2\mathrm{Eu}}{\gamma\bar{h}^2}, \tag{д}$$

поскольку

$$w\gamma = \frac{g\mu\mathrm{Re}}{\bar{h}}. \tag{е}$$

В этих формулах:

S — фронтальное сечение в $м^2$;

$\eta_{суж} = \dfrac{\bar{u}}{t_э}$ — коэффициент сужения;

$t_э$ — шаг элементов;

$\bar{u}$ — средняя ширина воздушных каналов;

λ, μ и γ — теплопроводность, вязкость и удельный вес воздуха.

С учетом уравнений (г) и (д)

$$G_{вз}\Delta p = 2{,}7 \cdot 10^5\gamma N = \frac{3600g^2\mu^3}{\gamma\bar{h}^3}\mathrm{Re}^3\mathrm{Eu}S\eta_{суж};$$

откуда

$$\mathrm{Re}^3\mathrm{Eu} = \frac{75\bar{h}^3}{g^2\mu^3}\cdot\frac{\gamma^3}{S}\cdot\frac{N}{\eta_{суж}}. \tag{ж}$$

Если в пакете n элементов, то поверхность теплообмена $F = nF^x$ ($F^x = 0{,}481\ м^2$ — поверхность одного элемента), а живое сечение пакета $S\eta_{суж} = lnt_э \frac{\bar{u}}{t_э}$ ($l = 1{,}25\ м$ — высота поверхности теплообмена) и соотношение

$$\frac{F}{S\eta_{суж}} = \frac{F^x}{l\bar{u}}. \qquad (з)$$

Деля уравнение (ж) на (в), с учетом (з) находим основную зависимость

$$\frac{\mathrm{Re}^3\mathrm{Eu}}{\mathrm{Nu}} = \frac{75F^x\bar{h}^2\lambda\gamma^2N\Delta t}{lg^2\mu^3Q\bar{u}}. \qquad (50)$$

Величины, входящие в правую часть уравнения (50), известны. Если ее обозначить через A, а критериальные уравнения теплообмена и сопротивления имеют вид

$$\mathrm{Nu} = b\,\mathrm{Re}^m; \quad \mathrm{Eu} = e\,\mathrm{Re}^r, \qquad (и)$$

то логарифмируя (50) и (и), находим

$$\lg \mathrm{Re} = \frac{\lg \frac{Ab}{e}}{3 + r - m}. \qquad (51)$$

Если результаты исследования представлены графическими зависимостями вида $\mathrm{Nu} = f(\mathrm{Re})$ и $\mathrm{Eu} = f(\mathrm{Re})$, то значение согласно (51) можно найти путем подбора.

По найденному значению Re, находим значения критериев Nu и Eu и по общеизвестным зависимостям определяем размеры аппарата и режимные показатели (α, Δp, $G_{вз}$ и пр.).

Основными показателями для сопоставления приняты:

а) Теплосъем Q при том же фронтальном сечении S и том же энергетическом коэффициенте E (отношение теплосъема к затрате энергии на вентилятор).

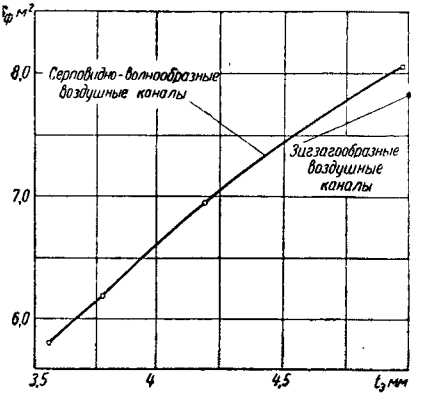
б) Фронтальное сечение S при том же теплосъеме Q и затрате энергии N на вентилятор.

в) Вес поверхности теплообмена $G_{n\cdot m}$ при тех же Q и N.

Сопоставление с серийными радиаторами

1. Тепловая мощность (теплосъем) при том же фронтальном сечении и том же энергетическом коэффициенте четырех исследованных пластинчатых секций (№ 1—4) с серповидно-волнообразными каналами выше, чем серийных, на 10,6—53%. Наибольшее превышение имеет место при минимальном шаге между элементами ($t_э = 3{,}56\ мм$), наименьшее — при максимальном шаге $t_э = 4{,}98\ мм$. Для пластинчатой секции № 5 с зигзагообразными воздушными каналами ($t_э = 5\ мм$) превышение тепловой мощности пластинчатых секций составляет 13,7%.

2. Уменьшение фронтального сечения пластинчатых секций по сравнению с серийными (при тех же Q и N) при серповидно-волнообразных каналах лежит в пределах 9,5—34,7%. Наибольшее уменьшение фронтального сечения имеет место при минимальном шаге между элементами $t_э = 3{,}56$ *мм*, наименьшее — при максимальном шаге $t_э = 4{,}98$ *мм*. Для пластинчатой секции с зигзагообразными воздушными каналами уменьшение фронтального сечения составляет 12%. Для тепловоза ТЭ-50 зависимость фронтального сечения S (при тех же Q и N) от шага элементов $t_э$ показана на фиг. 34; при серийных радиаторах $S = 8{,}9$ *м*^{2}.



Фиг. 34. Зависимость фронтального сечения пластинчатого холодильника от шага элементов.

3. При заданных Q и N число пластинчатых элементов в серповидно-волнообразных воздушных каналах, а следовательно, и вес поверхности теплообмена при различных шагах $t_э$ практически одинаковы. Уменьшение веса поверхности теплообмена по сравнению с серийными получается порядка 38,5%. При зигзагообразных воздушных каналах уменьшение веса поверхности теплообмена по сравнению с серийными получается несколько большим — 41,3%. Принят следующий способ сопоставления по весу. Для серийных элементов принималась заводская норма расхода цветного металла и припоев на одну водяную секцию 38,28 *кг*, а для 96 секций тепловоза ТЭ-50 общий расход цветного металла составил 3680 *кг*. Для пластинчатой поверхности принимался действительный вес (по взвешиванию) плюс 20% на отходы.

Экономия цветных металлов. На один теплообменник тепловоза ТЭ-50, состоящий из 96 водяных секций, расходуется 3680 *кг* цветных металлов (медь М3 и латунь ЛТ-96), в том числе около 650 *кг* оловянистых припоев. В аналогичных условиях пластинчатый теплообменник согласно расчета состоит из 2620 элементов весом по 0,719 *кг* каждый. При изготовлении пластинчатого теплообменника из нержавеющей стали марки 1Х18Н9Т толщиной 0,17 *мм* расходуется ее $1{,}2 \cdot 2620 \cdot 0{,}17 = 2260$ *кг*, в том числе около 200 *кг* никеля; но при этом экономится около 3000 *кг* меди и 650 *кг* оловянистых припоев.

Уместно указать, что институт качественных сталей для изготовления воздушно-водяных холодильников тепловоза рекомендует стальную ленту марки ЭИ-711 (Х14Г14Н3Т) с содержанием никеля в 3 раза меньшим (2,5—3,5%). Эта сталь относится к аустенитному классу, обладает высокой штампуемостью и хорошо

сваривается всеми видами сварки. При применении этой стали для пластинчатых теплообменников расход никеля уменьшится в 3 раза, т. е. составит всего 65—70 *кг* на рассматриваемый тепловоз.

Гидравлическое сопротивление пластинчатого холодильника с учетом сопротивления подводящего и отводящего патрубков составляет 2,6—2,9 *м вод. ст.*

Сопоставление с радиаторами, имеющими гофрированное оребрение. Теплосъем пластинчатого теплообменника с серповидно-волнообразными воздушными каналами при том же фронтальном сечении и том же энергетическом коэффициенте на 40% больше, чем для радиаторных секций с гофрированным оребрением. Для того же теплообменника при одинаковом теплосъеме и равной затрате энергии на работу вентилятора достигается уменьшение фронтального сечения на 28,4%, а веса поверхности теплообмена на 38,2%. При зигзагообразных воздушных каналах повышение теплосъема составляет 7,2%, уменьшение фронтального сечения 6,6%, а уменьшение веса поверхности теплообмена на 42,5%.

Сравнение этих данных с результатами проведенного сопоставления с серийными секциями показывает, что в данном случае достигается значительный выигрыш по теплосъему (40%) и фронтальному сечению (28,4%), однако он будет несколько меньший, чем при серийных радиаторах (53% и соответственно 34,7%). По весу поверхности теплообмена выигрыш будет практически тот же (38,2% и соответственно 38,5%); поэтому в расходе цветного металла может быть достигнута та же экономия, которая подсчитана выше при сопоставлении с серийными секциями.

Анализ теплоаэродинамических показателей пластинчатых и радиаторных холодильников

В заключение рассмотрим факторы, обусловливающие высокую эффективность рассматриваемых пластинчатых конструкций.

При разработке легких малогабаритных радиаторных теплообменников для тепловозов основная задача состояла в увеличении удельной поверхности теплообмена со стороны воздуха и уменьшения толщины ребер. Для серийной водяной секции при габаритах пучка 1206·154·187 *мм* и поверхности охлаждения со стороны воздуха 21 $м^2$, удельная поверхность теплообмена составляет

$$f = \frac{21}{1{,}206 \cdot 0{,}154 \cdot 0{,}187} = 606\ м^2/м^3.$$

В секциях с гофрированным оребрением при сохранении габаритных размеров за счет уменьшения шага оребрения и утонения ребер до 0,08 *мм* поверхность теплообмена со стороны воздуха составляет 38 $м^2$, чему соответствует $f = 1095\ м^2/м^3$.

Итак, удельная поверхность теплообмена исследованных пластинчатых секций лежит в пределах от $f = \frac{2 \cdot 10^3}{t_э} = \frac{2 \cdot 10^3}{5} =$ $= 400$ $м^2/м^3$ для секции № 5 до $f = \frac{2 \cdot 10^3}{3,56} = 562$ $м^2/м^3$ для секции № 4, т. е. значительно меньше, чем у радиаторных.

Согласно расчета пластинчатого холодильника (секция № 4) для тепловоза ТЭ-50 весовая скорость воздуха в узком сечении составляет 11,05 $кг/м^2 \cdot сек$, аэродинамическое сопротивление $\Delta p =$ $= 35,9$ *мм вод. ст.* и коэффициент теплопередачи $к = 112$ $ккал/м^2 \cdot ч$ °С. При той же весовой скорости воздуха для серийного радиатора $k = 69$, а для радиатора с гофрированным оребрением $k = 66$. Таким образом, коэффициент теплопередачи пластинчатого теплообменника на 63—70% больше, чем в радиаторных конструкциях. Что же касается аэродинамического сопротивления серийного радиатора, то оно равно 33 *мм вод. ст.*, т. е. всего на 8% меньше, чем для пластинчатого, а для радиатора с гофрированным оребрением $\Delta p = 55$, т. е. на 53% больше, чем для пластинчатого.

Проведенное для холодильников тепловоза ТГП-50 сопоставление пластинчатых секций с радиаторами гофрированного оребрения показывает, что для первых коэффициент теплопередачи на 170% больше ($k = 147 \div 159$ $ккал/м^2 \cdot ч$ °С против 55—58,4), при этом аэродинамическое сопротивление больше всего на 10—30% и равно ($\Delta p = 81 \div 95,3$ *мм вод. ст.* против 72).

Из приведенных данных видно, что по теплоаэродинамическим показателям пластинчатый воздухо-водяной холодильник значительно превосходит как серийный радиатор с плоским оребрением, так и радиатор с гофрированным оребрением. Этим и объясняется высокая эффективность этого теплообменника по теплосъему, габаритам (фронтальному сечению) и весу.

Наряду с этим особый интерес представляют воздухо-масляные тепловозные холодильники.

Уместно остановиться на воздухо-масляных тепловозных холодильниках. Вследствие большой вязкости масла теплообмен в оребренных радиаторных конструкциях этих холодильников лимитируется теплоотдачей с масляной стороны; поэтому для интенсификации их теплообмена было предложено в масляных трубках установить турбулизаторы. Есть основание полагать, что за счет усиления турбулизации движения масла в зигзагообразных или серповидных каналах пластинчатых секций этих холодильников теплообмен может быть значительно усилен. Для обеспечения герметичности воздухо-масляных секций при застывании в них масла эти секции опрессовываются давлением не менее 6 $кг/см^2$, т. е. более высоком, чем воздухо-водяные. В целях сохранения серповидного очертания масляных каналов толщину их пластин следует несколько увеличить или же использовать для прохода масла зигзагообразные каналы, которые по габаритам

несколько больше, но при той же толщине пластин допускают более высокое внутреннее давление.

Можно полагать, что применение пластинчатых теплообменников повышенной турбулентности взамен радиаторных окажется для охлаждения масла еще более эффективным, чем для воды. При такой интенсификации теплообмена будет обеспечена однотипность водяных и масляных секций. В дополнение к этому необходимо провести экспериментальную проверку пластинчатых воздухо-масляных секций.

§ 19. ВЫВОДЫ И ЗАКЛЮЧЕНИЕ

На основании проведенных исследований рекомендуется для тепловозов применение воздухо-водяных пластинчатых теплообменников с серповидными водяными каналами, а для воздуха серповидно-волнообразных каналов с шагом элементов $t_э = 3{,}5 \div 3{,}6$ *мм*. Такая конструкция теплообменника, помимо значительного снижения расхода цветных металлов, обеспечит уменьшение фронтального сечения на 34,7% и веса поверхности теплообмена на 38,5%.

Для дальнейшего снижения расхода цветных металлов целесообразно произвести проверку возможности изготовления пластинчатых элементов из ленты марки ЭИ-711 (Х14Г14Н3Т). Одновременно с этим провести изыскания других недефицитных материалов.

Если уменьшение фронтального сечения в отдельных случаях не является особенно существенным, то для воздушных каналов [illegible]но применение зигзагообразных секций. Такие теплообменники по сравнению с серийными радиаторами обеспечат снижение веса 41,3% с соответственным уменьшением расхода цветных металлов и уменьшение фронтального сечения на 12%. Главное достоинство этого варианта заключается в упрощении технологии благодаря отсутствию точечной сварки элементов.

Для внедрения результатов этих исследований в производство необходимо изготовление опытной партии пластинчатых холодильников и установка их на нескольких магистральных тепловозах для проверки в эксплуатационных условиях.

ГЛАВА IV

ВОЗДУХОПОДОГРЕВАТЕЛИ ПЛАСТИНЧАТЫЕ ДЛЯ ГАЗОТУРБОВОЗОВ

Сущность вопроса

Перспективным типом локомотивов наряду с электро- и тепловозами является газотурбовоз, т. е. локомотив с газотурбинной установкой (ГТУ). Его достоинство по сравнению с тепловозом обусловлено преимуществом машин ротативного типа (турбины) перед поршневыми машинами (дизелем). Семилетним планом 1959—1965 гг. предусмотрено освоение и выпуск газотурбовозов большой мощности. Коломенским тепловозостроительным заводом им. Куйбышева недавно выпущен первый в Советском Союзе газотурбовоз мощностью 3000 *л. с.* Его тепловая схема — упрощенная без использования тепла отходящих газов, что для впервые создаваемого агрегата вполне закономерно; поэтому расчетный к. п. д. этой газотурбинной установки невысок — 20,8%, т. е. значительно ниже, чем для тепловозных дизелей.

Эффективным методом повышения к. п. д. ГТУ является использование тепла отходящих газов для нагрева воздуха в воздухоподогревателе (регенераторе). Габариты воздухоподогревателей стационарных ГТУ как отечественных, так и зарубежных очень большие и, как правило, намного превосходят размеры основного оборудования — турбины и ее компрессора. Учитывая жесткие весовые и габаритные требования, предъявляемые к оборудованию локомотивов, актуальной задачей является создание легких, малогабаритных теплообменников для транспортных ГТУ. По соображениям, изложенным в главе II, эта задача может быть успешно решена использованием пластинчатой поверхности повышенной турбулентности.

В основу разработки воздухоподогревателя с учетом весовых и габаритных требований его размещения в газотурбовозе, запланированном к выпуску Коломенским заводом, были приняты следующие исходные данные:

расход воздуха и газа до 25 *кг/сек*; температура воздуха на входе в воздухоподогреватель 235 °С и газа 450 °С. Давление воздуха 6 *ата* и газа 1,032 *ата*.

§ 20. ВЫБОР ПОВЕРХНОСТИ ТЕПЛООБМЕНА

Учитывая относительно высокое давление воздуха порядка 6 *ата*, целесообразно для воздуха выбрать зигзагообразные каналы. В этом случае корпус воздухоподогревателя будет находиться под давлением газа, т. е. практически — атмосферным; поэтому для газа по тем же соображениям, что и для теплообменников тепловоза, предпочтительнее иметь волнообразные каналы.

Для выбора геометрических размеров пластинчатой поверхности теплообмена (см. табл. 2) было произведено теплоаэродинамическое сопоставление девяти вариантов экспериментально исследованных пластин, при этом также выполнен сравнительный расчет основных размеров аппаратов. В этих расчетах задавались степенью регенерации $\sigma = 0{,}75$ и суммарным относительным сопротивлением

$$\nu = \frac{\Delta p_1}{p_1} + \frac{\Delta p_2}{p_2} = 0{,}05 = 5\%.$$

Теплоаэродинамическое сопоставление по тепловым, весовым и объемным показателям было выполнено в системе координат по (36)—(38).

В данном случае при начальной температуре газа $t_1' = 450\,^\circ\text{C}$, воздуха $t_2' = 235\,^\circ\text{C}$ и степени регенерации $\sigma = 0{,}75$ определим среднюю температуру газа

$$\bar{t}_1 = 450 - \frac{0{,}75}{} (450 - 235) = 370\ ^\circ\text{C},$$

а затем воздуха

$$\bar{t}_2 = 450 - \frac{0{,}75}{2} (450 - 235) = 315\ ^\circ\text{C}.$$

Тогда соотношение

$$\frac{T_2}{T_1} = \frac{315 + 273}{370 + 273} = 0{,}915.$$

Для одного волнообразного канала шириной u и высотой (поперек потока) 1 *м* сечение для газа $S = u$; аналогично этому для воздуха, движущегося в зигзагообразном канале с высотой выступов h, сечение $S_2 = h$. При длине по потоку в 1 *м* поверхность теплообмена $F = 2\ м^2$.

Для сопоставления по тепловым показателям были использованы непосредственные экспериментальные данные, обработанные в виде $\alpha = f(w\gamma)$; $\Delta p = f(w\gamma)$ и сведены в табл. 2. Эти подсчеты производились в следующей последовательности.

Задаемся значением весовой скорости газа $(w\gamma)_1$; подсчитываем коэффициент теплоотдачи от газа α_1 и сопротивления на 1 *пог. м* Δp_1, затем определяем весовую скорость воздуха $(w\gamma)_2 =$

$= (w\gamma)_1 \frac{u}{h}$; и подсчитываем α_2 и Δp_2; после чего определяем значение коэффициента теплопередачи $k = \frac{\alpha_1 \alpha_2}{\alpha_1 + \alpha_2}$ и подсчитываем значение аргумента

$$\frac{S_1 (w\gamma)_1}{F}\left(\frac{\Delta p_1}{p_1} + \frac{\Delta p_2}{p_2} \cdot \frac{T_2}{T_1}\right)$$

из выражения (36), где $S_1 = u$; $p_1 = 1{,}032 \cdot 10^4$; $p_2 = 6 \cdot 10^4$ *мм вод·ст.*

Результаты подсчетов представлены на фиг. 35. Поскольку толщина пластин, т. е. веса единицы поверхности b одни и те же, то эта фигура дает наглядное сопоставление рассматриваемых пластинчатых поверхностей не только по тепловым показателям, но и по весовым.

Если координаты этой фигуры помножить на удельную поверхность теплообмена f *м*^{2}/*м*^{3}, которая определяется по выражению $f = \frac{2}{h + u + 2\delta}$, где δ — толщина пластин, равная $0{,}3 \cdot 10^{-3}$ *м*, то получим сопоставление по объемным показателям фиг. 36.

Наилучшей по тепловым показателям является поверхность *5* с наибольшей из исследованных величиной выступов ($h = 6{,}28$ *мм*) и расстоянием между листами $u = 6{,}15$ *мм*. Поверхности *4* и *6* с бо́льшим и меньшим значением u (7,3 и 4 *мм*) при той же $h =$ $= 6{,}28$ *мм* по тепловым показателям — хуже.

Поверхности *8*, *9* и *7* с несколько меньшей высотой $h = 4{,}45$ *мм* находятся на втором месте, причем наилучшими из них являются поверхности *8* и *9* со значением $u = 5{,}4$ и 4,45 *мм*; при большем значении $u = 7{,}7$ *мм* тепловые показатели ниже.

Поверхности *10*, *11* и *12* с малым значением высоты выступов $h = 2{,}53$ *мм* по тепловым показателям хуже всех.

Поверхности *12*, *8* и *9* по объемным показателям лучше всех.

Поверхность *12* с наименьшими из всех исследованных значениями h и u обладает наибольшим значением удельной поверхности f. Поверхности *8* и *9* с промежуточными значениями $h =$ $= 4{,}45$ *мм* и $u = 5{,}5$ и 4,45 *мм* также имеют хорошие показатели.

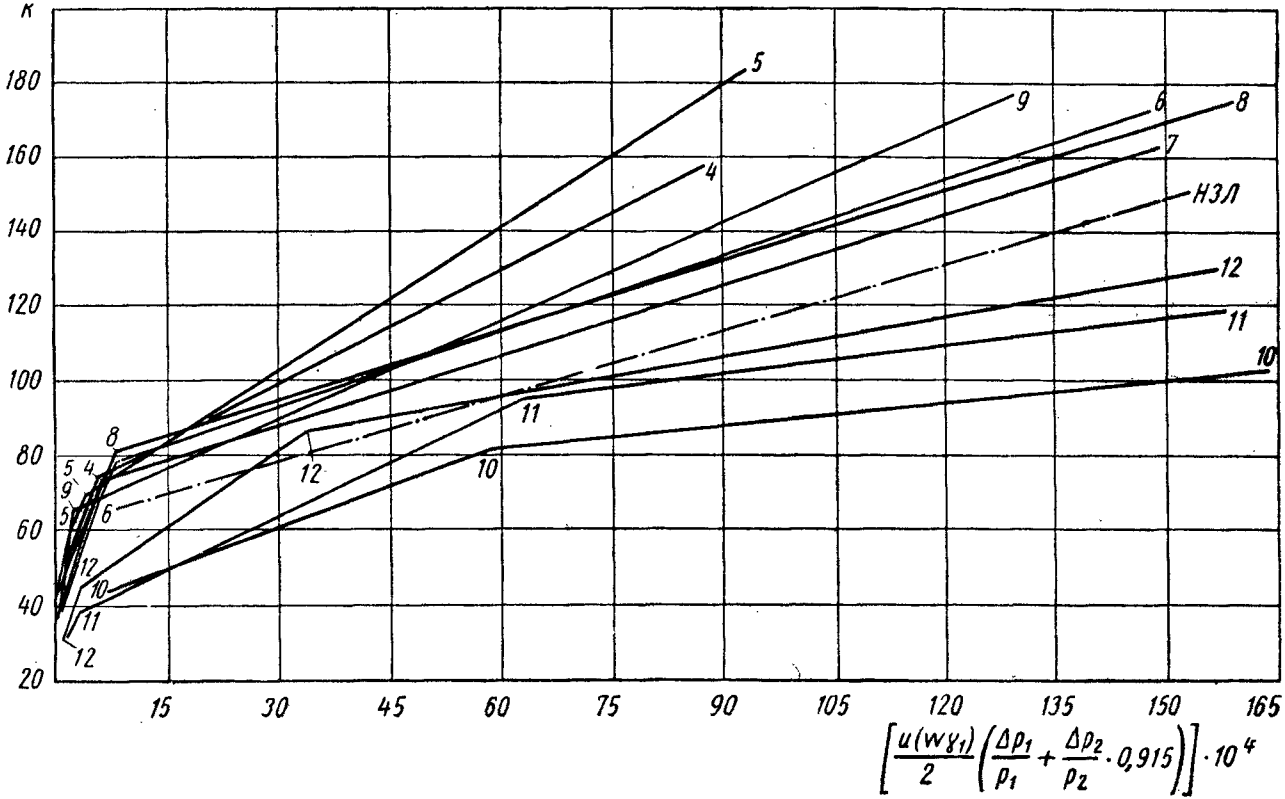
На фиг. 35 для сопоставления нанесена линия пластинчатой поверхности НЗЛ (см. фиг. 21) с $d_0 = 8{,}9$ *мм* и $t = 4{,}45$ *мм*, т. е. с теми же проходными сечениями, что поверхность *9*.

Для этой поверхности НЗЛ удельная поверхность теплообмена будет равна

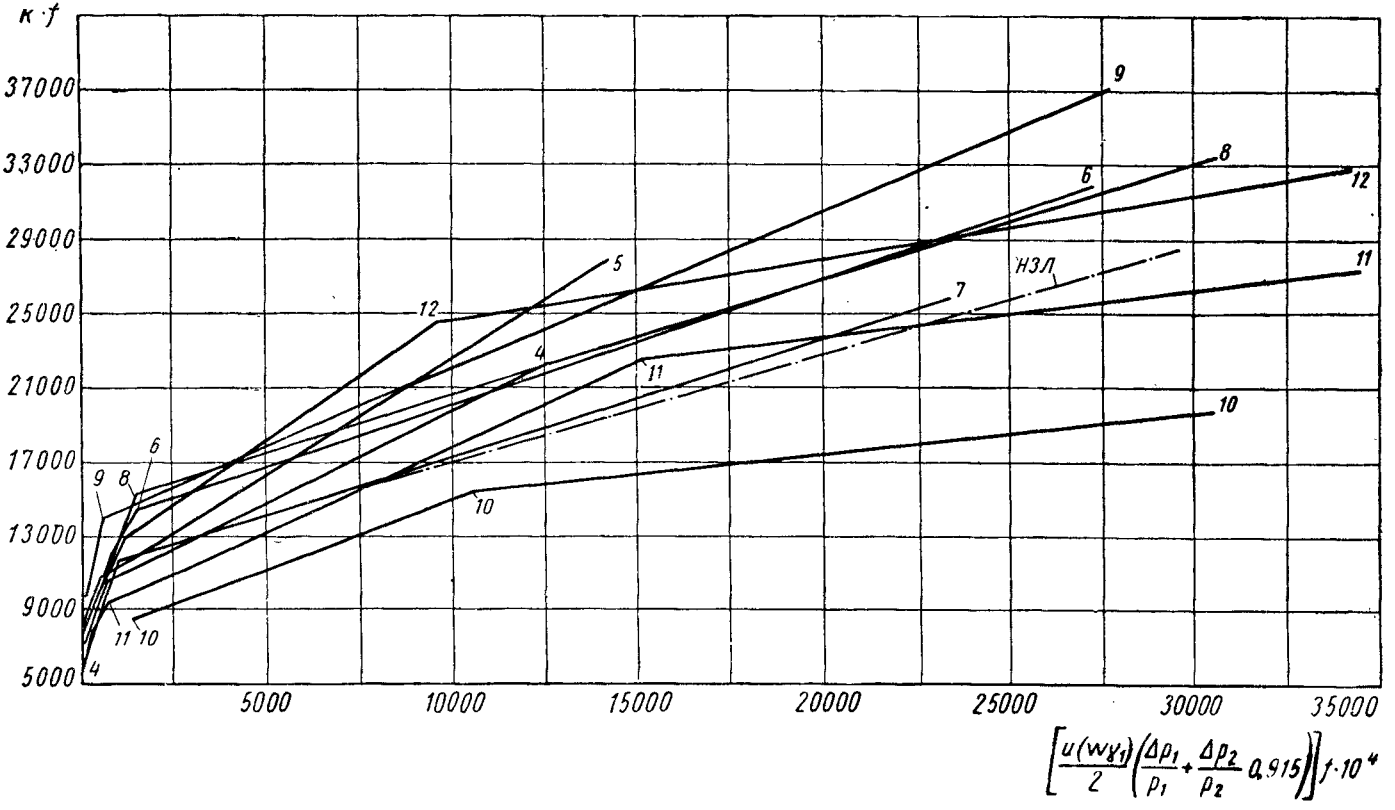
$$f = \frac{2}{d_0 + 2\delta} = \frac{2 \cdot 10^3}{8{,}9 + 2 \cdot 1} = 183{,}5 \text{ м}^2/\text{м}^3.$$

Соответственная линия при сравнении по объемным показателям на фиг. 36 нанесена пунктиром.

Из фиг. 35 и 36 видно, что пластинчатая поверхность повышенной турбулентности при тех же эквивалентных размерах (поверх-



Фиг. 35. Сопоставление пластинчатых поверхностей воздухоподогревателя ГТУ по тепловым показателям.



Фиг. 36. Сопоставление пластинчатых поверхностей воздухоподогревателя ГТУ по объемным показателям.

ность 9) имеет значительно более высокие тепловые и объемные показатели, чем пластинчатая поверхность НЗЛ. Весовые показатели поверхности № 9 в несколько раз лучше. Благодаря тому, что ее можно изготовить из более тонких листов (0,3 *мм* против 1 *мм*).

Вариантные расчеты основных размеров воздухоподогревателя из экспериментально исследованных пластин были выполнены по методике, разработанной автором [11], [12] с использованием экспериментально найденных при давлении $p = 1$ *ата* и средней температуре $t = 40\,^{\circ}\mathrm{C}$ (см. табл. 2) зависимостей вида $\alpha = b(w\gamma)^m$; $\Delta p = eH(w\gamma)^r$, где H — длина пути теплоносителя. Поскольку расчетные температуры и давления газа и воздуха иные, чем при экспериментальном исследовании, то следует вводить поправочные коэффициенты [12]:

на коэффициент теплоотдачи

$$\varepsilon(\alpha) = \frac{\lambda_{расч}}{\lambda_{эксп}} \left(\frac{\mu_{расч}}{\mu_{эксп}}\right)^m;$$

на сопротивление

$$\varepsilon(\Delta p) = \frac{T_{расч}}{T_{эксп}} \cdot \frac{p_{эксп}}{p_{расч}} \left(\frac{\mu_{эксп}}{\mu_{расч}}\right)^{r-2},$$

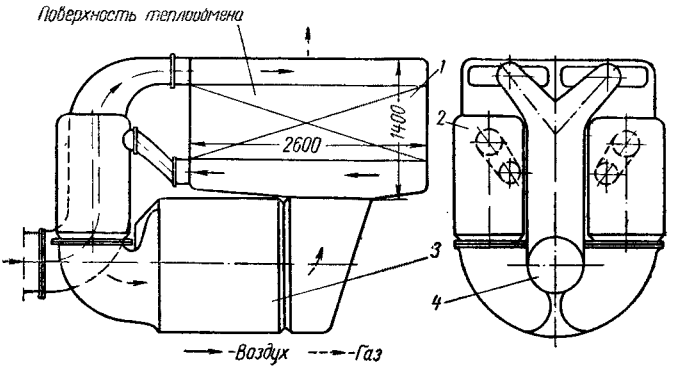
где λ и μ — коэффициенты теплопроводности и вязкости; индексы *«эксп»* и *«расч»* — соответствуют температуре и давлению при эксперименте и расчетных условиях. В данном случае экспериментальные значения: $p_{эксп} = 1$ *ата*; $t_{эксп} = 40\,^{\circ}\mathrm{C}$. Расчетные условия: для газа $p_{1_{расч}} = 1{,}032$ $\bar{t}_{1_{расч}} = 370\,^{\circ}\mathrm{C}$ и для воздуха $p_{2_{расч}} = 6$ *ата*; $t_{2_{расч}} = 315\,^{\circ}\mathrm{C}$. С учетом значений λ и μ при этих температурах значения поправочных коэффициентов: для газа $\varepsilon(\alpha_1) = 1{,}27$; $\varepsilon(\Delta p_1) = 2{,}46$; для воздуха $\varepsilon(\alpha_2) = 1{,}21$; $\varepsilon(\Delta p_2) = 0{,}352$.

Расчеты показали, что оптимальным из рассмотренных является вариант поверхности № 9 со следующими размерами $h = 4{,}45$ *мм* $\approx 4{,}5$ *мм* и $u = 4{,}45 \approx 4{,}5$ *мм* и очень близким оказался вариант № 8 с теми же значениями h и $u = 5{,}4$ *мм* $\approx 5{,}5$ *мм*. Эти варианты использованы при разработке конструкции.

§ 21. КОНСТРУКЦИЯ ВОЗДУХОПОДОГРЕВАТЕЛЯ

При компоновке воздухоподогревателя были учтены габаритные условия газотурбовоза и расположение газотурбинной установки в турбовозе Коломенского завода. Компоновка воздухоподогревателя с газотурбинной установкой показана на фиг. 37. Воздухоподогреватель располагается над газовыпускным патрубком турбины и частично над самой газовой турбиной. При этом газо- и воздуховоды получатся короткими. Для лучшего распределения газа по всему фронтальному сечению на входе в воздухоподогреватель предусматривается установка решетки с направляющими

лопатками. Две вертикальные камеры сгорания расположены над компрессором с двух сторон. Между камерами проходит трубопровод подачи воздуха из компрессора в воздухоподогреватель. Перед подогревателем поток воздуха разделяется на четыре параллельных потока и каждый из них поступает в свою секцию. По-



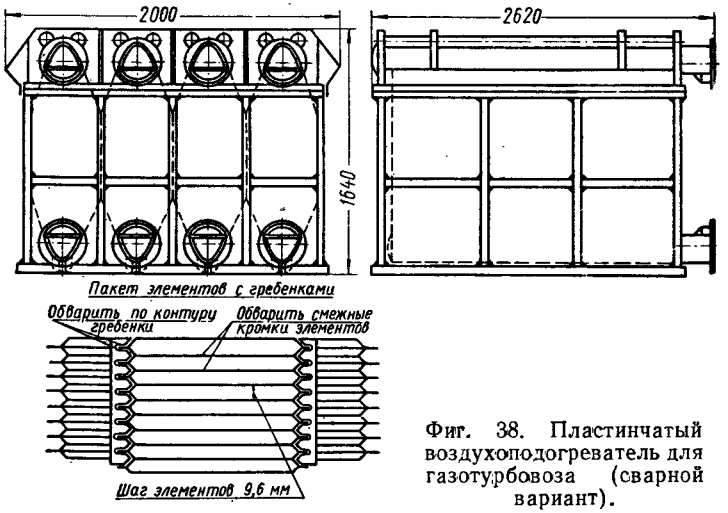
Фиг. 37. Газотурбинная установка с пластинчатым воздухоподогревателем:
1 — пластинчатый воздухоподогреватель; *2* — камера сгорания; *3* — газовая турбина; *4* — подвод воздуха от компрессора.

догретый воздух по выходе из четырех секций, попарно соединяясь по трубопроводам, подается к обеим камерам сгорания. Отработавшие газы по выходе из турбины четырьмя параллельными потоками поступают в один газоход, откуда снизу вверх проходят через четыре секции воздухоподогревателя.

Воздухоподогреватель собирается из четырех секций, по которым газы движутся параллельными потоками, но с противотоком газа относительно воздуха. Разделение поверхности теплообмена на четыре отдельные секции, помимо прочих преимуществ, позволяет уменьшить в 4 раза размеры штампуемых листов и самого штампа. Компенсация температурных удлинений осуществляется тонкими гофрированными листами, эластично связывающими секции с корпусом. Для устранения протечек газа между секциями устанавливаются два гофрированных листа, перекрытых сверху планками. Жесткое крепление элементов секций с корпусом и подвеска их осуществляется по верхнему пояску в то время, как нижний пояс может несколько перемещаться по вертикали. Повышенное давление воздуха целиком воспринимается пластинчатыми зигзагообразными каналами, а сам корпус очень легкий, так как давление в нем газа мало и близко к атмосферному. На выходных трубопроводах нагретого воздуха предусмотрена установка компенсатора.

Разработаны два варианта конструкции воздухоподогревателя — сварной и разборной.

Сварной воздухоподогреватель (фиг. 38) состоит из отдельных элементов, каждый из которых сварен из двух пластин по двум продольным кромкам шовной сваркой, а по впадинам — точечной. Соединение элементов в секцию получается путем сварки соседних элементов по прилегающим друг к другу поперечным кромкам и их приварки к гребенкам. К последним затем привариваются ко-

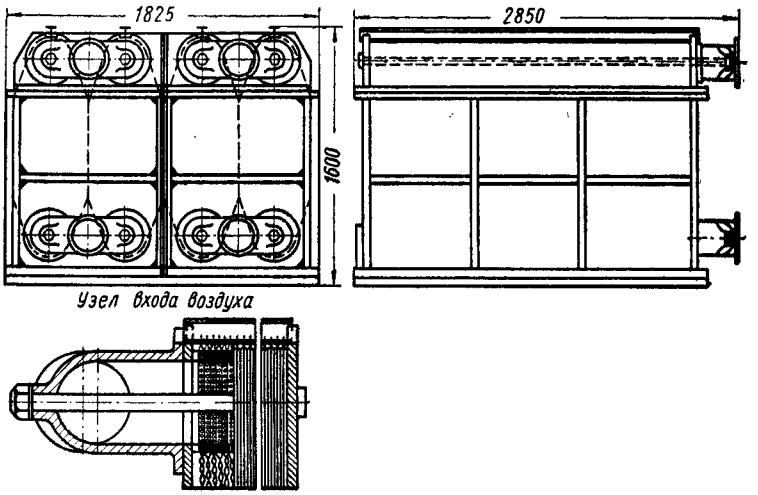


Фиг. 38. Пластинчатый воздухоподогреватель для газотурбовоза (сварной вариант).

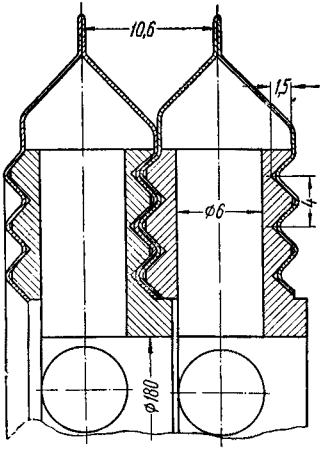
жухи — воздуховоды. Каждая секция затем подвешивается на трубах в корпусе. Горизонтальные перемещения секций по ходу локомотива исключаются упорками, приваренными к нижнему кожуху. Для уменьшения нагрева корпуса воздухоподогревателя газами предусмотрен теплоизолирующий экран из тонких листов с воздушными прослойками.

Конструкция воздухоподогревателя в разборном варианте представлена на фиг. 39. Здесь внутри каждого элемента перед его сваркой помещается кольцо (шайба) с радиальными отверстиями для прохода воздуха внутрь элемента, а конструкция с боковыми канавками для уплотнения дана на фиг. 40. При сборке элементов в пакеты производится обжатие листов по боковым канавкам колец, в результате чего создается герметичность соединения. Центральные болты зажимают секцию элементов между двумя фланцами. Для обеспечения центровки элементов между собой при сборке на их кольцах предусмотрены центровочные буртики. В верхней части элементов имеются Т-образные вырезы, за которые каждый элемент и секция в целом подвешиваются в корпусе.

Оба варианта воздухоподогревателя имеют свои достоинства и недостатки. Сварные конструкции пластинчатых воздухоподогревателей с несколько иным типом поверхности теплообмена, освоены на некоторых отечественных заводах. Недостатком их является



Фиг. 39. Пластинчатый воздухоподогреватель для газотурбовоза (разборный вариант).



Фиг. 40. Пакет (из двух колец) с прокладкой из нержавеющей стали толщиной 0,3 *мм*.

большое количество ручной сварки и затруднительность, а иногда и невозможность устранения возможных протечек. Предложенная разборная конструкция является новой. Ее преимущество заключается в отсутствии ручной сварки, более простое изготовление и легкая возможность устранения проточек или замены поврежденных элементов в эксплуатационных условиях (депо). Однако неясным остается — возможность обеспечения надлежащей герметичности разборной конструкции (см. ниже § 23).

Окончательный выбор того или другого варианта воздухоподогревателя будет сделан после экспериментальных исследований моделей из натурных элементов.

§ 22. ПОВЕРОЧНЫЙ РАСЧЕТ ВОЗДУХОПОДОГРЕВАТЕЛЯ И ЭФФЕКТИВНОСТЬ РЕГЕНЕРАЦИИ

Исходные данные. Оба варианта (сварной и разборный) противоточные, четырехсекционные с движением газа и воздуха в один заход. Поверхность теплообмена в обеих конструкциях практически равна. По теплоаэродинамическим показателям они также близки друг к другу. Однако в разборном варианте тепловая мощность несколько меньше; за счет меньшего сопротивления по газу при несколько большем сопротивлении воздуха общее относительное сопротивление тоже несколько меньше.

Приведенный ниже поверочный расчет выполнен для разборного варианта. При этом расход газа и воздуха $G = 25$ *кг/сек*. Давление газа $p_1 = 1{,}032$ *ата*; воздуха $p_2 = 6$ *ата*. Поверхность теплообмена: $t = 10$ *мм*, $h = 4{,}5$ *мм*; $u = 5{,}5$ *мм*; $\delta = 0{,}3$ *мм*; шаг $u + h + 2\delta = 10{,}6$ *мм*.

Рабочая ширина пластины 370 *мм*, высота 900 *мм*, число секций 4; длина воздухоподогревателя 2,6 *м*; количество элементов в секции $z = \frac{2600}{10{,}6} = 246$. Воздух проходит в зигзагообразных, а газ в волнообразных каналах.

Расчет. Фронтальное сечение по обоим теплоносителям

$$S = 0{,}37 \cdot 4 \cdot 2{,}6 = 3{,}85\ м^2.$$

Коэффициент сужения для газа

$$\eta_{суж_1} = \frac{u}{u + h + 2\delta} = \frac{5{,}5}{5{,}5 + 4{,}5 + 2 \cdot 0{,}3} = 0{,}52;$$

тоже для воздуха

$$\eta_{суж_2} = \frac{h}{u + h + 2\delta} = \frac{4{,}5}{10{,}6} = 0{,}425.$$

Весовая скорость газа в узком сечении

$$(w\gamma)_1 = \frac{G}{S\eta_{суж_1}} = \frac{25}{3{,}85 \cdot 0{,}52} = 12{,}5\ кг/м^2\ сек,$$

то же воздуха $(w\gamma)_2 = \frac{25}{3{,}85 \cdot 0{,}425} = 15{,}3\ кг/м^2\ сек.$

Коэффициент теплоотдачи от газа (см. табл. 2)

$$\alpha_1 = \varepsilon(\alpha_1)\, b\, (w\gamma)_1^m = 1{,}27 \cdot 23{,}65 \cdot 12{,}5^{0{,}68} = 167 \text{ ккал/м}^2 \text{ ч °C},$$

а от воздуха $\alpha_2 = \varepsilon(\alpha_2)\, b\, (w\gamma)_2^m = 1{,}21 \cdot 32{,}6 \cdot 6 \cdot 15{,}3^{0{,}74} = 296.$

Коэффициент теплопередачи

$$k = \frac{\alpha_1 \cdot \alpha_2}{\alpha_1 + \alpha_2} = \frac{167 \cdot 296}{167 + 296} = 107 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{ч °C}.$$

Поверхность теплообмена всего воздухоподогревателя

$$F = 4 \cdot 2 \cdot 0{,}37 \cdot 0{,}9 \cdot 246 = 655 \text{ м}^2.$$

Степень регенерации σ для противотока находим из выражения [11] $F = \frac{W}{k} \cdot \frac{\sigma}{1-\sigma}$, где водяной эквивалент

$$W = 3\,600 \cdot Gc_p = 3\,600 \cdot 25 \cdot 0{,}253 = 22\,800$$

$$\frac{\sigma}{1-\sigma} = \frac{Fk}{W} = \frac{655 \cdot 107}{22\,800} = 3{,}08, \text{ откуда } \sigma = 0{,}756 = 75{,}6\%.$$

Аэродинамическое сопротивление по газу (см. табл. 2)

$$\Delta p_1 = \varepsilon(\Delta p_1)\, eH\, (w\gamma)_1^r = 2{,}46 \cdot 2{,}76 \cdot 0{,}9 \cdot 12{,}5^{1{,}594} = 342 \text{ мм вод. ст.},$$

а по воздуху (самого канала)

$$\Delta p_2 = \varepsilon(\Delta p_2)\, eH\, (w\gamma)_2^2 = 0{,}352 \cdot 8{,}83 \cdot 0{,}9 \cdot 15{,}3^{1{,}758} = 338 \text{ мм вод. ст.}$$

Кроме того, по пути воздуха имеются дополнительные сопротивления в трубопроводах и кольцах, показанные на фиг. 40, равные по произведенному подсчету 466 *мм* вод. ст. Следовательно, общее $\Delta p_2 = 388 + 466 = 854$ *мм* вод. ст.

Общее относительное сопротивление

$$\gamma = \frac{\Delta p_1}{p_1} + \frac{\Delta p_2}{p_2} = \frac{342}{1{,}032 \cdot 10^4} + \frac{854}{6 \cdot 10^4} = 0{,}0331 +$$

$$+ 0{,}0142 = 0{,}0473 \text{ или } 4{,}7\ \%.$$

По поверочному расчету сварного варианта степень регенерации и аэродинамическое сопротивление несколько выше: $\sigma = 78\%$, $\gamma = 5{,}6\%$.

Эффективность регенерации

Этот расчет выполнен по [31], причем исходные данные по воздухоподогревателю взяты из приведенного выше расчета для разборной конструкции, а по всей ГТУ — из расчета Коломенского завода. Внутренний к. п. д. ГТУ без воздухоподогревателя $\eta_i = 0{,}208$.

Повышение внутреннего к. п. д. за счет регенерации

$$\Delta\eta_i = \frac{h_T \eta_T \frac{\delta t_1}{T_1} - c_p m' T_2' \left(\frac{\Delta p_1}{p_1} + \frac{\Delta p_2}{p_2}\right)}{q_1},$$

где в данном случае

$h_T = 100$ *ккал/кг* — располагаемый теплоперепад;

$\eta_T = 0{,}86$ — внутренний к. п. д. турбины;

$\delta t_1 = 162\,^\circ\text{C}$ — нагрев воздуха (при $\sigma = 0{,}756$);

$T_1 = 1000\,^\circ\text{K}$ — абсолютная температура газа перед турбиной;

$c_p = 0{,}25$ *ккал/кг* С — теплоемкость воздуха;

$m^1 = \frac{k-1}{k} = 0{,}275$, где k — показатель адиабаты;

$T_2' = 660\,^\circ\text{K}$ — температура газа в конце изоэнтропического расширения в турбине;

$\frac{\Delta p_1}{p_1} + \frac{\Delta p_2}{p_2} = 0{,}0473$ — общее относительное сопротивление;

$q_1 = 132{,}2$ *ккал/кг* — количество подводимого тепла.

$$\Delta\eta_i = \frac{100 \cdot 0{,}86 \cdot \frac{162}{1000} - 0{,}25 \cdot 0{,}275 \cdot 660 \cdot 0{,}0473}{132{,}2} = 0{,}0885 = 8{,}85\%.$$

За счет регенерации к. п. д. газотурбинной установки должен возрасти с 20,8 до 29,65%, т. е. на 42,5%.

§ 23. ИССЛЕДОВАНИЕ ГЕРМЕТИЧНОСТИ УЗЛОВ ВОЗДУХОПОДОГРЕВАТЕЛЯ РАЗБОРНОЙ КОНСТРУКЦИИ

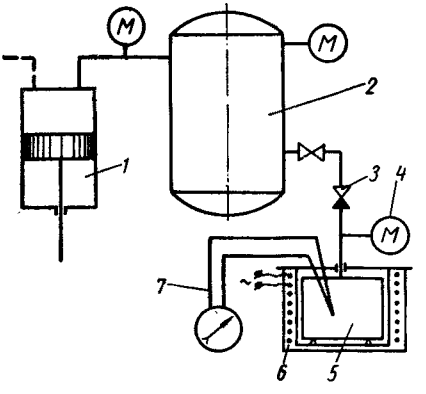
Разборный вариант воздухоподогревателя представляется более технологичным в изготовлении и более удобным в эксплуатации. Для выяснения герметичности были проведены исследования конструкций уплотнительных элементов и различных уплотнительных материалов. В результате поисков надежной конструкции остановились на круглой шайбе с концентрическими канавками на боковых поверхностях и круглыми отверстиями для прохода воздуха (см. фиг. 40). Канавки на противоположных торцах шайбы смещены на полшага, благодаря чему при сборке пакета кольцевые выступы одной шайбы входят в соответствующие впадины другой шайбы, образуя при этом плотное соединение.

Проверка герметичности соединения и выбора надежного уплотнительного материала была проведена на плотность пакета колец в «холодном» и «горячем» ($t = 400$—$450\,^\circ\text{C}$) состоянии при давлении 4,5—5 *ата*. Исследования проводились на установке, пока-

занной на фиг. 41 при давлении до 5 *ата*, создаваемом поршневым компрессором. Для проведения «горячих» испытаний пакет шайб помещался в электронагревательную печь, где достигалась температура 400—450 °С. Испытуемый пакет собирался из трех шайб в специальном приспособлении и стягивался четырьмя болтами.

Испытывались следующие уплотнительные материалы:

1. Паронит сухой.
2. Паронит на сурике.
3. Паронит на герметике.
4. Паронит на жидком стекле.
5. Асбест на герметике.
6. Асбест на жидком стекле.
7. Стеклоткань на герметике.
8. Стеклоткань на жидком стекле.
9. Листовой алюминий толщиной 1,0 *мм*.
10. Нержавеющая сталь 1Х13 толщиной 0,3 *мм*.
11. Нержавеющая сталь 1Х13 толщиной 0,3 *мм* на жаростойком лаке ФГ-9.



Фиг. 41. Схема стенда для проверки герметичности разборного воздухоподогревателя:

1 — компрессор поршневой; *2* — ресивер; *3* — обратный клапан; *4* — контрольный манометр; *5* — пакет исследуемых колец; *6* — нагревательная печь; *7* — термопара с гальванометром.

Наиболее целесообразным представлялось применение прокладок из нержавеющей стали толщиной 0,3 *мм*, что позволит использовать в качестве уплотнительного материала сам элемент воздухоподогревателя.

Величина протечек определялась по падению давления в системе (из расчета на один стык):

$$G_{прот} = \frac{V}{RT}(p_1 - p_2) \cdot 10^4 \; кг/мин,$$

где $V = 1380 \cdot 10$ $м^3$ — объем, занимаемый воздухом в пакете колец и подводящей трубе до обратного клапана; $(p_1 - p_2)$ — *ат/мин* — падение давления воздуха в замкнутой системе за 1 минуту.

В результате большого количества «холодных» испытаний пакета при давлении 4,5 *ата* были установлены следующие величины протечек на 1 стык (средние значения):

1) паронит сухой и с различными уплотнениями — $G_{прот} = 1200 \div 1800 \cdot 10^{-5}$ *кг/мин*;

2) асбест на герметике $G_{прот} = 650 \cdot 10^{-5}$ *кг/мин*;

3) асбест на жидком стекле (после высушивания) $G_{прот} = 618 \cdot 10^{-5}$ *кг/мин*;

4) стеклоткань на герметике $G_{прот} = 122 \cdot 10^{-5}$ *кг/мин*;

5) стеклоткань на жидком стекле (после высушивания) $G_{прот} = 118 \cdot 10^{-5}$ *кг/мин*;

6) листовой алюминий $\delta = 1$ *мм*, $G_{прот} = 1{,}48 \cdot 10^{-5}$ *кг/мин*;

7) нержавеющая сталь 1Х13; $\delta = 0{,}3$ *мм*; $G_{прот} = 24 \times 10^{-5}$ *кг/мин*;

8) нержавеющая сталь 1Х13; $\delta = 0{,}3$ с лаком ФГ-9; $G_{прот} = 1{,}95 \cdot 10^{-5}$ *кг/мин*.

Опытами было установлено, что неметаллические прокладки не обеспечивают высокой герметичности. Недостатки неметаллических прокладок окончательно подтвердились после проведения серии «горячих» испытаний. После «горячих» испытаний пакета при давлении 4,5 *ата* было установлено:

при неметаллических прокладках протечки возрастают в 2,5—3 раза;

уплотнительные смазки (жидкое стекло, герметик) выгорают;

прокладки из паронита и стеклоткани обгорают.

Для металлических прокладок протечки на 1 стык (в среднем):

алюминиевая прокладка $\delta = 1{,}0$ *мм*; $G_{прот} = 1{,}5 \cdot 10^{-5}$ *кг/мин*;

нержавеющая сталь 1Х13, $\delta = 0{,}3$ *мм*; $G_{прот} = 9 \cdot 10^{-5}$ *кг/мин*;

нержавеющая сталь 1Х13 с лаком ФГ-9; $G_{прот} = 5{,}2 \times 10^{-5}$ *кг/мин*.

Лак ФГ-9 частично обгорает и при разборке пакета осыпается.

Для дальнейших исследований были приняты прокладки из нержавеющей стали 1Х13 толщиной 0,3 *мм* как без уплотнительных смесей, так и с уплотнением их лаком ФГ-9. Применение алюминиевых прокладок, дающих меньшие протечки, усложняет конструкцию воздухоподогревателя и сборку его. Для обеспечения надежной герметичности с применением уплотнительных смесей (в частности лака ФГ-9) требуется предварительная подготовка уплотняемых поверхностей.

Дальнейшие испытания на герметичность пакета проводились чередованием его нагрева и охлаждения. В качестве уплотнения применялась нержавеющая сталь 1Х13 толщиной 0,3 *мм*, т. е. материал самого элемента воздухоподогревателя. Исследуемые шайбы помещались между двумя листами нержавеющей стали толщиной 0,3 *мм*, которые по контуру обваривались шовной сваркой. Таким образом, получался пакет (см. фиг. 40), соответствующий входной и выходной частям элемента воздухоподогревателя. Три пакета обжимались болтами в специальном приспособлении; при этом прокладка деформировалась по профилю канавок шайб, создавая плотное соединение. В процессе испытаний болты не подтягивались.

Проводились две серии опытов: первая — без применения каких бы то ни было дополнительных уплотнительных материалов; вторая — с уплотнением жаростойким лаком ФГ-9. Лак наносился кистью на уплотняемые поверхности, предварительно обезжиренные уайт-спиритом; после нанесения лака пакет просушивался при 140—150 °С в течение двух часов.

Приводим результаты испытаний и пересчета на натурный воздухоподогреватель исходя из наличия в нем $246 \cdot 4 \cdot 2 = 1968 \approx \approx 2000$ стыков и расхода воздуха 25 *кг/сек*.

Температура в °С	Протечки на		
	1 стык 10^5 *кг/мин*	воздухоподогреватель в	
		кг/ч	%
I. Без лака (23 опыта)			
20	16,1—32,1	19,3—38,5	0,022—0,043
400—420	7—11,6	8,4—13,9	0,0094—0,0155
II. С лаком ФГ-9 (13 опытов)			
20	10,7	12,9	0,0137
400	2,35—4,7	2,81—5,6	0,0032—0,0061

Результаты проведенных испытаний дают стабильную величину протечек, пересчитанных на воздухоподогреватель с уплотнением его лаком ФГ-9, измеряемую в сотых и тысячных долях процента от общего расхода. Окончательную проверку герметичности разборной конструкции намечено провести при «горячих» испытаниях секции воздухоподогревателя.

Выводы

1. Разработанный малогабаритный легкий воздухоподогреватель при жестких габаритных и весовых ограничениях газотурбовоза имеет высокие теплоаэродинамические показатели: степень регенерации 75%, а общее относительное аэродинамическое сопротивление составляет всего 5%.

2. Использование разработанного воздухоподогревателя должно повысить к. п. д. газотурбинной установки на 42% и обеспечить газотурбовозу высокий общий к. п. д.

ГЛАВА V

МАСЛООХЛАДИТЕЛИ ТРУБЧАТЫЕ С ПРОВОЛОЧНЫМ ОРЕБРЕНИЕМ ТРУБОК

§ 24. ЦЕЛЕВОЕ НАЗНАЧЕНИЕ И ОСНОВНОЕ НАПРАВЛЕНИЕ РАБОТЫ

Целевое назначение работы — создание легких малогабаритных маслоохладителей, обладающих высокими теплогидродинамическими показателями, для паротурбинных и других энергетических установок.

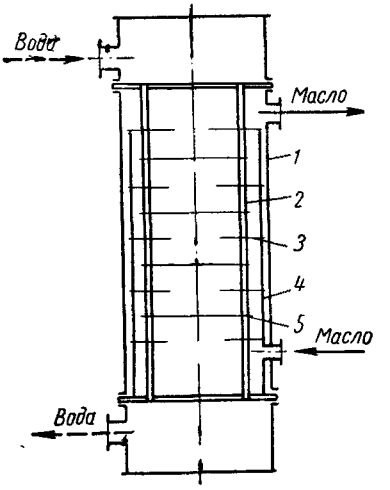
Маслоохладители паротурбинных установок отечественных и некоторых наиболее распространенных зарубежных конструкций являются гладкотрубными: вода идет по трубкам, а масло поступает в межтрубное пространство, разделенное поперечными перегородками типа «диск — кольцо». Этим достигается зигзагообразное движение масла с поперечным обтеканием трубок. Как показывает расчетный анализ [11], поперечное обтекание трубок маслом является целесообразным с теплогидродинамической точки зрения.

В весьма распространенных на электростанциях маслоохладителях (марки М-21, М-37, МП-21 и МП-37), разработанных в свое время ЛМЗ и изготовлявшихся другими заводами, охлаждающая вода идет в трубках одним ходом; при этом скорость воды в трубках в соответствии с рекомендациями английской фирмы «Метро-Виккерс» [1] принималась порядка 0,14 *м/сек*. При этой скорости и внутреннем диаметре трубок 12 *мм* движение воды было ламинарное, и, как показывает расчетный анализ, теплопередача лимитируется термическим сопротивлением с водяной стороны. В указанных маслоохладителях корпус сварной без механической обработки его внутренней поверхности. Вследствие неизбежного при этом образования зазоров между корпусом и поперечными перегородками имеют место большие протечки масла. Эти обстоятельства приводят к существенному ухудшению теплоотдачи с масляной стороны и снижению общей тепловой мощности аппарата. В целях уменьшения протечек масла между корпусом и поперечными перегородками были установлены кольцевые обечайки между перегородками (фиг. 42). Это мероприятие усложнило конструкцию и не дало существенного эффекта.

Коэффициент теплопередачи в этих аппаратах не превышал 130—160 *ккал/м² ч* °С, а гидравлическое сопротивление по маслу было в пределах 0,1—0,4 *кг/см²*, а по воде — менее 1 *м вод. ст.*

В более поздних конструкциях маслоохладителей НЗЛ, ХТГЗ и МП-65 за счет введения механической обработки корпуса уменьшены протечки масла, повышены скорости воды и масла, достигли значительной интенсификации теплообмена.

В результате указанных мероприятий коэффициент теплопередачи повысили до 350—450 *ккал/м³ ч* °С, при этом возросло сопротивление по воде до 2—3 *м вод. ст.*, а по маслу до 2 *кГ/см²*.



Фиг. 42. Схема маслоохладителя с внутренним кожухом:

1 — корпус; *2* — трубки; *3* — перегородки типа «кольцо»; *4* — обечайки внутреннего кожуха; *5* — перегородки типа «диск».

Расчетный анализ процесса теплообмена в гладкотрубных маслоохладителях и данные исследований показывают, что коэффициент теплоотдачи в них с масляной стороны примерно в 10—20 раз меньше, чем с водяной; поэтому увеличение поверхности и интенсификацию теплообмена целесообразно делать со стороны масла путем ее оребрения.

Завод «Шкода» в Чехословакии [62] для дизелей мощностью от 15 до 1000 *л. с.* использует унифицированные секционные маслоохладители. Вода идет по трубкам. Наружная поверхность трубок оребрена волнистой железной лентой.

Фирма Броун-Бовери для турбин 12 000 *квт* использует маслоохладитель из латунных трубок диаметром 22/24 *мм* оребренных медной проволокой диаметром 1 *мм*. Поверхность теплообмена с наружной (оребренной) стороны трубок составляет около 0,14 *м²* на 1 *пог. м*. По данным испытания при сопротивлении по маслу 0,15—0,5 *кг/см²* коэффициент теплопередачи, отнесенный к наружной поверхности оребренных трубок, составляет 325—355 *ккал/м² ч* °С.

В Брянском институте транспортного машиностроения (БИТМ) в 1957 г. С. С. Берманом и Г. П. Саем было проведено исследование теплообмена и сопротивления двух трубок с проволочным оребрением при продольном обтекании их турбинным маслом марки «Л». Для исследования были взяты оребренные трубки, выпускаемые заводом «Электросила» и широко применяемые для воздуха охладителей турбогенераторов.

Проведенная работа имела целью выяснить целесообразность использования трубок с проволочным оребрением для маслоохладителей. В этих исследованиях вода протекала в трубках, а мас-

ло продольным противотоком омывало оребренные трубки. Выбор такого направления масла был вызван не только стремлением обеспечить противоток, но и следующими соображениями. При поперечном омывании оребренной трубки проволоки, расположенные в тыльной части трубки, находятся в застойной зоне, а проволоки, расположенные в лобовой части потока, омываются продольно. Значительная часть проволок в лобовой и тыльной части трубки установлена с углом атаки менее 90°. В случае продольного обтекания несущих трубок все проволочное оребрение омывается маслом поперечно, что при малых значениях критерия Нуссельта [11] является более выгодным с теплогидродинамической точки зрения.

Параметры двух исследованных в 1957 г. трубок приведены в табл. 10 (трубки № 1 и 2).

При расходе масла на одну трубку от 0,5 до 2,2 $м^3/ч$ коэффициент теплоотдачи (по оребренной поверхности) и сопротивление 1 *пог. м* трубки составили:

трубка № 1: $\alpha_м = 370 \div 630$ *ккал/м² ч* °С: $\Delta p_м = 0{,}1 \div 0{,}67$ *кг/см²*;

трубка № 2: $\alpha_м = 240 \div 400$ *ккал/м² ч* °С; $\Delta p_м = 0{,}02 \div 0{,}115$ *кг/см²*.

Результаты экспериментального исследования подтвердили высокую эффективность трубок с проволочным оребрением при продольном обтекании маслом, что позволило поставить вопрос об их применении для маслоохладителей.

На Ленинградском металлическом заводе П. Г. Третьяковым [50] было проведено испытание экспериментального маслоохладителя из 19 трубок с проволочным оребрением.

Несущие трубки — латунные диаметром 19/17 *мм*, диаметр проволочного оребрения 44 *мм*, проволока оребрения — медная диаметром 0,69 *мм*. Зазоры между пучком и корпусом и между отдельными трубками были заполнены деревом.

§ 25. ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕПЛООБМЕНА И СОПРОТИВЛЕНИЯ ОДИНОЧНЫХ ТРУБОК С ПРОВОЛОЧНЫМ ОРЕБРЕНИЕМ

Выбор параметров оребрения

Высота оребрения и диаметр проволоки оказывают существенное влияние на характер теплообмена и гидравлическое сопротивление, а следовательно, на габаритные и весовые показатели теплообменного аппарата. С увеличением высоты оребрения и уменьшением диаметра проволоки снижается коэффициент эффективности ребра

$$E = \frac{th\,(mh)}{mh},$$

где

h — высота оребрения в *м*; $m = 2\sqrt{\frac{\alpha}{\lambda\delta}}$ — параметр;

α — коэффициент теплоотдачи в *ккал/м² ч* °С;

δ — диаметр проволоки в *м*;

Таблица параметров

№ п.п.	Наименование величин	Обозначения	Размерность	Номера трубок					
				1	2	4	5	6	7
1	Диаметр несущей трубки	$d_н/d_в$	*мм*	14/12	14/12	14/12	14/12	14/12	14/12
2	Материал несущей трубки			Латунь					
3	Диаметр проволоки	δ	*мм*	0,69	0,69	0,69	0,69	0,69	0,69
4	Материал проволоки			Медь					
5	Высота оребрения . .	$h/\overline{h}$	*мм*	12,5	12,5	12,5	12,5	12,5	12,5
6	Наружный диаметр по оребрению (действительный, с учетом некоторого завала петель)	D_{op}	*мм*	37,5	37,3	37,4	37,3	37,5	37,3
7	Число петель на один шаг спирали . . .	z	—	52	40	40	30	40	30
8	Число витков на 1 *пог м* трубки . .	x	—	143	143	166	167	2·6	201
9	Расстояние между осями проволок петли	y	*мм*	3,8	3,8	3,8	3,8	3,8	3,8
10	Активная длина проволоки одной петли	l	*мм*	25,8	25,8	25,8	25,8	25,8	25,8
11	Действительная длина трубки по оребрению	l_1	*мм*	1000	1000	1000	1000	950	1000
12	Наружная поверхность 1 *пог м* трубки	F_{op}	$м^2$	0,459	0,364	0,415	0,322	0,506	0,383
13	Внутренняя поверхность 1 *пог м* трубки	$F_в$	$м^2$	0,0377	0,0377	0,0377	0,0377	0,0377	0,377
14	Отношение $\frac{F_{op}}{F_в}$ . . .	ε_{op}	—	12,1	9,65	11,0	9,0	13,5	10,1
15	Диаметр корпуса . .	$D_к$	*мм*	40	40	40	40	40	40
16	Полное проходное сечение для масла . .	$S \cdot 10^6$	$м^2$	630	730	730	800	730	800
17	Проходное сечение в пределах оребрения	$S_{тр} \cdot 10^6$	$м^2$	486	568	568	640	568	640
18	Эквивалентный диаметр проходного сечения	$d_э$	*мм*	1,92	2,725	2,725	3,81	2,725	3,81
19	Средний поперечный шаг оребрения . .	t_1	*мм*	1,685	2,19	2,19	2,92	2,19	2,92
20	Вес 1 *пог м* трубки	$G_{тр}$	*г/м*	1040	980	1050	920	1175	1010

Таблица 7

исследованных трубок

Номера трубок									
7′	7″	8	9	10	11	12	12′	13	15
14/12	14/12	14/12	14/12	14/12	14/12	14/12	14/12	14/12	15/13
Латунь									
0,69	0,69	0,69	0,69	0,69	0,69	0,69	0,69	0,69	0,5
Медь									
12,5/10,1	12,5/10,1	15,5	15,5	15,5	20,0	20	20	20	8
37,3	37,3	42,5	42,3	42,5	50,2	50,5	50,5	50,2	31
30	30	40	40	40	40	40	40	40	60
201	201	144	167	201	143	168	168	202	200
3,8	3,8	5	5	5	4	4	4	4	3
25,8	25,8	32,4	32,4	32,4	40,88	40,88	40,88	40,88	16,71
1000	1000	1000	1000	1000	1000	1000	1000	1000	950
0,383	0,383	0,449	0,514	0,609	0,55	0,64	0,64	0,763	0,361
0,0377	0,0377	0,0377	0,0377	0,0377	0,0377	0,0377	0,0377	0,0377	0,0408
10,1	10,1	11,9	13,65	16,1	14,6	17,0	17,0	20,2	8,85
40	40	45,3	45,3	45,3	52,5	52,5	50,5	52,5	32
530	640	1010	1010	1010	1420	1420	1260	1420	367
530	490	807	807	807	1260	1260	1260	1260	318
3,13	3,69	3,03	3,03	3,03	3,33	3,33	2,99	3,33	1,47
2,67	2,67	2,427	2,427	2,427	2,78	2,78	2,78	2,78	1,255
1010	1010	1080	1200	1370	1260	1345	1345	1555	1000

Подсчет поверхности теплообмена и проходного сечения для масла производился по нижеприводимым формулам.

Наружная поверхность 1 *пог. м* оребренной трубки

$$F_{op} = \pi d_н + \pi\delta l z x, \tag{52}$$

где (все обозначения — см. в табл. 7)

$$l = 2\left(h - \delta - \frac{y}{2}\right) + \frac{\pi y}{2}.$$

Внутренняя поверхность 1 *пог. м* трубки $F_в = \pi d_в$.

Отношение поверхности наружной к внутренней:

$$\varepsilon_{op} = \frac{F_{op}}{F_в}.$$

Полное проходное сечение для масла при круглом очертании оребрения

$$S = S_{тр} + S_{заз}\ м^2, \tag{53}$$

где $S_{тр}$ — проходное сечение в пределах оребрения в $м^2$;

$S_{заз}$ — сечение кольцевого зазора между корпусом и оребрением в $м^2$.

С учетом наличия проволоки для крепления витков

$$S_{тр} = \frac{\pi}{4}\left[D_{op}^2 - (d_н + 4\delta)^2\right] - (h - 2\delta)\delta z; \tag{54}$$

$$S_{заз} = \frac{\pi}{4}(D_в^2 - D_{op}^2),$$

где $D_в$ — внутренний диаметр корпуса в *м*;

D_{op} — диаметр по окружности петель оребрения в *м*.

Скорость масла

$$w_м = \frac{G_м}{3600 \cdot S \cdot \gamma},$$

где $G_м$ — весовой расход масла в *кг/ч*.

При шестиугольном очертании оребрения

$$S_{тр} = 0{,}65D_{op}^2 - \frac{\pi}{4}(d_н + 4\delta)^2 - (\overline{h} - 2\delta)\,\delta z; \tag{55}$$

$$S_{заз} = 3D_{ср}\,\delta_{заз}, \tag{56}$$

где $\delta_{заз}$ — величина зазора между трубкой и корпусом с шестиугольным очертанием;

D_{op} — наружный диаметр по оребрению исходной трубки с круглым оребрением.

Средняя высота оребрения

$$\overline{h} = 0{,}915\,\frac{D_{op}}{2} - 0{,}5d_н. \tag{57}$$

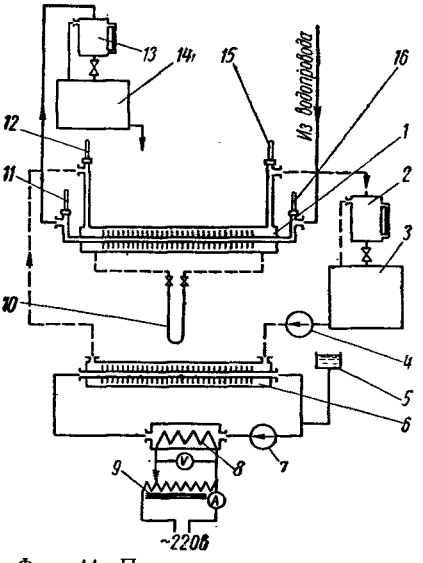
Установка для испытания одиночных трубок и методика измерения

Схема установки для исследования теплообмена и сопротивления трубок с проволочным оребрением представлена на фиг. 44. Первый контур — масляный. Масло из расходного бака *3*, насосом *4* подается в маслонагреватель *6*, оттуда к исследуемой трубке маслоохладителя *1* и из нее в мерный бак *2*. Масло из мерного бака сливается в бак *3*. Второй контур — водяной. Вода насосом *7* подается к водонагревателю *8* и затем к маслонагревателю *6*. Нагреватель низковольтный, питаемый через сварочный трансформатор, конструкция которого позволяла плавно регулировать мощность нагревателя. Охлаждающая вода из водопровода через маслоохладитель *1* поступает в мерный бак *13*, в бак *14*, а затем в сливную магистраль.

Измерение расходов масла и воды производилось объемным методом с помощью мерных баков *2* и *13*. При производстве измерений перекрывались вентили, перепускающие масло и воду из мерных баков *2* и *13* в расходные баки *3* и *14*, и при этом определялось время прохождения масла (воды) между двумя рисками на водомерных стеклах мерных бачков.

Измерение температуры охлаждающей воды на входе и выходе из маслоохладителя производилось ртутными термометрами с ценой деления 0,1° С, а температуры масла с ценой деления 0,2 и 0,1 °С. В патрубках перед термометрами были установлены турбулизаторы, с помощью которых достигалось перемешивание масла.

Сопротивление по масляной стороне измерялось как разность статических давлений до и после трубки с помощью двух трубок отбора статического давления и U-образного двухжидкостного (ртуть — турбинное масло) дифманометра ДТ-50.



Фиг. 44. Принципиальная схема экспериментальной установки для исследования теплообмена и сопротивления трубок с проволочным оребрением:

1 — маслоохладитель; *2* — мерный масляный бак; *3* — расходный масляный бак; *4* — масляный насос; *5* — дыхательный бак; *6* — маслонагреватель; *7* — циркуляционный насос; *8* — водонагреватель; *9* — трансформатор; *10* — дифференциальный манометр; *11*, *12*, *15*, *16* — термометры; *13* — мерный водяной бак; *14* — расходный водяной бак;
— — — — масло; ——— вода.

Проверка стабильности режима в каждом опыте (точке) производилась путем контроля температур масла и воды на входе и выходе из охладителя в

течение 7—10 *мин*. Допускаемые отклонения температур не более 0,05° С. За указанный период, помимо записи температуры, производилась запись потери напора и расходов не менее 3 раз; последние показания при расчете усреднялись.

Методика обработки опытных данных и результаты исследования теплоотдачи и сопротивления

Исследования проводились на турбинном масле марки «Л» в интервале средних значений температуры масла 40—50 °С. Вязкость и удельный вес масла были определены экспериментально. Сопротивление трубок по маслу в опытах изменялось от 0,7 до 6,0 *м вод. ст.* на 1 *пог. м* трубки.

Обработка данных проводилась в последовательности:

а) вводились поправки к показаниям термометров по паспорту и на выступающий столбик;

б) подсчитывалась средняя температура масла и воды, определялся средний температурный напор;

в) определялось количество тепла, отданного маслом и воспринятого водой; при этом дебаланс тепла обычно составлял 1—6%;

г) определялся коэффициент теплопередачи k_{op}, отнесенный ко всей наружной поверхности оребренной трубки:

$$k_{op} = \frac{Q_м}{\overline{\Delta t} F_{op}},$$

где $Q_м$ — количество тепла, отданного маслом, в *ккал/ч*;

$\overline{\Delta t}$ — средний температурный напор в °С;

F_{op} — полная наружная поверхность оребренной трубки в $м^2$;

д) определялись скорость воды в трубке и коэффициент теплоотдачи с водяной стороны по формуле

$$\mathrm{Nu} = 0{,}023\mathrm{Re}^{0,8} \cdot \mathrm{Pr}^{0,4}.$$

В качестве определяющей температуры принята средняя температура воды $\overline{t_в}$;

е) коэффициент теплоотдачи со стороны масла, отнесенный к полной наружной поверхности оребренной трубки, определялся по формуле

$$\alpha_м = \frac{1}{\frac{1}{k_{op}} - \frac{\varepsilon_{op}}{\alpha_в}}.$$

Тепловое сопротивление стенки в последней формуле отдельно не учитывалось, поэтому оно входит в термическое сопротивление с масляной стороны;

ж) определялись значения критериев подобия (по маслу): Нуссельта (Nu), Рейнольдса (Re) и Эйлера (Eu); из них значение Eu отнесено к одному поперечному ряду проволок, т. е.

$$\mathrm{Eu} = \frac{\Delta p}{\rho w^2} \cdot \frac{1}{2xL}.$$

где L — длина оребренной части трубы и x — число винтов на 1 *пог. м* трубы; при этом за определяющую температуру здесь принята средняя температура масла $\bar{t}_м$.

На основе полученных данных было выявлено, что характер процесса хорошо учитывается определяющим размером — эквивалентным диаметра проходного сечения $d_э = \frac{4S}{П}$, где $П$ — «смоченный» периметр. При круглом очертании оребрения

$$П = \pi D_к \pi (d_н + 4\delta) + 2(h - 2\delta) z, \tag{58}$$

при шестиугольном очертании оребрения

$$П = 3D_к + \pi (d_н + 4\delta) + 2(h - 2\delta) z. \tag{59}$$

Это указывает на существенное влияние величин h и z на характер движения масла, т. е. на теплообмен и сопротивление. Анализ также показал, что число витков на 1 *пог. м* трубки x на коэффициент теплоотдачи не влияет и что сопротивление прямо пропорционально x.

Из обработки экспериментальных данных видно, что влияние физических свойств масла на теплообмен хорошо учитывается выражением $Pr^{0,33}$.

Полученный экспериментальный материал по исследованию теплообмена и сопротивления одиночных трубок с различными параметрами позволил выявить влияние последних на характер процесса и получить обобщенные формулы.

Обобщенные формулы теплоотдачи

Результаты проведенного исследования теплообмена могут быть выражены следующими критериальными уравнениями:
для $Re_{d_э} = 25 \div 180$

$$Nu_{d_э} = 1{,}4 \left(\frac{d_э}{h}\right)^{0,8} \left(\frac{S_{тр}}{S}\right)^{0,5} Re_{d_э}^{0,35} Pr^{0,33}; \tag{60}$$

для $Re_{d_э} = 10 \div 25$

$$Nu_{d_э} = 0{,}175 \left(\frac{d_э}{h}\right)^{0,8} \left(\frac{S_{тр}}{S}\right)^{0,5} Re_{d_э}^{1,0} Pr^{0,33} \tag{61}$$

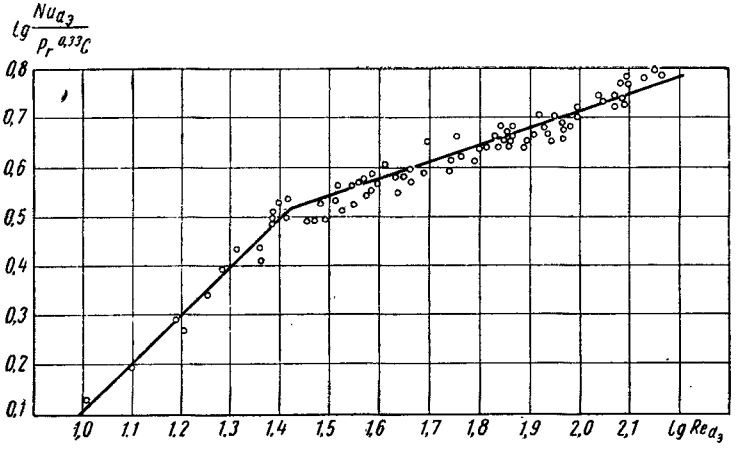
Результаты исследования одиночной трубки № 7″ с шестиугольным очертанием оребрения описываются уравнением для $Re_{d_э} = 25 \div 100$

$$Nu_{d_э} = 1{,}4 \left(\frac{d_э}{h}\right)_ш^{0,8} \left(\frac{S_{тр}}{S}\right)_ш^{0,5} Re_{d_э}^{0,35} Pr^{0,33} \tag{62}$$

Индекс *ш* указывает на то, что величины относятся к трубкам с шестиугольным оребрением.

Формулы (60) — (62) справедливы для значений $h = 8 \div 16$ *мм*; $\delta = 0{,}5 \div 0{,}7$ *мм*; $d_э = 1{,}9 \div 3{,}8$ *мм*; $\frac{S_{тр}}{S} = 0{,}87 \div 0{,}70$.

Из фигуры 45, на которой нанесены экспериментальные данные, обработанные по формулам (60) — (62), видно, что эти формулы удовлетворительно отображают результаты исследования теплообмена.



Фиг. 45. Зависимость $Nu_{d_э} = f(Re_{d_э} Pr)$ для обребренных трубок по обобщенным формулам (60) — (62).

В формулах (60) — (62) отношение $\frac{d_э}{h}$ учитывает эффективность работы ребра. Поскольку в критерии Рейнольдса (Re) и Эйлера (Eu) скорость масла определялась по S, то отношение сечения для прохода масла в пределах оребрения $S_{тр}$ к общему сечению S учитывает влияние распределения расхода масла в зазоре и в пределах оребрения.

Обобщенные формулы гидродинамического сопротивления

Результаты исследования одиночных трубок с круглым очертанием оребрения выражаются уравнением

$$Eu = 9{,}9\left(\frac{S_{тр}}{S}\right)^2 Re_{d_э}^{-0{,}77}, \qquad (63)$$

а трубки с шестиугольным очертанием оребрения 7″

$$Eu = 9{,}9\left(\frac{S_{тр}}{S}\right)^2_{ш}\left(\frac{S_{тр}}{S_{тр \cdot ш}}\right)^2\left(\frac{t_1}{t_{1ш}}\right)^2 Re_{d_э}^{-0{,}77} \qquad (64)$$

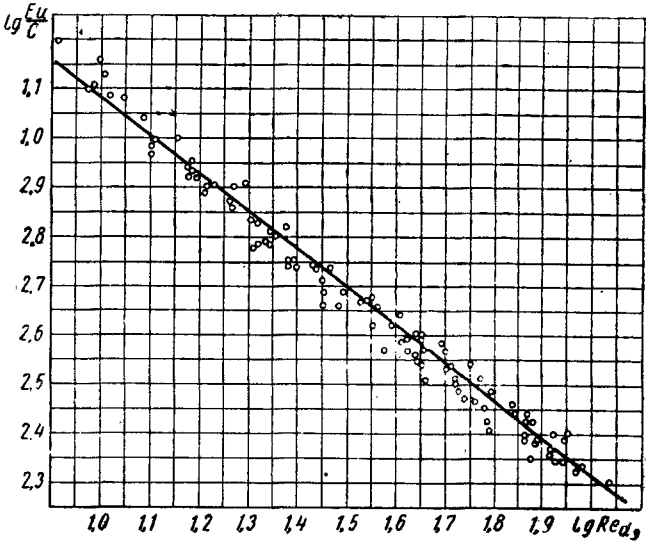
Средний поперечный шаг оребрения

$$t_1 = \frac{\pi (d_н + 2\delta + h)}{z}.$$

При шестиугольном очертании значение $t_{1ш}$ определяется по этой же формуле, только вместо h берется его среднее значение по (57).

Формулы (63) и (64) дают значения для одного поперечного ряда проволок и применимы для значений $\mathrm{Re}_{d_э} = 10 \div 180$; $h = 8 \div 16$ *мм*; $d_э = 1{,}9 \div 3{,}8$ *мм*; $\delta = 0{,}5 \div 0{,}7$ *мм*, $\frac{S_{тр}}{S} = 0{,}70 \div 0{,}87$.

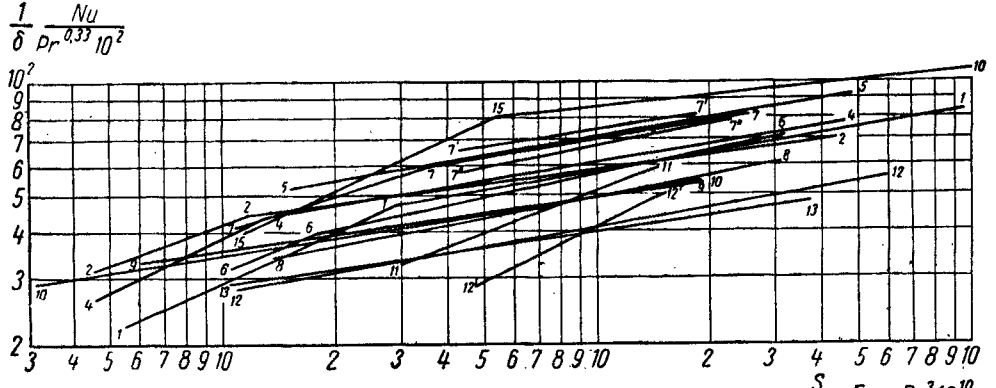
На величину сопротивления трубок с круглым очертанием оребрения существенное влияние оказывает отношение проходного сечения $S_{тр}$ к общему сечению S. Последнее обусловливает распре-



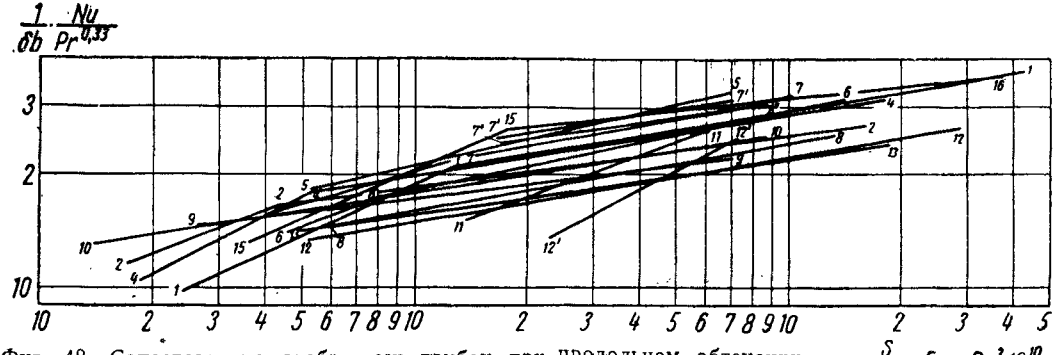
Фиг. 46. Зависимость $\mathrm{Eu} = f(\mathrm{Re}_{d_э})$ для одиночных трубок по обобщенным формулам (63) и (64).

деление расхода масла в пределах оребрения и в зазоре между оребрением и корпусом. На величину сопротивления трубок с шестиугольным очертанием оребрения помимо этого влияет также отношение $\frac{S_{тр}}{S_{тр\cdot ш}}$. Эта величина является обратной коэффициенту сужения сечения проволочного оребрения при переходе его от круглого очертания в шестиугольное.

Из рассмотрения фиг. 46, на которой нанесены экспериментальные данные, обработанные по формулам (63) и (64), видно, что обобщенные формулы удовлетворительно выражают результаты исследования.



Фиг. 47. Сопоставление оребреных трубок при продольном обтекании маслом по тепловым показателям.

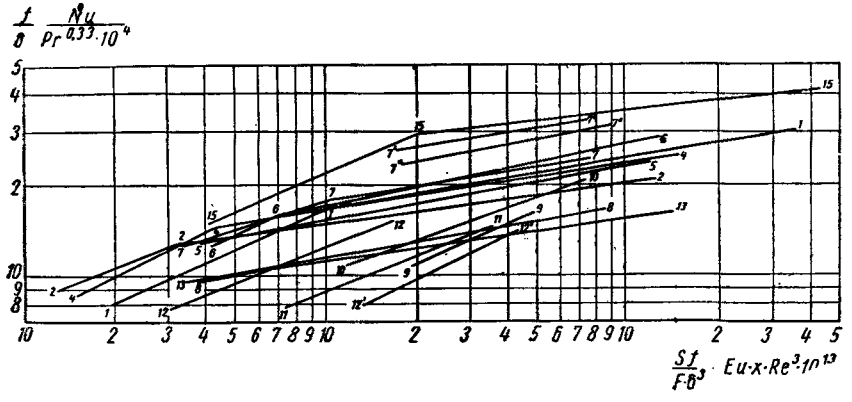


Фиг. 48. Сопоставление оребренных трубок при продольном обтекании маслом по весовым показателям.

Теплогидродинамическое сопоставление одиночных трубок

На фиг. 47, 48 и 49 дано теплогидродинамическое сопоставление тепловых, весовых и объемных показателей одиночных трубок с проволочным оребрением при их продольном обтекании маслом. Сопоставление по тепловым показателям, т. е. по поверхности теплообмена произведено в системе координат $\left(\frac{1}{\delta}\ \frac{\mathrm{Nu}}{\mathrm{Pr}^{0,33}};\ \frac{S}{F\delta^3}\ \mathrm{EuRe}^3\right)$ по (31). Для сопоставления по весовым показателям значения обеих координат разделены на вес единицы поверхности. По объемным показателям эти значения координат помножены на удельную поверхность теплообмена f, отнесенную к минимальному объему, занимаемому трубкой в пучке.

По тепловым показателям, приведенным на фиг. 47, можно сделать следующие выводы. В области напряженной работы поверхности теплообмена (см. правую часть фиг. 47) большому гидродинамическому сопротивлению по маслу наиболее выгодно соответствует трубка *15* (имеющая малую высоту оребрения $h = 8$ *мм* и малый диаметр проволоки $\delta = 0{,}5$ *мм*); ближе всего к ней подходят трубки *7* и *5* (имеющие несколько бо́льшую высоту оребрения $h = 12{,}5$ *мм* и $\delta = 0{,}69$ *мм*). В области малой напряженности — лучшими являются трубки *5* и *2* ($h = 12{,}5$ *мм*; $\delta = 0{,}69$ *мм*; $z = 30$ и 52).



Фиг. 49. Сопоставление оребренных трубок при продольном обтекании маслом по объемным показателям.

По весовым показателям (см. фиг. 48): в области напряженной работы наилучшими являются трубки *15* и *7* и шестиугольные *7′* и *7″*, а в области малой напряженности — трубка *5*.

По объемным показателям (фиг. 49) наилучшими являются тоже трубки *15*, *7′*, *7″* и *7*.

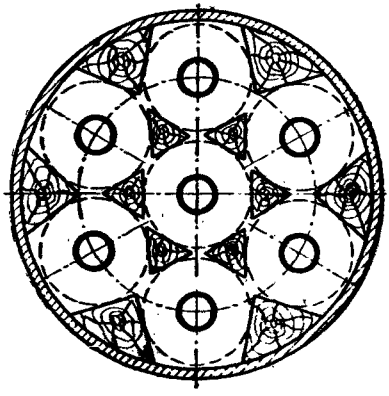
Уместно указать, что трубки с большой высотой оребрения *11* и *12* ($h = 20$ *мм*) и *9* и *10* ($h = 15{,}5$ *мм*) показывают наихудшие тепловые, весовые и объемные показатели.

Указанные теплогидродинамические сопоставления позволили выбрать наиболее перспективные трубки для исследования их в экспериментальном маслоохладителе. Такими являются трубки *15* и *7* как с круглым, так и с шестиугольным очертанием оребрения. Анализ расчетных формул показал, что в трубке *7* целесообразно несколько уменьшить значение z до 27 вместо 30 при сохранении прочих параметров. В этом случае при меньшем сопротивлении по маслу достигается большее значение теплосъема. Такие трубки *14* было решено исследовать в экспериментальном маслоохладителе вместо трубок *7*.

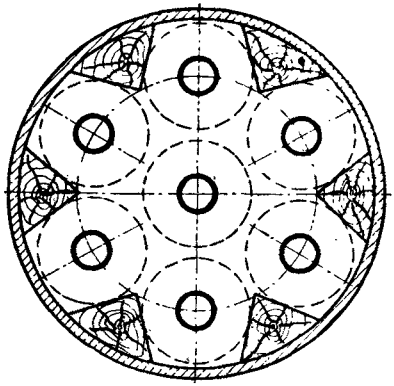
§ 26. ИССЛЕДОВАНИЕ ОПЫТНЫХ МАСЛООХЛАДИТЕЛЕЙ

Опытные маслоохладители

Указанный маслоохладитель состоит из семи натурных трубок с длиной оребренной части $L = 0{,}95$ *м*. Испытания этого небольшого маслоохладителя позволяют уточнить данные по теплообмену и сопротивлению для условий, близких к реальным, и сопоставить их с даниыми для одиночных трубок.



Фиг. 50. Поперечиый разрез экспериментального маслоохладителя; зазоры между оребрением заполнены рейками.



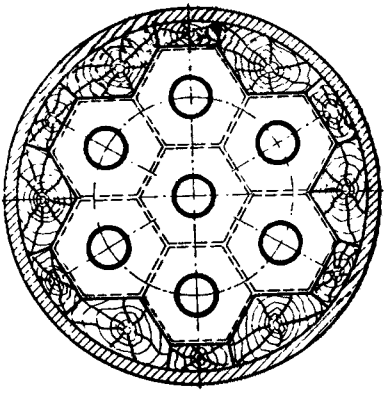
Фиг. 51. Поперечный разрез экспериментального маслоохладителя; зазоры между оребрением свободны.

Испытания трубок *14* и *15* произведены в трех вариантах:

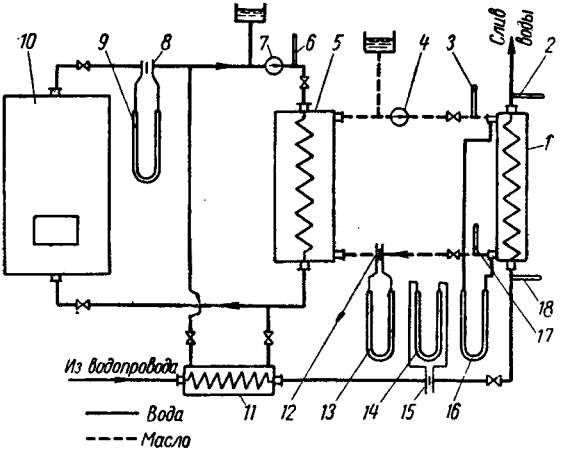
а) промежутки между круглым оребрением соседних трубок заполнены треугольными деревянными рейками (фиг. 50);

б) промежутки между оребрением не заполнены (фиг. 51);

в) шестиугольное оребрение, полученное протяжкой через шестигранную фильеру (фиг. 52), движение масла «против шерсти».



Фиг. 52. Поперечный разрез экспериментального маслоохладителя из трубок с шестигранным оребрением.



Фиг. 53. Принципиальная схема установки для исследования экспериментальных маслоохладителей:

1 — маслоохладитель; *2*, *3*, *6*, *17* и *18* — термометры; *4* — насос; *5* — маслонагреватель; *7* — насос; *8*, *12*, *15* — диафрагмы мерные; *9*, *13*, *14* и *16* — дифференциальные манометры; *10* — котел водогрейный; *11* — подогреватель водо-водяной.

Установка для испытания опытных маслоохладителей

Принципиальная схема установки для исследования теплообмена и сопротивления представлена на фиг. 53. **Первый контур** — масляный. Масло по замкнутому контуру насосом *4* подается в маслоохладитель *1* и в маслонагреватель *5*. **Второй контур** — водяной. Греющая вода насосом *7* подается в маслонагреватель *5* и затем в водогрейный котел *10*. Плавная регулировка температуры греющей воды обеспечивалась регулированием газовых горелок. Охлаждающая вода из водопровода через водо-водяной теплообменник *11* поступала в маслоохладитель *1* и затем в сливную магистраль. Для возможности регулирования температуры охлаждающей воды теплообменник включен в общую магистраль греющей воды.

Измерение расходов охлаждающей воды и масла производилось с помощью мерных диафрагм *15* и *12*. Мерная диафрагма *12* для масла представляет собой протарированное сопло «четверть круга», позволяющее производить измерения в интервале чисел $\mathrm{Re} = 400 \div 150 \cdot 10^3$.

Мерная шайба *15* представляет собой нормальную диафрагму, которая тоже была протарирована. Вторичные приборы — дифманометры *13* и *14* марки ДТ-50. Расход воды измерялся опрокинутым дифманометром вода — воздух. Расход масла измерялся двумя дифманометрами: при больших расходах масла — дифманометром ртуть — масло, при малых расходах — опрокинутым дифманометром масло — воздух. Измерения температуры масла и охлаждающей воды производились термометрами с ценой деления 0,5 °С. Крупные деления на термометрах позволяли производить отсчеты с точностью до 0,1 °С. Для перемешивания масла в выходном патрубке перед термометром установлен турбулизатор. Сопротивление по масляной стороне измерялось как разность статических давлений в корпусе маслоохладителя до и после оребрения с помощью двух трубок отбора статического давления и дифманометра *16* (ДТ-50), заполненного ртутью, маслом. Проверка стабильности режима в каждом опыте (точке) производилась так же, как и при испытании отдельных трубок.

Результаты исследования и обобщенные формулы теплоотдачи и сопротивления

Методика обработки результатов испытаний опытных маслоохладителей такая же, как и для отдельных трубок.

Параметры исследованных пучков приведены в табл. 8. Значения $S_{тр}$ и t_1 подсчитывались, как для одиночных трубок. Сечения зазоров $S_{заз}$ подсчитывались по их фактическому значению. Величина «смоченного» периметра $П$ подсчитывалась как сумма: для трубок по (58) и (59); вместо $\pi D_к$ или $3D_к$ — периметр смачиваемого деревянного заполнения.

Таблица 8

Параметры опытных пучков трубок

Наименование величин	Обозначения	Размерность	Трубки с круглым очертанием оребрения				Трубки с шестиугольным очертанием оребрения	
			№ 14 без реек	№ 14 с треугольными рейками	№ 15 без реек	№ 15 с треугольными рейками	№ 14	№ 15
Эквивалентный диаметр сечения	$d_э$	*мм*	4,65	3,96	1,98	1,69	4,03	1,64
Высота оребрения	h	*мм*	12,5	12,5	8,0	8,0	10,1	6,65
Проходное сечение для масла в пределах оребрения	$S_{тр}$	*мм*^{2}	4630	4630	2230	2230	3550	1590
Общее проходное сечение масла	S	*мм*^{2}	5810	5210	3250	2875	4030	2165
Средний поперечный шаг оребрения	t_1	*мм*	3,24	3,24	1,255	1,255	3,13	1,19

Проведенный анализ показал целесообразность принятия для пучков этого же определяющего геометрического размера $d_э$, что и для одиночных трубок.

Результаты экспериментального исследования пучков выражаются формулами: при $\mathrm{Re}_{d_э}\frac{t_1-\delta}{d_э} = 20 \div 140$

для пучков трубок с круглым очертанием оребрения

$$\mathrm{Nu}_{d_э} = 1{,}91\left(\frac{d_э}{h}\right)^{0,8}\left(\frac{S_{тр}}{S}\right)\left(\frac{\delta}{d_э}\right)^{0,5}\left(\frac{t_1-\delta}{d_э}\right)^{-0,55}\mathrm{Re}_{d_э}^{0,45}\mathrm{Pr}^{0,33}; \qquad (65)$$

для пучков трубок с шестиугольным очертанием оребрения

$$\mathrm{Nu}_{d_э} = 0{,}411\left(\frac{d_э}{h}\right)^{0,8}_{ш}\left(\frac{S_{тр}}{S}\right)_{ш}\left(\frac{\delta}{d_э}\right)^{0,5}_{ш}\left(\frac{t_1-\delta}{d_э}\right)^{-0,55}_{ш}\frac{t_{1ш}}{\delta}\mathrm{Re}_{d_э}^{0,45}\mathrm{Pr}^{0,33}; \qquad (66)$$

при $\mathrm{Re}_{d_э}\frac{t_1-\delta}{d_э} = 4 \div 20$

для пучков трубок с круглым очертанием оребрения

$$\mathrm{Nu}_{d_э} = 0{,}65\left(\frac{d_э}{h}\right)^{0,8}\left(\frac{S_{тр}}{S}\right)\left(\frac{\delta}{d_э}\right)^{0,5}\left(\frac{t_1-\delta}{d_э}\right)^{-0,2}\mathrm{Re}_{d_э}^{0,8}\mathrm{Pr}^{0,33}. \qquad (67)$$

Из фиг. 54 видно, что формулы (65)—(67) удовлетворительно обобщают результаты исследования шести вариантов пучков.

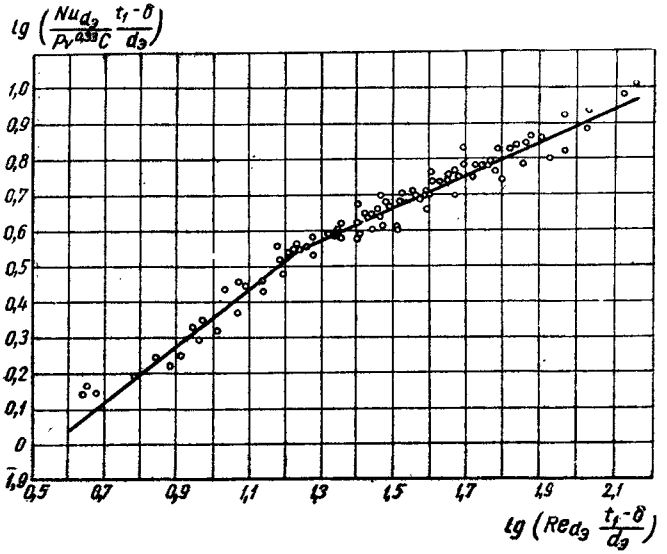
Результаты исследования гидродинамического сопротивления пучков отражаются следующими зависимостями:

круглое очертание оребрения при $\mathrm{Re}_{d_э} = 14 \div 90$

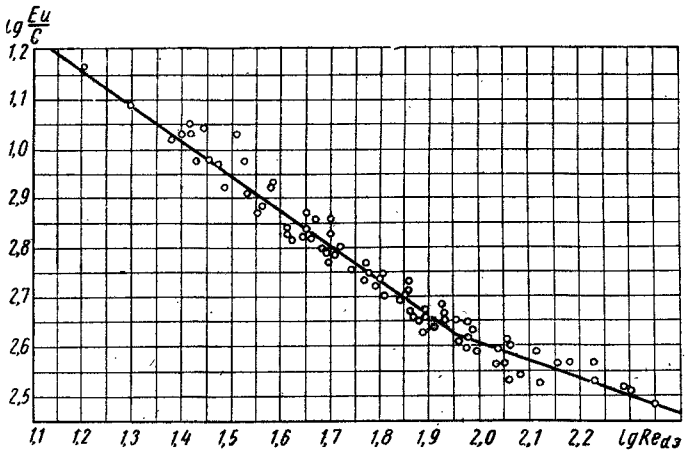
$$\mathrm{Eu} = 24\left(\frac{S_{тр}}{S}\right)^2\frac{\delta}{t_1}\mathrm{Re}_{d_э}^{-0,7}; \qquad (68)$$

при $\mathrm{Re}_{d_э} = 90 \div 250$

$$\mathrm{Eu} = 5{,}2\left(\frac{S_{тр}}{S}\right)^2\frac{\delta}{t_1}\mathrm{Re}_{d_э}^{-0,36}; \qquad (69)$$



Фиг. 54. Зависимость $Nu_{d_э} = f(Re_{d_э}, Pr)$ для экспериментальных маслоохладителей по обобщенным формулам (65) — (67).



Фиг. 55. Зависимость $Eu = f(Re_{d_э})$ для экспериментальных маслоохладителей по обобщенным формулам (68) — (70).

при $Re_{d_э} = 14 \div 130$ шестиугольное очертание оребрения

$$Eu = 2{,}4\left(\frac{S_{тр}}{S}\right)^2_{ш}\left(\frac{S_{тр\ ш}}{S_{тр}}\right)^{0,5}\frac{t_{1ш}}{\delta}Re_d^{-0,7}. \qquad (70)$$

Рассмотренные формулы (65)—(70) справедливы для пучков трубок с круглым очертанием оребрения при $\delta = 0{,}5 \div 0{,}7$ *мм*; $d_э = 1{,}7 \div 4{,}7$ *мм*; $\frac{S_{тр}}{S} = 0{,}77 \div 0{,}9$; $h = 8 \div 12{,}5$ *мм*; $t_1 = 1{,}25 \div 3{,}25$ *мм*;

для трубок с шестиугольным очертанием оребрения при $\delta = 0{,}5 \div 0{,}7$ *мм*; $d_э = 1{,}64 \div 4{,}1$ *мм*; $\left(\frac{S_{тр}}{S}\right)_ш = 0{,}73 \div 0{,}88$ *мм*; $h = 6{,}6 \div 10{,}1$ *мм*; $t_{1ш} = 1{,}19 \div 3{,}15$ *мм*.

Из фиг. 55 видно, что обобщенные уравнения (68)—(70) удовлетворительно определяют результаты исследования пучков трубок.

Значения критерия Эйлера (Eu) в формулах (68)—(70) даны для одного ряда проволок. Для получения общего сопротивления необходимо полученные значения Eu умножить на число рядов проволок по ходу масла $2xL$.

§ 27. РЕКОМЕНДАЦИИ ПО ПРОЕКТИРОВАНИЮ МАСЛООХЛАДИТЕЛЕЙ ИЗ ТРУБОК С ПРОВОЛОЧНЫМ ОРЕБРЕНИЕМ

1. В трубках с проволочным оребрением термическое сопротивление с масляной (оребренной) стороны по численному значению сопоставимо с термическим сопротивлением по отношению к воде, движущейся в трубках; поэтому целесообразно принять наибольшую скорость воды, но только такую, которая исключала бы эрозионно-коррозионные разрушения материала трубок.

В дальнейшем следует проверить гидродинамическое сопротивление по воде; при этом можно полагать, что в большинстве случаев оно будет лежать в допустимых пределах.

2. Допустимое гидродинамическое сопротивление по маслу $\Delta p_м$ существенно влияет на размеры и вес маслоохладителя. При прочих равных условиях с увеличением $\Delta p_м$ существенно уменьшается необходимая поверхность теплообмена, вес и размеры аппарата.

3. На основании произведенных исследований можно рекомендовать к применению трубки № 14 и 15 со следующими данными:

	№ 14	№ 15
Диаметр несущей трубки в *мм*	14/12	15/13
Диаметр медной проволоки в *мм*	0,69	0,5
Высота оребрения в *мм*	12,5	8
Число петель на 1 шаг спирали	27	60
Число витков на 1 *пог. м* несущей трубки	200	200

4. Число трубок в маслоохладителе, или соответственно число трубок n в одном ходе многоходового маслоохладителя, подсчитывается по допустимой скорости воды и ее расходу. Значение n уточняется с учетом компоновки пучка, а по заданному расходу воды подсчитывается ее скорость в трубках.

5. Трубный пучок можно скомпоновать в трех вариантах, исследованных в экспериментальном маслоохладителе: с круглым очертанием оребрения и заполнением промежутков между отдельными трубками при помощи треугольных деревянных реек (см. фиг. 50); с круглым очертанием оребрения, но со свободными промежутками между оребрением отдельных трубок (см. фиг. 51) с шестиугольным очертанием оребрения согласно фиг. 52.

6. Промежутки между пучком и корпусом во всех перечисленных вариантах нужно заполнить; материал заполнения — металл или дерево. Фирма Броун-Бовери применяла для данной цели бук, в экспериментальном же маслоохладителе БИТМ применялась береза. Смолистых пород дерева, очевидно, следует избегать. На наружной поверхности этих прокладок целесообразно сделать небольшой глубины вырезы для проволоки или тонкой ленты с тем, чтобы связать пучок труб с прокладками в одно целое. Обязательно следует устранить возможность протекания масла между корпусом и наружными прокладками.

7. Из трех рассмотренных вариантов наиболее компактным, но с большим гидродинамическим сопротивлением по маслу, является пучок из трубок с шестиугольным очертанием оребрения.

Это обстоятельство объясняется двумя причинами. Во-первых, большей интенсивностью теплообмена со стороны масла. Во-вторых, на 25% меньшим сечением пучка, имеющего шестиугольное очертание оребрения, чем сечение круглого очертания.

Можно полагать, что в большинстве случаев наиболее выгодным окажется пучок из трубок с шестиугольным оребрением. В тех же случаях, когда допускается небольшое сопротивление по маслу порядка 0,2—0,5 *кг/см*^{2}, целесообразно выполнить расчеты по двум вариантам: для пучков из трубок с круглым очертанием оребрения с рейками и без реек. При протяжке через фильеру трубок для придания их оребрению шестиугольного очертания часть петель «заваливается». При исследовании как отдельной трубки с шестиугольным очертанием оребрения, так и пучков из таких трубок, масло шло «против шерсти». Такое направление масла следует обеспечить и в натуральных конструкциях.

8. Во избежание загрязнения оребренных трубок целесообразно перед маслоохладителем ставить фильтр.

§ 28. ЭФФЕКТИВНОСТЬ ОРЕБРЕННЫХ ТРУБОК

Для выявления эффективности применения трубок с проволочным оребрением была произведена эскизная проработка маслоохладителя к турбине ВПТ-50 из трех вариантов трубок:

вариант 1 — шестигранных № 14;

вариант 2 — круглых № 15 с рейками в зазорах;
вариант 3 — шестигранных № 15.

При следующих исходных данных:

1. Масло турбинное марки «46» («Т») ГОСТ 32-53.
2. Расход масла $V_м = 73{,}5$ *м³/ч*.
3. Температура масла на входе $t'_м = 55$ °С.
4. Температура масла на выходе $t''_м = 45$ °С.
5. Потери давления масла в холодильнике $\Delta p_м = 1{,}0$ *кг/см²*.
6. Рабочее давление масла и воды $p = 5$ *кг/см²*.
7. Расход охлаждающей воды $V_в = 130$ *м³/ч*.
8. Температура охлаждающей воды на входе $t'_в = 33$ °С.

В первом варианте из трубок № 14 с шестиугольным очертанием оребрения маслоохладитель одноходовой по воде и двухходовой по маслу, во втором и третьем вариантах с трубками № 15 одноходовой по воде и маслу.

Результаты расчетов при работе на масле марки «Т» приведены в табл. 9.

Таблица 9

Эффективность различных вариантов маслоохладителей из оребренных трубок

№ по пор.	Наименование величин	Маслоохладители с оребренными трубками		
		Вариант 1	Вариант 2	Вариант 3
1	Число трубок	160	121	102
2	Коэффициент теплопередачи, отнесеиный к оребренной стороне н *ккал/м²·ч·град*	320	360	309
3	Поверхность теплообмена в *м²* .	60	53	62
4	Потеря напора по маслу в *кг/см²*	0,96	1,01	0,935
5	Потери напора по воде в *м вод. ст.*	1,29	1,59	2,2
6	Вес общий в *кг*	460	415	400
7	Вес цветного металла (трубок) в *кг*	195	190	190
8	Габариты (объем) маслоохладителя в *м³*	0,338	0,275	0,24

Как видно из приведенной таблицы, все три варианта маслоохладителей по весу и габаритам практически равноценны. Наиболее целесообразным представляется вариант третий с трубками № 15 шестиугольного очертания оребрения — одноходовой по маслу и воде.

Расчет показывает, что при турбинном масле марки «Л» требуемая поверхность теплообмена приблизительно на 20% меньше, а его сопротивление по маслу в 2 раза меньше, чем для масла марки «Т».

Серийный маслоохладитель марки М-60 имеет общий вес 2360 *кг*, вес цветного металла 525 *кг*, габарит 1,34 *м³*. У приведен-

ных выше вновь разработанных маслоохладителей по сравнению с серийным М-60 расход цветного металла меньше в 2,7 раза, габариты (объем) в 4—5,5 раза меньше, а вес в 5—5,9 раза меньше.

Приведенные данные указывают на высокую эффективность трубок с проволочным оребрением.

Выводы

На основе исследования одиночных трубок с различными геометрическими размерами и трех типов пучков оребренных трубок в экспериментальном маслоохладителе можно сделать следующие выводы:

1. В качестве определяющего геометрического размера, хорошо учитывающего характер процесса теплоотдачи и сопротивления, может быть принят эквивалентный диаметр проходного сечения $d_э$.

2. Число витков на 1 *пог. м* трубки x на теплоотдачу не влияет. Сопротивление трубки прямо пропорционально x. В связи с этим целесообразно применение трубок с возможно большим числом x: поверхность оребрения, т. е. теплосъем и сопротивление возрастают пропорционально x.

3. На теплоотдачу оказывает влияние эквивалентный диаметр $d_э$ проходного сечения для масла: с увеличением $d_э$ увеличивается коэффициент теплоотдачи α. При одинаковых проходных сечениях зазоров, чем меньше число петель в одном витке z и меньше диаметр проволоки δ, тем больше $d_э$. Величина z, однако, имеет оптимум: при уменьшении z увеличивается α, но уменьшается поверхность теплообмена.

4. Увеличение высоты оребрения h уменьшает коэффициент эффективности ребра и снижает коэффициент теплоотдачи.

5. На теплоотдачу и сопротивление существенное влияние оказывает отношение сечений для прохода масла в пределах оребрения $S_{тр}$ к общему сечению S, обусловливающее распределение расходов масла в трубке и зазоре: коэффициент теплоотдачи зависит от $\left(\frac{S_{тр}}{S}\right)$, а сопротивление от $\left(\frac{S_{тр}}{S}\right)^2$. Увеличение зазоров между оребрением трубок снижает сопротивление в большей степени, при этом, однако, увеличиваются габариты.

6. Зависимости $\mathrm{Nu} = f(\mathrm{Re}, \mathrm{Pr})$ и $\mathrm{Eu} = f(\mathrm{Re})$ для одиночных трубок и трубных пучков несколько различаются, поэтому для расчета маслоохладителей следует пользоваться экспериментальными данными или обобщенными формулами для трубных пучков.

7. Темп роста теплоотдачи и сопротивления с изменением числа Рейнольдса (Re) у трубных пучков выше, чем у одиночных трубок, заключенных в цилиндрическом корпусе. Это может быть объяснено взаимным турбулизирующим влиянием оребрения соседних трубок.

8. В трубках с проволочным оребрением тепловое сопротивление со стороны масла и стороны воды, движущейся в трубках, соразмерны, поэтому целесообразно принимать максимально возможную скорость воды.

9. Наиболее компактным, но с бо́льшим гидродинамическим сопротивлением по маслу получается пучок из трубок с шестиугольным очертанием оребрения.

10. Найден весьма простой способ изготовления таких трубок путем протяжки их через шестигранную фильеру.

11. При небольших гидравлических сопротивлениях по маслу (порядка 0,2—0,5 *кг/см*^{2}) целесообразно применение пучков с круглым очертанием оребрения в двух вариантах: зазоры между оребрением соседних трубок заполнены или не заполнены рейками.

ГЛАВА VI

ТРУБКИ С ПРОВОЛОЧНЫМ ОРЕБРЕНИЕМ ДЛЯ ВОЗДУХО- И ГАЗООХЛАДИТЕЛЕЙ

В энергетических установках широко распространены теплообменные аппараты, в которых одним теплоносителем является вода, а другим — воздух или другой газ. Из-за физических свойств этих теплоносителей коэффициент теплоотдачи со стороны воздуха, газа во много раз меньше, чем с водяной стороны. Одним из методов интенсификации теплообмена с целью уменьшения веса и габаритов теплообменных аппаратов является оребрение с воздушной стороны. В теплообменной аппаратуре широко применяются трубки с поперечными ребрами, а в последнее время и с проволочным оребрением. Исследование теплообмена и аэродинамического сопротивления пучков трубок с проволочным оребрением было проведено в ЦКТИ [4], а в последнее время ВТИ [47], [53]. Все эти исследования велись при поперечном обтекании несущих трубок потоком воздуха; такой же принцип обтекания применяется в ряде промышленных теплообменных аппаратов, например воздухо- и газоохладителей турбогенераторов.

Анализ процесса теплообмена при поперечном обтекании пучка с проволочным оребрением показывает следующее. **Во-первых**, часть проволочного оребрения, которое определяет эффективность теплообмена, омывается продольно, часть поперечно, а бо́льшая часть под углом, не равным 90°. Теплоаэродинамический анализ [11] показывает, что для малых значений критерия Нуссельта (малый диаметр проволоки 0,5—1 *мм*, невысокий коэффициент теплоотдачи от воздуха) выгоднее иметь поперечное обтекание проволок, которые составляют основную часть поверхности теплообмена. **Во-вторых**, при поперечном обтекании пучка часть проволочного оребрения попадает в застойные участки. **В-третьих**, схема движения перекрестная, а не противоточная.

Всего этого можно избежать при продольном направлении потока воздуха по отношению к несущим трубкам, где: вся поверхность проволок омывается поперечным потоком воздуха; отсутствуют застойные участки; возможно создать противоток.

Для проверки правильности приведенных соображений было произведено экспериментальное исследование теплоотдачи и аэро-

динамического сопротивления двух трубок с проволочным оребрением производства завода «Электросила» (Ленинград) при их продольном обтекании воздухом, а также сопоставление полученных результатов с данными по поперечному обтеканию пучка.

§ 29. ИССЛЕДОВАНИЕ ТРУБОК С ПРОВОЛОЧНЫМ ОРЕБРЕНИЕМ ПРИ ПРОДОЛЬНОМ ОБТЕКАНИИ ВОЗДУХОМ

Экспериментальная установка

Принципиальная схема экспериментальной установки показана на фиг. 56, а общий вид рабочего участка на фиг. 57. Основные геометрические размеры исследованных трубок № 1 и 2 приведены в табл. 10.

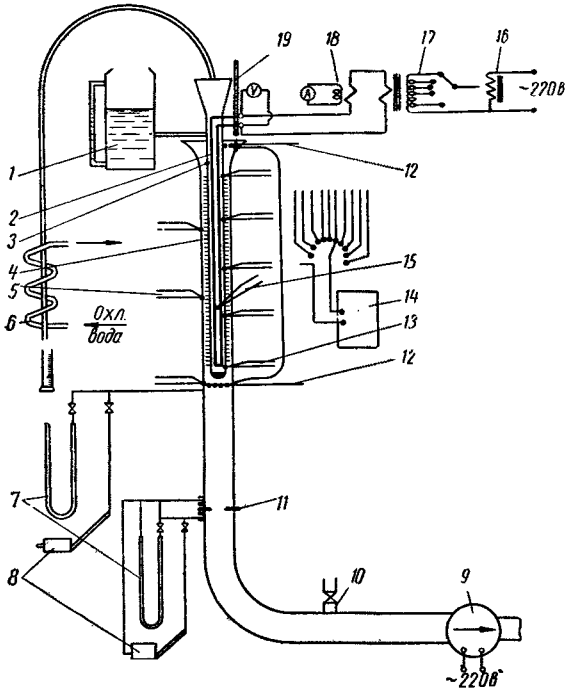
Экспериментальная установка для исследования теплообмена и сопротивления представляет разомкнутую вертикальную аэродинамическую трубу. Воздух с помощью вентилятора высокого дав-

Таблица 10

Основные геометрические размеры исследованных трубок

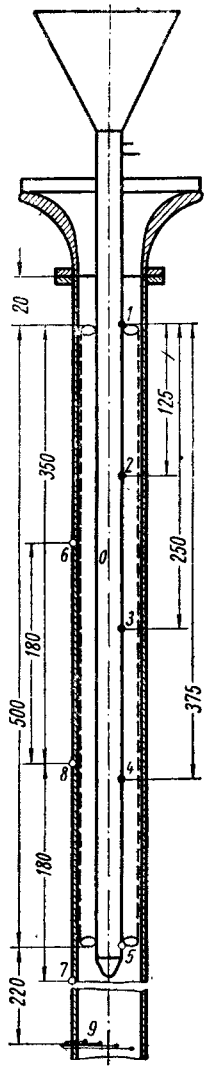
Наименование величин	Обозначение и размерность	Трубка № 1	Трубка № 2	Трубка № 13
		БИТМ	БИТМ	ВТИ
Наружный и внутренний диаметр несущей трубки	$d_н/d_в$ *мм*	19/17	19/17	19/17
Материал несущей трубки		Латунь	Латунь	Латунь
Диаметр проволоки	δ *мм*	0,69	0,69	0,69
Материал проволоки		Медь	Медь	Медь
Наружный диаметр трубки по оребрению	D *мм*	44	51,5	54
Высота оребрения	h *мм*	12,5	16,25	17,5
Число петель на один шаг спирали	z	64	48	56
Число витков на 1 *пог. м* несущей трубки	x	180	143	140
Шаг витков	t *мм*	5,55	7	7
Расстояние между осями проволок одной петли	y *мм*	2,7	4,3	4,3
Длина оребренного участка исследованной трубки	L *м*	0,5	0,5	—
Поверхность нагрева на 1 *пог. м* с оребренной стороны	F_{op} $м^2$	0,685	0,558	0,687
Поверхность нагрева на 1 *пог. м* с внутренней стороны трубки	$F_в$ $м^2$	0,0535	0,0535	0,0535
Коэффициент оребрения	$\varepsilon_{op} = \frac{F_{op}}{F_в}$	12,8	10,42	12,8
Вес 1 *пог. м* оребренной трубы в *кг* (фактический)		1,86	1,66	1,666

ления *9* (фиг. 56) всасывался через трубу, в рабочем участке которой размещалась исследуемая трубка *3*. Входной коллектор с целью получения стабилизированного потока на коротком (около четырех диаметров трубы) участке очерчен по лемнискате. Регулирование расхода воздуха через рабочий участок производилось подсосом наружного воздуха через вентиль *10*, установленный непосредственно перед вентилятором. Нижний конец несущей оребрение трубки *3* был заглушен обтекаемой пробкой для того, чтобы избежать сры-



Фиг. 56. Принципиальная схема экспериментальной установки:

1 — бачок водяной; *2* — нагреватель электрический; *3* — трубка оребренная; *4* — корпус аэродинамической трубы; *5* — термопары для измерения температуры корпуса трубы; *6* — холодильник; *7* — манометры U-образные; *8* — микроманометры; *9* — вентилятор; *10* — вентиль подсоса воздуха; *11* — диафрагма мерная; *12* — дифференциальный термостолбик; *13* — термопары для измерения температуры оребренной трубки; *14* — потенциометр с переключателем; *15* — термопара для измерения температуры воды; *16* — лабораторный автотрансформатор; *17* — трансформатор понижающий; *18* — трансформатор к амперметру; *19* — термометр.



Фиг. 57. Общий вид рабочего участка аэродинамической трубы:

0 — термопара для измерения температуры воды в трубке; *1—5* — термопары для измерения температуры стенки оребренной трубки; *6 — 8* — термопары для измерения температур корпуса: *9* — термостолбик для измерения температуры нагретого воздуха.

ва потока воздуха. В исследуемую трубку заливался конденсат, который нагревателем *2* доводился до кипения. Тепло передавалось от исследуемой трубки к воздуху. Рабочее напряжение 8—10 *в* для нагревательного элемента подавалось от понижающего трансформатора *17*.

Применение низкого напряжения объясняется тем, что при высоком напряжении для безопасности работы пришлось бы заземлить металлический корпус трубы, и возникающие при этом утечки тока затруднили бы определение расхода электрической энергии на нагрев. Трансформатор *17* имеет ступенчатое регулирование. Для возможности плавной регулировки напряжение в первичной цепи (сила тока $I < 9$ *А*) плавно изменялось лабораторным автотрансформатором (ЛАТР-9) *16*.

Для поддержания неизменного уровня воды в трубке в верхней ее части присоединялся бачок *1*. Во избежание выброса пара из трубки при вскипании воды к верхней ее части трубки присоединена воронка. Образовавшийся в исследуемой трубке *3* пар конденсировался в холодильнике *6* и стекал в мензурку.

Методика измерения

Измерение электрической энергии. Определение затраченной на нагревание системы электрической энергии производилось по измеренным значениям силы тока и падения напряжения в цепи электрического нагревателя. Падение напряжения измерялось катодным вольтметром с ценой деления шкалы 0,1 *в*. Сила тока измерялась лабораторным амперметром с зеркальным отсчетом класса точности 1,5; амперметр включен через трансформатор *18* (см. фиг. 56) для увеличения пределов измерения силы тока. При значениях $V \approx 8$ *в* и силе тока $I \approx 75$ *а* погрешность в определении расхода электрической энергии не превосходит 4%.

Измерение расхода воздуха. Расход воздуха измерялся с помощью мерного сопла «четверть круга», имеющего в широком интервале чисел Рейнольдса $(\mathrm{Re}) = 400 \div 150\,000$ практически неизменное значение коэффициента расхода.

Для проверки качества изготовления сопла последнее было протарировано. Значения коэффициентов расхода, полученные в результате тарировки, отличались от литературных [43] на величину не более 1,4%.

Отбор давления производился из камер. Перепад давления измерялся при больших расходах воздуха с помощью водяного U-образного дифференциального манометра *7*, а при малых расходах воздуха — чашечным микроманометром ММН-*8*.

Измерение температур. Исследования, как указывалось выше, производились при кипении воды внутри исследуемой трубки. Это обеспечивало высокое значение коэффициента теплоотдачи к внутренней поверхности трубки. Измерение температуры воды внутри трубки производилось медно-константановой термопарой *15*

(см. фиг. 56). Проверка наличия кипения воды производилась сопоставлением показаний этой термопары с температурой кипения (по таблицам) при измеренном барометрическом давлении.

Для измерения температуры наружной поверхности несущей трубки при исследовании трубки 2 в пяти точках (см. фиг. 56 и 57) были зачеканены медно-константановые термопары *13*. Контроль наличия кипения воды можно было осуществлять также сопоставлением показаний термопары *15*, помещенной в воде, и термопар *13*, зачеканенных на наружной поверхности трубки: при наличии кипения разность их показаний была незначительной. Термоэлектродвижущая сила определялась потенциометром ПП. Величина нагрева воздуха определялась с помощью дифференциального термостолбика *12*, составленного из четырех спаев хромель-алюмель. Термоэлектродвижущая сила определялась потенциометром ПП. Все термопары и термостолбик были проградуированы.

Погрешность измерения величины нагрева воздуха при этих условиях не превосходила $\pm 0{,}15\,^{\circ}C$, а относительная погрешность не превосходила 0,3—0,5%. Начальная температура и температура окружающего воздуха измерялась лабораторным термометром *19* (с ценой деления $0{,}1\,^{\circ}C$), установленным перед входным коллектором. Для определения потери тепла в окружающую среду рабочим участком корпуса аэродинамической трубы в наружную поверхность последнего были зачеканены три термопары *5* медь-константан. По их показаниям определялась средняя температура стенки и потеря тепла.

Измерение аэродинамического сопротивления. Аэродинамическое сопротивление оребренной трубки равно разности статических давлений в начале и конце рабочего участка. При незначительном сопротивлении входного коллектора (коэффициент сопротивления $\zeta = 0{,}02$) статическое давление перед оребрением практически равно барометрическому; поэтому в опытах без ощутимой погрешности аэродинамическое сопротивление определялось как разность барометрического давления и статического в конце рабочего участка. Перепад давлений в зависимости от его величины измерялся либо U-образным манометром *7*, либо микроманометром *8*. Относительная погрешность в определении перепада не превосходила 1—1,5%.

Методика и результаты обработки опытных данных

Расход воздуха с учетом его температуры и барометрического давления определялся по общеизвестным формулам [43].

Теплота, получаемая воздухом от оребренной трубки,

$$Q = Q_1 + Q_2 \; ккал/ч,$$

где $Q_1 = Q_{вз} \cdot c \cdot \delta t_{вз}$ *ккал/ч* — теплота воздуха, определенная по весовому расходу $G_{вз}$ *кг/ч*, натреву $\delta t_{вз}$ и удельной теплоемкости «c_p», принятой в расчете $c_p = 0{,}24$ *ккал/кг°С*; Q_2 *ккал/ч* — теплота, отдаваемая наружной трубой в окружающую среду.

С учетом конвекции и лучеиспускания [39]:

$$Q_2 = \alpha F_к \delta t = [8{,}4 + 0{,}06\,(t_к - t_1)]\,F_к \cdot (t_к - t_1),$$

где $t_к$ — температура стенки корпуса трубы в °С;

t_1 — температура наружного воздуха в °С;

$F_к$ — поверхность корпуса в $м^2$.

Нагревательный элемент передает воздуху теплоту $Q_0 = 0{,}86\,IV - Q_к$ *ккал/ч*,

где I — сила тока в *а*;

V — напряжение, подаваемое на нагреватель, в *в*;

$Q_к$ — теплота, отдаваемая паром при его конденсации в холодильнике, в *ккал/ч*.

Разность между количествами теплоты по нагреву воздуха и затраченной электроэнергии составляет дебаланс тепла $\frac{Q - Q_0}{Q} \cdot 100\%$.

Расхождение теплового баланса составляло для большинства опытов до 5% и только небольшое количество опытов имело больший дебаланс; в последнем случае дебаланс был отрицательный и был, очевидно, вызван утечкой части пара (помимо холодильника). Средний температурный напор определялся как среднелогарифмический

$$\overline{\Delta t} = \frac{t''_{вз} - t'_{вз}}{\ln \frac{t_н - t'_{вз}}{t_н - t''_{вз}}} = \frac{\delta t_{вз}}{\ln \frac{\Delta t'' + \delta t_{вз}}{\Delta t''}}\ °С,$$

где $t''_{вз}$ и $t'_{вз}$ — конечная и начальная температуры воздуха;

$t_н$ °С — температура кипящей воды (или соответственно средняя температура наружной поверхности несущей трубки);

$\delta t_{вз} = t''_{вз} - t'_{вз}$ °С — нагрев воздуха;

$\Delta t'' = t_н - t''_{вз}$ °С — конечный температурный напор («недогрев» воздуха).

Средняя температура воздуха $\overline{t}_{вз} = t_н - \overline{\Delta t}$ °С.

Коэффициент теплопередачи

$$k_{ор} = \frac{Q}{F_{ор} \cdot L\,(t_н - \overline{t}_{вз})}\ ккал/м^2\,ч\ °С,$$

где $F_{ор}$ — общая поверхность нагрева трубки со стороны оребрения на 1 *пог. м*, определенная по (52), в $м^2$/*пог. м*.

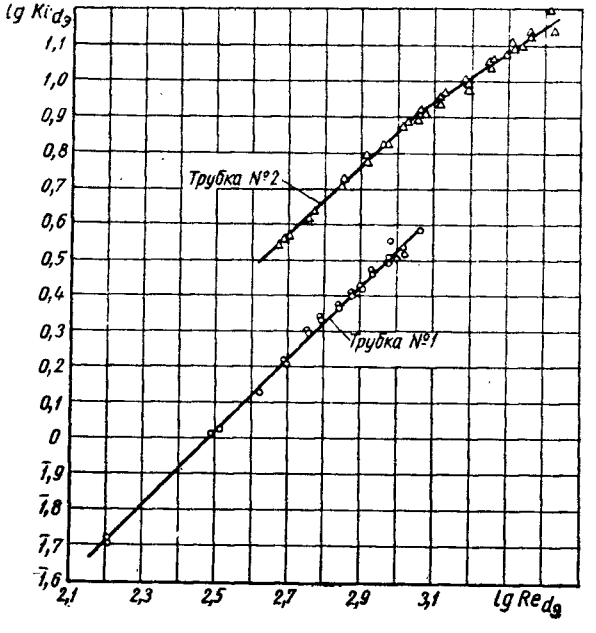
Обработка экспериментальных данных производилась в виде критериальных зависимостей

$$Ki_{d_э} = f(\mathrm{Re}_{d_э}) \text{ и } \mathrm{Eu} = f(\mathrm{Re}_{d_э}),$$

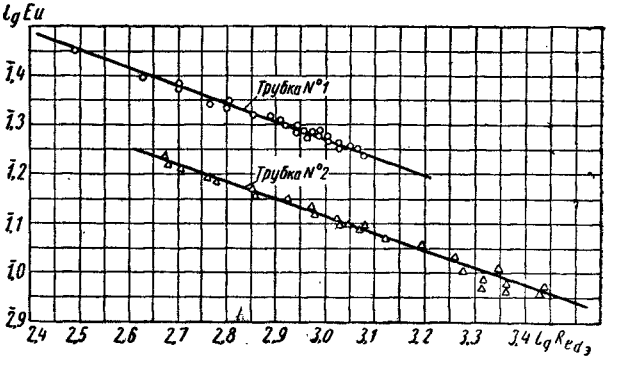
приведенных на фиг. 58 и фиг. 59.

Здесь $Ki_{d_э} = \frac{k_{ор} \cdot d_э}{\lambda}$ — критерий Кирпичева.

$\mathrm{Eu} = \frac{g\Delta p}{\gamma w^2} \cdot \frac{1}{2xL}$ — критерий Эйлера; отнесен к одному ряду проволочного оребрения.



Фиг. 58. Критериальные зависимости $Ki_{d_э} = f(\mathrm{Re}_{d_э})$.



Фиг. 59. Критериальная зависимость $\mathrm{Eu} = f(\mathrm{Re}_{d_э})$.

В качестве определяющего размера принят эквивалентный диаметр проходного сечения для воздуха $d_э = \frac{4S}{П}$ как и в исследованиях аналогичных трубок при обтекании маслом. Определяющая температура — средняя температура воздуха $\bar{t}_{вз}$. Периметр $П$ определялся по (58); проходное сечение для воздуха S при отсутствии в данном случае зазора между оребрением и корпусом подсчитывалось по формуле (54). Эквивалентный диаметр для трубки № 1 $d_э = 1{,}64$ *мм*, для трубки № 2 $d_э = 2{,}99$ *мм*.

Полученный экспериментальный материал по теплообмену и сопротивлению может быть представлен в виде критериальных зависимостей:

Трубка № 1

$$\mathrm{Re}_{d_э} = 160 \div 1200 \quad Ki_{d_э} = 0{,}003\mathrm{Re}_{d_э}^{1{,}02}; \tag{71}$$

$$\mathrm{Re}_{d_э} = 280 \div 1200 \quad \mathrm{Eu} = 2{,}19\mathrm{Re}_{d_э}^{-0{,}357}. \tag{72}$$

Трубка № 2

$$\mathrm{Re}_{d_э} = 450 \div 1200 \quad Ki_{d_э} = 0{,}011\mathrm{Re}_{d_э}^{0{,}94}; \tag{73}$$

$$\mathrm{Re}_{d_э} = 1200 \div 2800 \quad Ki_{d_э} = 0{,}069\mathrm{Re}_{d_э}^{0{,}685}; \tag{74}$$

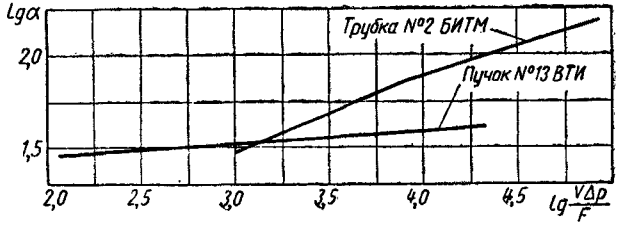
$$\mathrm{Re}_{d_э} = 450 \div 2800 \quad \mathrm{Eu} = 1{,}45\mathrm{Re}_{d_э}^{-0{,}348}. \tag{75}$$

Следует отметить, что с достаточной для практики точностью можно пренебречь термическими сопротивлениями теплоотдачи от кипящей воды к стенке и теплопроводности стенки, т. е. принять $\alpha \cong k$ и $\mathrm{Nu}_{d_э} \approx Ki_{d_э}$.

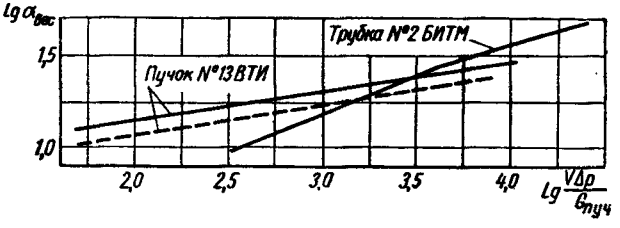
§ 30. СОПОСТАВЛЕНИЕ ПРОДОЛЬНОГО И ПОПЕРЕЧНОГО ОБТЕКАНИЯ ВОЗДУХОМ ТРУБОК С ПРОВОЛОЧНЫМ ОРЕБРЕНИЕМ

Представляет интерес сопоставление экспериментальных данных по теплообмену и сопротивлению при продольном (по опытам БИТМ) и поперечном (по опытам ВТИ) обтекании воздухом трубок с проволочным оребрением. Для сравнения принимаем трубку № 2 по опытам БИТМ и пучок № 13 по опытам ВТИ [53], [47], образованный из трубок с наиболее близкими геометрическими размерами (см. табл. 9). Диаметры несущих трубок и проволоки для оребрения в обоих случаях одни и те же, но трубка ВТИ имеет более развитое оребрение и, соответственно, поверхность нагрева на 1 *пог. м* больше на 23%, и поэтому вес 1 *пог. м* трубки ВТИ № 13 должен быть на 15—20% больше. Так как в обоих случаях вес трубок определялся непосредственно взвешиванием, то можно предполагать, что действительная толщина стенки обеих трубок и диаметр проволоки были разными.

Для оценки сравниваемых поверхностей произведено сопоставление по тепловым, весовым и объемным (габаритным) показателям (фиг. 60, 61 и 62).



Фиг. 60. Сопоставление по тепловым показателям поперечного (ВТИ) и продольного (БИТМ) обтекания воздухом трубок с проволочным оребрением.



Фиг. 61. Сопоставление по весовым показателям поперечного (ВТИ) и продольного (БИТМ) обтекания воздухом трубок с проволочным оребрением.

На оси ординат отложены соответственно: коэффициент теплоотдачи, отнесенный к полной оребренной поверхности, α в $ккал/м^2\,ч\,°C$; весовой коэффициент теплоотдачи $\alpha_{вес}$ в $ккал/кг\,ч\,°C$; объемный коэффициент теплоотдачи $\alpha_{об}$ в $ккал/м^3\,ч\,°C$.

Значения α, $\alpha_{вес}$ и $\alpha_{об}$ определяются из выражений

$$\alpha = \frac{Q}{F\overline{\Delta t}};\quad \alpha_{вес} = \frac{Q}{G_{пуч}\overline{\Delta t}};\quad \alpha_{об} = \frac{Q}{V_{пуч}\overline{\Delta t}}.$$

На оси абсцисс отложены соответственно

$$\frac{V\Delta p}{F};\quad \frac{V\Delta p}{G_{пуч}};\quad \frac{V\Delta p}{V_{пуч}},$$

эти выражения пропорциональны затрате энергии на прокачку воздуха через исследуемую поверхность, отнесенные, соответственно, к единице поверхности, веса или объема.

В этих выражениях:

Q — количество переданного тепла в $ккал/ч$;

$\overline{\Delta t}$ — средний температурный напор в °C;

F — поверхность теплообмена по оребренной стороне в $м^2$;

$G_{пуч}$ — вес оребренной трубки (пучка) в $кг$;

$V_{пуч}$ — объем пучка в $м^3$;

Δp — аэродинамическое сопротивление в $кг/м^2$;

V — объемный расход воздуха в $м^3/ч$.

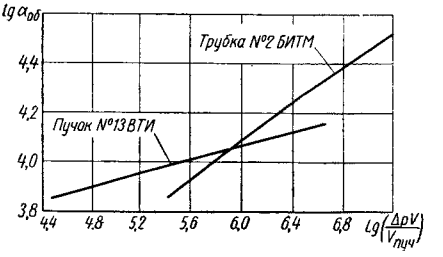
Уместно указать, что в работе [47] сопоставление выполнено в системе координат (22)

$$\alpha = f(V\Delta p); \quad \alpha_{вес} = f(V\Delta p); \quad \alpha_{об} = f(V\Delta p).$$

Тут имеется методическая ошибка; необходимо сравнивать в системе координат по (19) — (21)

$$\alpha = f\left(\frac{V\Delta p}{F}\right); \quad \alpha_{вес} = f\left(\frac{V\Delta p}{G_{пуч}}\right);$$

$$\alpha_{об} = f\left(\frac{V\Delta p}{V_{пуч}}\right).$$



Фиг. 62. Сопоставление по объемным показателям поперечного (ВТИ) и продольного (БИТМ) обтекания воздухом трубок с проволочным оребрением.

В этой системе координат при температурном напоре $\Delta t = 1$ °С как тепло через соответствующее α, $\alpha_{вес}$ или $\alpha_{об}$, так и расход энергии $V\Delta p$ отнесены к одной и той же единице поверхности, веса или объема.

Для исследованной в БИТМ трубки № 2 длиной 0,5 $м$ вес ее $G_{пуч} = 0{,}5 \cdot 1{,}66 = 0{,}83$ $кг$. Объем $V_{пуч}$ подсчитан для прямоугольной призмы высотой 0,5 $м$ с основанием — правильным шестиугольником с радиусом вписанной окружности 26,25 $мм$; это соответствует треугольной разбивке трубок с шагом 52,5 $мм$, т. е. с расстоянием между оребрением соседних трубок в 1 $мм$ $V_{пуч} = 0{,}5 \cdot 3{,}464 \times 0{,}02 \cdot 625^2 = 0{,}001195$ $м^2$.

Объем пучка ВТИ составляет 0,02 97 $м^3$, а вес 16 $кг$. На фиг. 61 пунктирной линией нанесена весовая характеристика пучка ВТИ с корректировкой веса пучка.

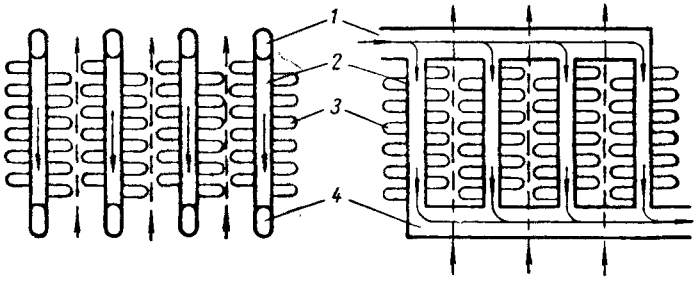
Сопоставление продольного и поперечного обтекания трубок с проволочным оребрением (фиг. 60—62) показывает, что в области напряженной работы аппаратов (правая часть фигур) продольное обтекание имеет существенное преимущество перед поперечным. Из сказанного вытекает необходимость проведения более детального исследования теплообмена и сопротивления трубок с проволочным оребрением при продольном обтекании их воздухом. Целевое назначение такого исследования должно заключаться в определении влияния отдельных элементов оребрения на теплообмен и сопротивление и, на основе этого, выявление наиболее оптимальных параметров.

Следует отметить два обстоятельства: первое — сравниваемые трубки не вполне идентичны; второе — исследования ВТИ охватывают значительное число трубок с различными размерами для выявления оптимального характера оребрения при поперечном

обтекании пучка. Исследования БИТМ проведены только на двух трубках с далеко не оптимальными размерами при продольном их обтекании воздухом; поэтому и выводы по результатам этих испытаний должны носить несколько ограниченный характер.

§ 31. СХЕМЫ ТРУБЧАТЫХ ВОЗДУХООХЛАДИТЕЛЕЙ С ПРОВОЛОЧНЫМ ОРЕБРЕНИЕМ ТРУБОК

Рассматриваемый воздухоохладитель состоит из трубок, оребренных проволокой. Внутри трубок проходит вода в один или несколько ходов, а снаружи в межтрубном пространстве омывается охлаждаемым воздухом. По конструктивному устройству воздухоохладитель подобен маслоохладителю, имеющему проволочное оребрение трубок.



Фиг. 63. Схема трубчатого воздухоохладителя без трубных досок с проволочным оребрением трубок:
——— вода; — — — воздух.

Другая конструктивная схема воздухоохладителя без трубных досок, не имеющего поворотов воздуха, показана на фиг. 63. Вода из плоских труб поступает в несколько параллельно расположенных коллекторов *1*, затем проходит внутри трубок *2*, имеющих наружное проволочное оребрение *3* и выходит через плоскотрубные коллекторы *4*. Как показано на фиг. 63, вода в этом холодильнике может иметь один или несколько последовательных ходов. Воздух, проходящий в межтрубном пространстве, имеет один ход. Конструкция рассматриваемого воздухоохладителя довольно проста: в нем отсутствуют трубные доски и воздухораспределительные камеры. Сопряжение коллекторов и оребрение трубок можно производить сваркой или высокотемпературной пайкой, при этом к коллекторам *1* и *4* можно приключать не один ряд трубок *2*, а несколько.

За счет указанных конструктивных особенностей и высокого коэффициента оребрения в этом воздухоохладителе при малом объеме и весе можно получить значительную поверхность теплообмена; поэтому данный воздухоохладитель можно располагать между патрубками отдельных цилиндров многоступенчатого компрессора или между воздухонагнетателем и цилиндром дизеля.

ГЛАВА VII

ПРЯМОТОЧНЫЙ ПАРОВОДЯНОЙ ПОДОГРЕВАТЕЛЬ

§ 32. АНАЛИЗ НЕКОТОРЫХ КОНСТРУКЦИЙ ПАРОВОДЯНЫХ ПОДОГРЕВАТЕЛЕЙ

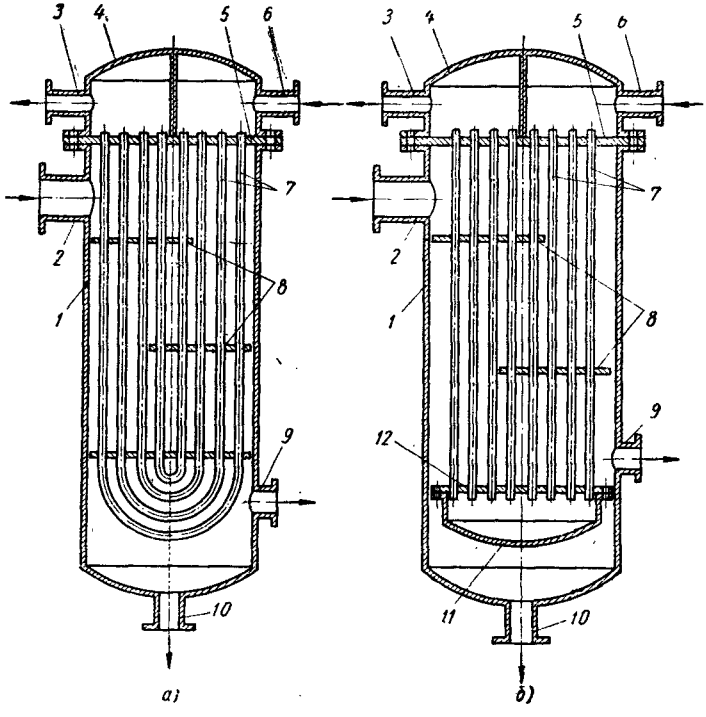
Схема наиболее распространенной конструкции регенеративных подогревателей низкого и повышенного[1] давления паротурбинных установок показана на фиг. 64, *а*. Он состоит из корпуса *1*, водяной камеры *4* с перегородками и трубного пучка, включающего трубную доску *5*, закрепленные в ней U-образные трубки *7* и поперечные сегментные перегородки *8*. Нагреваемая вода через входной патрубок *6* поступает в один отсек водяной камеры, двигаясь по изогнутым трубкам сначала вниз, затем вверх (в данном случае в два хода) и, пройдя через второй отсек водяной камеры, поступает в сливной патрубок *3*. Располагая надлежащим образом перегородки в водяной камере, можно создать любое четное число ходов воды. Греющий пар через патрубок *2* в верхней части корпуса поступает в межтрубное пространство, разделенное сегментными поперечными перегородками, через трубки передает тепло нагреваемой воде, где, конденсируясь, стекает вниз. В нижней части корпуса имеется патрубок *10* для дренажа конденсата греющего пара и патрубок *9* для отвода воздуха, проникающего в аппарат. В данном случае применение U-образных трубок возможно и целесообразно, так как при этом конденсат не дает отложений и устраняются термические напряжения (сами трубки свободно удлиняются).

Схема станционного теплофикационного подогревателя («бойлера») распространенной конструкции показана на фиг. 64, *б*. Существенное отличие их от предыдущей конструкции состоит в применении прямых трубок для удобства чистки в них накипи, образуемой вследствие использования более жесткой воды. Помимо верхней водяной камеры *4* с трубной доской *5*, имеется нижняя подвижная (подвесная) водяная камера *11* с трубной доской *12*.

[1] Подогревателями повышенного давления называем подогреватели высокого давления в установках среднего давления; расчетное давление воды в них обычно находится в пределах 40—80 *ат*.

Это дает возможность компенсировать разные термические удлинения корпуса и трубок.

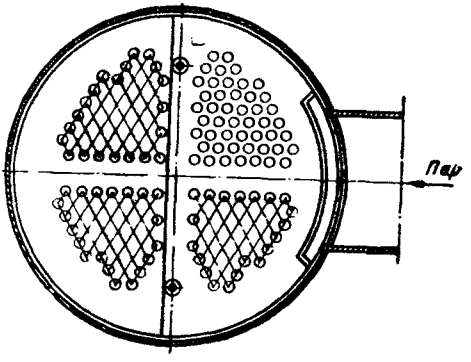
Назначение поперечных перегородок *8* в рассматриваемых конструкциях — обеспечить поперечное обтекание трубок пучка паром с целью увеличения коэффициента теплоотдачи. Фактически дви-



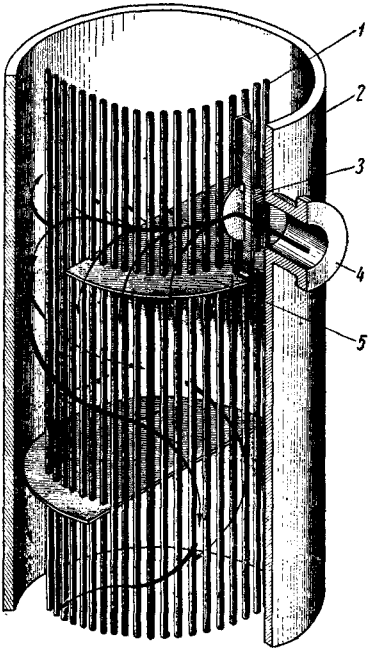
Фиг. 64. Схемы типовых пароводяных подогревателей:
а — регенеративного низкого давления; *б* — теплофикационного.

жение пара в действующих подогревателях носит иной характер. На фиг. 65 показано сечение подогревателя низкого давления типа ПН-30 конструкции НЗЛ (Невского машиностроительного завода имени Ленина). Здесь между трубным пучком и корпусом имеется кольцевой зазор, величина которого в разных аппаратах составляет 30—100 *мм* с каждой стороны (в некоторых конструкциях и больше). Устройство таких зазоров рекомендуется и в литературе по расчету [1]. Указанные зазоры частично используются для размещения каркаса трубного пучка, состоящего из уголков и полос. Между корпусом и поперечными перегородками имеются «технологические» зазоры порядка 5—14 *мм*. Согласно «Правил технической эксплуатации электрических станций и сетей» [41], против паровпускного патрубка в корпусе устанавливается пароотбойный щиток. Такое движение пара показано на фиг. 66. В этом слу-

чае пар, при входе отражаясь от пароотбойного щитка, поступает в кольцевое пространство между корпусом и трубным пучком. Отсюда часть пара со всех сторон поступает в пучок с небольшой скоростью (поэтому при расчете таких аппаратов скоростного эффекта пара не учитывают), а остальная часть пара через зазоры между корпусом и поперечной перегородкой перетекает в следующий отсек. Сказанное подтверждается измерением температуры корпуса [37], которая при перегретом паре под паровпускным патрубком (ниже перегородки) была выше температуры насыщения пара. Такое повышение температур может быть вызвано только протечкой пара через зазор между корпусом и поперечной перегородкой. Поскольку пар поступает в пучок из кольцевого пространства у корпуса, то можно полагать, что по оси трубного пучка создается зо-



Фиг. 65. Поперечный разрез регенеративного подогревателя низкого давления ПН-30.



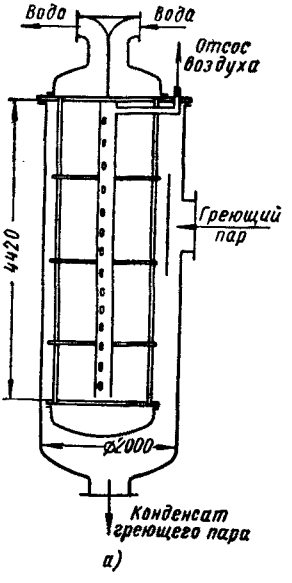
Фиг. 66. Схема движения пара в трубном пучке водоподогревателя типовой конструкции:

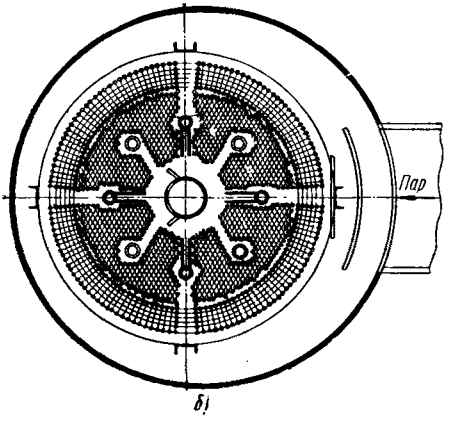
1 — трубки; *2* — корпус; *3* — пароотбойный щиток; *4* — паровпускной патрубок; *5* — сегментные поперечные перегородки (стрелки — движение пара).

на паровоздушной смеси с относительно большой концентрацией воздуха, поскольку отвод его не обеспечен.

На фиг. 67 показан весьма распространенный вертикальный теплофикационный подогреватель типа БО-550 ($F = 550$ м^2). Конструктивная особенность его заключается в подводе пара с небольшой скоростью ко всей наружной поверхности трубного пучка, который расположен эксцентрично к корпусу. Таким образом, между пучком и корпусом по всей высоте аппарата остается большое свободное серповидное пространство для прохода пара, подаваемого по середине его высоты. Из этого пространства пар с не-

большой скоростью (большая поверхность по периферии пучка и радиальная разбивка трубок) поступает в трубный пучок по направлению к его оси. Для отвода воздуха по оси пучка предусмотрена воздухоотсасывающая труба с отверстиями по всей длине. Из анализа, произведенного автором [11] для данного аппарата, вследствие небольшой скорости пара при поступлении его в пучок величина ско-





Фиг. 67. Основной теплофикационный подогреватель типа БО-550:
а — вертикальный разрез (схема); *б* — горизонтальный разрез.

ростного коэффициента незначительно отличается от единицы ($\beta_{ск} = 1{,}025$).

Существенным недостатком рассмотренных конструкций регенеративных подогревателей низкого и повышенного давления и теплофикационных подогревателей является невысокое использование их объема, которое можно оценить коэффициентами заполнения $\eta_{тр}$ и использования $u_{тр}$ трубной доски. Коэффициент заполнения трубной доски $\eta_{тр}$ — это отношение действительного количества трубок в пучке к числу трубок, которое можно разместить при данном шаге треугольной разбивки и при полном использовании площади трубной доски. Коэффициент использования трубной доски $u_{тр}$ — отношение общего сечения всех трубок (по наружному диаметру) к площади трубной доски. В табл. 11 приводятся значения $\eta_{тр}$ и $u_{тр}$, отнесенные к внутреннему диаметру корпуса для серийных регенеративных и теплофикационных пароводяных подогревателей, сконструированных и изготовляемых разными заводами. Значения этих коэффициентов подсчитаны по формулам

$$\eta_{тр} = 1{,}1\left(\frac{t}{D_{тр}}\right)^2 \cdot N; \quad u_{тр} = \left(\frac{d_н}{D_{тр}}\right)^2 \cdot N,$$

где N — общее число трубок в пучке;
$d_н$ — наружный диаметр трубок;
t — шаг треугольной разбивки;
$D_{тр}$ — внутренний диаметр корпуса.

Таблица 11

Коэффициенты заполнения $\eta_{тр}$ и использования $u_{тр}$ трубной доски серийных пароводяных подогревателей

Тип	ПН-30	ПН-40	ПВ-60	ПВ-100	БО-200	БО-350	БО-550	БП-200	БП-300	БП-550
$\eta_{тр}$	0,383	0,476	0,378	0,388	0,422	0,366	0,355	0,424	0,483	0,556
$u_{тр}$	0,201	0,229	0,182	0,187	0,223	0,193	0,186	0,225	0,254	0,293

Из табл. 11 видно, что коэффициент заполнения трубной доски лежит в пределах $\eta_{тр} = 0{,}355 \div 0{,}556$, а коэффициент использования трубной доски $u_{тр} = 0{,}182 \div 0{,}293$. Из-за низких значений этих коэффициентов объемы (габариты) и вес данных аппаратов являются завышенными.

Для регенеративных подогревателей низкого и повышенного давления и холодильников эжекторов к турбинам небольшой мощности (750—6000 *квт*) Калужский турбинный завод выпускает «винтовые» подогреватели; автор конструкции Л. И. Быховский [16], [11]. Особенность этой конструкции состоит в том, что нагреваемая вода поднимается по нескольким параллельно включенным змеевикам, а обогревающий пар идет противотоком по спиральному каналу, образованному винтовыми перегородками. В результате высоких скоростей теплоносителя в этом случае достигается существенная интенсификация теплообмена (см. ниже), но при этом возрастают сопротивления. Недостатком данной конструкции, помимо усложнения изготовления, является небольшая удельная поверхность теплообмена f и довольно значительный вес b на единицу поверхности теплообмена. Относительно большие значения объема и веса на единицу поверхности объясняются сложной системой водяных коммуникаций внутри аппарата и значительным количеством винтовых перегородок.

Термические сопротивления со стороны пара и воды

Расчетный анализ ряда серийных пароводяных подогревателей показывает, что коэффициент теплоотдачи со стороны нагреваемой воды выше, чем со стороны конденсирующегося пара. Чем выше температура в подогревателе, тем соотношение этих величин обычно больше. Указанная зависимость коэффициента теплоотдачи от температуры при турбулентном движении воды в трубках со-

гласно критериальной формулы $Nu = 0{,}023Re^{0,8}Pr^{0,4}$ определяется значением комплекса физических параметров воды $B = \frac{\lambda^{0,6} c_p^{0,4} \gamma^{0,8}}{\mu^{0,4}}$. А коэффициент теплоотдачи в зависимости от температуры конденсирующегося пара определяется по общеизвестной формуле Нуссельта комплексом $A = \sqrt[4]{\frac{3600\gamma^2\lambda^3 r}{\mu}}$. В выражениях B и A все физические величины относятся к воде. Если при 0 °С условно принять гношение $\frac{B}{A}$ за единицу, то с повышением температуры это отошение возрастает:

температура в град.	0°	50°	100°	150°	200°
относительное значение $\frac{B}{A}$ . . .	1	1,17	1,29	1,39	1,50

Изложенное подтверждается данными из произведенного расчетного анализа некоторых водоподогревателей. Для регенеративного подогревателя низкого давления типа ПН-30 при давлении греющего пара $p_1 = 0{,}522$ *ата* и скорости воды $w_2 = 1{,}235$ *м/сек* в в латунных трубках диаметром 19/17 *мм* коэффициент теплоотдачи с паровой стороны $\alpha_1 = 5430$ *ккал/м² ч* °С, то с водяной стороны он будет $\alpha_2 = 6300$ *ккал/м² ч* °С — на 16% больше.

Для теплофикационного водоподогревателя БО-550 при давлении пара $p_1 = 1{,}232$ *ата*, скорости воды $w_2 = 1{,}32$ *м/сек* в латунных трубках диаметром 19/17,5 *мм*, коэффициент теплоотдачи с паровой стороны $\alpha_1 = 5590$, а с водяной $\alpha_2 = 7120$ *ккал/м² ч* °С. Если отнести его к наружной стороне трубок, то и в этом случае $\alpha_2 = 6560$ *ккал/м² ч* °С — на 17,5% будет выше, чем с паровой стороны.

Для подогревателя высокого давления со спиральными трубками типа ПВСС Таганрогского котельного завода (при давлении пара $p_1 = 31$ *ата* и весовой скорости воды $(w\gamma)_2 = 2490$ *кг/м²сек* в стальных трубках диаметром 32/24 *мм*), коэффициент теплоотдачи с водяной стороны $\alpha_2 = 21\,800$, а отнесенный к наружной стороне трубок $\alpha_2 = 16\,350$. С паровой стороны коэффициент $\alpha_1 = 5420$, и с учетом скоростного коэффициента $\alpha_1 = 7160$ *ккал/м² ч* °С, т. е. в 2,28 раза меньше, чем с водяной стороны.

Аналогичные результаты получены в детальном расчете, выполненном Харьковским турбинным заводом для трех подогревателей высокого давления к турбине ПВК-150. При этом давление пара составляет $p_1 = 11{,}75$; 20,09 и 31,24 *ата*; скорость воды в трубках находится в пределах 2,37—2,535 *м/сек*; коэффициент теплоотдачи с водяной стороны 18 400—21 300; а с паровой стороны (отнесенный к внутренней стороне трубок) 7000—8300 *ккал/м² ч* °С, т. е. примерно в 2,6 раза меньше (по отдельным подогревателям это соотношение лежит в пределах 2,41—2,76 раза).

Для сопоставления приведенных выше данных представляет интерес результат расчетного анализа 12 «винтового» подогрева-

теля повышенного давления типа ПВ-15 конструкции Калужского турбинного завода. В этом подогревателе хорошо использован скоростной эффект конденсирующегося пара. Так например, при давлении пара $p_1 = 5$ *ата*, весовой скорости воды $(\omega\gamma)_2 = 1770$ *кг/м²сек* в стальных трубках 30/25 *мм* коэффициент теплоотдачи с водяной стороны $\alpha_2 = 13\,400$ *ккал/м²ч °С*, а с паровой $\alpha_1 = 16\,800$, т. е. на 25% больше, чем с водяной стороны.

Из сказанного выше нетрудно понять, что в типовых конструкциях пароводяных подогревателей из-за неиспользования скоростного эффекта пара их коэффициенты теплопередачи остаются сравнительно небольшими. Основная причина этому заключается в том, что при расчетах пароводяных аппаратов для определения коэффициента теплопередачи широко используется график, в котором влияние скорости пара не учитывается; поэтому и конструкторы при расчетах скорости истечения пара не придавали значения, а ограничивались лишь влиянием скорости воды и ее температуры, вводя соответствующие поправки на диаметр трубок.

Опыт эксплуатации и исследование «винтовых» подогревателей полностью подтверждает возможность существенной интенсификации теплообмена в пароводяных подогревателях за счет скоростного эффекта пара. Однако учитывая отмеченную выше сложность «винтовой» конструкции и относительно невысокие показатели ее по металлоемкости и использованию объема, возникает необходимость создания конструкции таких аппаратов, которые были бы лишены этих недостатков с одновременным обеспечением существенной интенсификации теплообмена за счет использования скоростного эффекта пара. В решении этой задачи следует учесть, что с водяной стороны легко обеспечивается высокий коэффициент теплоотдачи при скорости воды в трубках 1,5—2,5 *м/сек*. Во избежание эрозионного разрушения латунных трубок скорость течения пресной воды в них не должна превышать 3 *м/сек*. Гидродинамическое сопротивление подогревателей низкого и повышенного давления при указанных скоростях воды не превышает 5—8 *м вод. ст.* В подогревателях высокого давления со стальными трубками скорость воды обычно находится в пределах 2—3 *м/сек* и может доходить до 4—5 *м/сек*, при этом гидродинамическое сопротивление в них повышается до 20—35 *м. вод. ст.*

§ 33. ПРИНЦИПИАЛЬНЫЕ ОСОБЕННОСТИ ПАРОВОДЯНОГО ПРЯМОТОЧНОГО ПОДОГРЕВАТЕЛЯ[1]

Интенсификация теплообмена в аппаратах с конденсацией греющего пара (а тем более при наличии в паре воздуха), а следовательно, и уменьшение поверхности теплообмена, может быть достигнуто за счет следующих мероприятий: использования скоростного эффекта конденсирующегося пара; устранения застоя воздуха паровоздушной смеси в отдельных частях аппарата; обеспечения

[1] Авторское свидетельство № 107462 на имя С. С. Бермана.

постоянного отвода воздуха. Особенности предлагаемого прямоточного пароводяного подогревателя, заключаются в следующем:

1. Тангенциальный подвод пара к верхней части трубного пучка по его периферии в вертикальных аппаратах; в горизонтальных аппаратах — аналогичный подвод с одного конца аппарата. Благодаря этому обеспечивается равномерный подвод пара к пучку и равномерное его распределение по сечению пучка.

2. Движение пара в аппарате прямоточное, т. е. вдоль пучка, в том числе через отверстия в перегородках. Благодаря прямоточному движению пара по всему пучку устраняется возможность образования застойных участков; кроме того, весь воздух и другие неконденсирующиеся газы в вертикальных аппаратах собираются внизу, а в горизонтальных — в местах, противоположных впуску пара — оттуда производится удаление их и воздуха. Таким образом, с применением прямоточного движения пара в теплообменных аппаратах исчезают застойные участки скопления воздуха, благодаря чему отпадает необходимость расхода пара на продувание воздуха, что в конечном итоге приводит к повышению коэффициента теплоотдачи и повышению экономичности работы теплообменника.

Указанное обстоятельство в сочетании с большой скоростью течения пара весьма благоприятно сказывается в отношении интенсификации теплообмена для любых аппаратов, работающих с конденсацией греющего пара. Особое значение это имеет в аппаратах, работающих под вакуумом, и тем более в тех, куда пар поступает со значительным количеством воздуха (сальниковые подогреватели, холодильники эжекторов, охладители выпара деаэраторов и т. п.).

3. Уменьшение шага между трубками и зазора между трубным пучком и корпусом обеспечивает увеличение скорости пара, повышает коэффициент теплоотдачи и уменьшает габариты и вес аппарата.

Технико-экономическая эффективность данной конструкции слагается из следующих основных элементов: уменьшения расхода металла, в частности цветного; снижения тепловых потерь для каскадной продувки паровоздушной смеси и уменьшения размеров помещений для установки в них водоподогревателей с меньшими габаритами.

Скорость пара и паровое сопротивление. Целесообразно рассмотреть вопрос о предельно допустимой скорости пара в пароводяных аппаратах, Эта скорость может лимитироваться любым из перечисленных факторов, или же их совокупностью:

а) паровым сопротивлением аппарата;

б) понижением температуры пара (конденсирующегося) вследствие понижения давления, а, следовательно, и понижения температурного напора между паром и нагреваемой водой;

в) эрозией металла трубок.

Паровое сопротивление имеет весьма существенное значение для конденсаторов паровых турбин, где его величина, при всех прочих равных условиях, вызывает ухудшение вакуума; поэтому для этих аппаратов стремятся всемерно уменьшить паровое сопротивление.

Для пароструйных эжекторов возрастание парового сопротивления холодильников и всего парового тракта является также отрицательным фактором (правда, не особенно существенным), так как оно требует обеспечения в проточной части более высокой степени сжатия, а следовательно, и некоторого увеличения расхода свежего пара.

Для регенеративных и теплофикационных подогревателей возрастание парового сопротивления без учета понижения температуры пара (о чем будет сказано ниже) значения не имеет. Обычно конденсат пара из первого дренируется в соседний подогреватель более низкого давления, причем разность давлений в двух соседних аппаратах (вследствие чего происходит дренаж), как правило, будет значительно больше, чем возможное паровое сопротивление аппарата.

Понижение температуры конденсирующегося пара из-за падения давления и обусловливаемое этим уменьшение температурного напора между паром и нагреваемой водой могут иметь существенное значение. Для конденсаторов паровых турбин, работающих при невысоком температурном напоре, а также для пароводяных теплообменников, в которых с целью повышения коэффициента теплоотдачи применяются большие скорости пара, это понижение температур особенно ощутимо, поэтому при конструировании аппаратов с использованием скоростного эффекта, в частности, прямоточных, необходимо учитывать понижение температурного напора, образуемого паровым сопротивлением и сопоставлять его с повышением коэффициента теплоотдачи с паровой стороны.

Эрозия, представляющая механический износ материала от воздействия потока, обусловливается величиной динамического напора (давления) $p_{дин} = \frac{\gamma w^2}{2g}$ *кг/м*^{2}.

На основе анализа работы ряда аппаратов [11, стр. 25] скорость пара или газа, допустимая по условиям противоэрозийной стойкости латунных трубок при их:

поперечном обтекании . . . $w = 30\sqrt{v}$ *м/сек*

продольном обтекании . . . $w = 80\sqrt{v}$ *м/сек*

(эта формула соответствует динамическому напору 318 *кг/м*^{2}), где v — удельный объем газа или пара в *м*^{3}/*кг*.

Для стальных трубок скорости допустимые до эрозийной стойкости могут быть выше.

При выборе скорости пара в стальных трубках может быть использован опыт пароперегревателей котельных агрегатов, где скорость пара принимается в пределах 15—25 *м/сек* при 30—35 *ата* и 12—18 *м/сек* для более высоких давлений; при больших скоростях имеет место большое падение давления и поэтому они применяются только в особых случаях [46, стр. 169]. Указанным скоростям соответствует динамический напор 170—550 *кг/м²*.

§ 34. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ МОДЕЛЕЙ ПРЯМОТОЧНОГО ПОДОГРЕВАТЕЛЯ

Целевое назначение работы

а) Экспериментальное исследование влияния на теплообмен и паровое сопротивление скоростного эффекта при движении конденсирующегося пара в межтрубном пространстве вдоль трубного пучка в диапазоне давлений пара 1,5—7 *ата*. Необходимость такого исследования вызывается отсутствием данных о роли скоростного эффекта конденсирующегося пара в трубных пучках теплообменных аппаратов, так как проводимые до сего времени исследования выполнялись только для одиночных трубок.

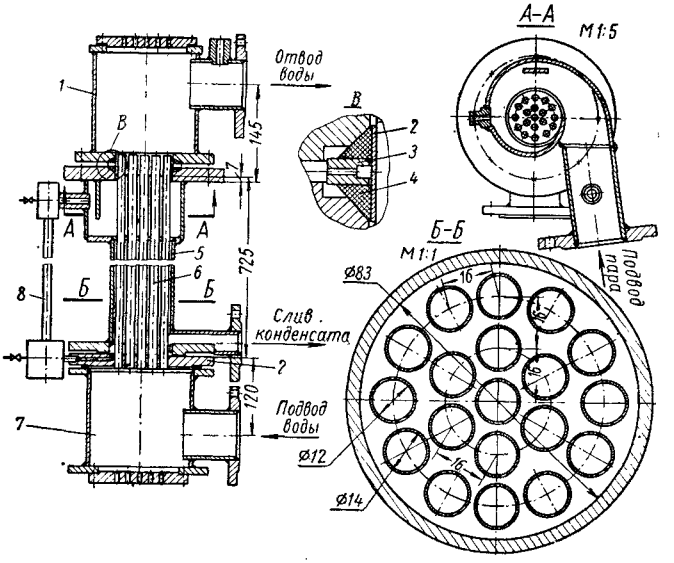
б) Экспериментальное исследование влияния скоростного эффекта на теплообмен при движении конденсирующегося пара в отверстиях промежуточных перегородок.

в) На основе полученных данных экспериментального исследования разработать проект опытного образца прямоточного регенеративного подогревателя для паровой турбины ВПТ-50.

Экспериментальные модели

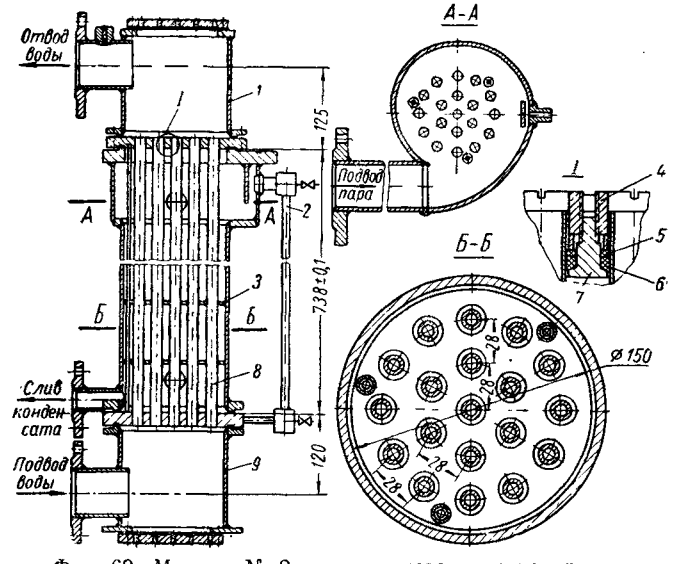
Исследование влияния скоростного эффекта пара в межтрубном пространстве на теплообмен и сопротивление производилось на двух вертикальных паровых моделях прямоточных регенеративных подогревателей, изготовленных с учетом вышеуказанных особенностей. Обе модели имеют одинаковую поверхность теплообмена, составленную из девятнадцати латунных трубок диаметром 14/12 *мм* с рабочей длиной 725 *мм*. Модель № 1 имеет плотную концентрическую разбивку трубок с малым относительным шагом $\psi = \frac{t}{d_н} = \frac{16}{14} = 1{,}1425$ (фиг. 68), а модель № 2 — разбивку трубок с большим относительным шагом $\psi = \frac{28}{14} = 2$ (фиг. 69). Во всем остальном модели идентичны. Поверхность теплообмена каждой модели (по наружному диаметру трубок) равна 0,606 *м²*. Скоростной эффект пара весьма сильно сказывается в модели № 1 и практически незначителен в модели № 2.

Исследование влияния скоростного эффекта пара в отверстиях промежуточных перегородок производилось на модели № 2. Для чего в этой модели предусмотрена съемная верхняя трубная доска



Фиг. 68. Модель № 1 прямоточного подогревателя:

1 — камера водяная верхняя; *2* — доска трубная; *2* — кольцо; *4* — уплотнение; *5* — корпус; *6* — пучок трубный; *7* — камера водяная нижняя; *8* — стекло водомерное.



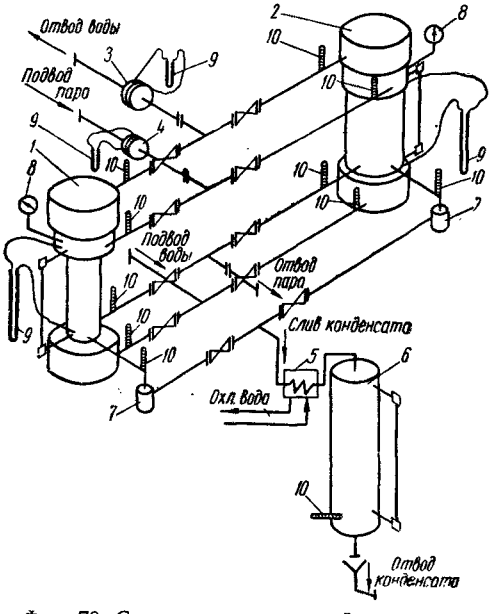
Фиг. 69. Модель № 2 прямоточного подогревателя:

1 — камера водяная верхняя; *2* — стекло водомерное; *3* — перегородки; *4* — гайка сальниковая; *5* — кольцо уплотнительное; *6* — набивка сальниковая; *7* — доска трубная; *8* — пучок трубный; *9* — камера водяная нижняя.

(сальниковое крепление трубок), что дает возможность устанавливать в рабочем пространстве модели любые комбинации промежуточных перегородок без переделки модели. Так как скоростной эффект пара в межтрубном пространстве модели № 2 практически на теплообмен не сказывается, то здесь имеется возможность исследовать «чистое» влияние скоростного эффекта пара в отверстиях межтрубных перегородок путем установки перегородок с различными диаметрами отверстий.

Экспериментальная установка и методика испытаний

На испытательном стенде (фиг. 70) установлены обе модели пароводяных подогревателей. Пар к моделям подводится от парового котла с пароперегревателем, конденсируясь, сливается через гидрозатворы и змеевиковый охладитель конденсата в мерный бак, откуда конденсат поступает в общий конденсатный бак. В качестве охлаждающей воды в опытной установке применен конденсат, исключающий отложения накипи в трубках подогревателей. Охлаждающая вода циркулирует по замкнутому контуру, проходя через модели подогревателей, циркуляционный насос и водоводяной теплообменник, где она охлаждается водопроводной водой (циркуляционный насос и водо-водяной теплообменник на схеме стенда не показаны).



Фиг. 70. Схема стенда моделей пароводяных подогревателей:

1 — модель прямоточного подогревателя № 1; *2* — модель прямоточного подогревателя № 2; *3* — шайба мерная по воде; *4* — шайба мерная по пару; *5* — охладитель конденсата; *6* — бак мерный для конденсата; *7* — гидрозатвор: *8* — манометр; *9* — дифференциальный манометр; *10* — термометры.

Охлаждение конденсата греющего пара в змеевиковом охладителе производится также водопроводной водой. Во время проведения исследований на одной из моделей вторая отключалась.

При исследовании производились следующие измерения (см. фиг. 70):

температур' пара на входе в модель, конденсата на выходе из модели, а также температуры конденсата в мерном баке;

температур охлаждающей циркуляционной воды на входе и выходе из модели;

давления пара на входе в модель;

парового сопротивления модели;

расхода пара;

расхода циркуляционной воды.

Температуры измерялись ртутными термометрами: по циркуляционной воде с точностью до 0,1 °С, а по пару и конденсату с точностью до 0,5 °С.

Замер давления пара на входе в модель производился с помощью образцового манометра с точностью до 0,05 *кг/см²*.

Определение расхода пара производилось по замеру расхода конденсата с помощью мерного бака. В ряде опытов расход пара контролировался также с помощью нормальной диафрагмы, установленной в пароподводящем патрубке. Перепад давления на диафрагме и паровое сопротивление модели измерялись ртутными дифференциальными манометрами ДТ-50.

Расход циркуляционной охлаждающей воды измерялся посредством замера перепада давления на нормальной диафрагме с помощью U-образного ртутного дифференциального манометра. Кроме указанных измерений, в первоначальных сериях опытов также определялись температуры в трех точках наружной стенки корпуса моделей с помощью зачеканенных термопар (на схеме не показаны) с целью определения потерь тепла в окружающую среду. Как показали произведенные расчеты, потери тепла наружу не превышают 0,2% от общего количества передаваемого при конденсации пара тепла.

В последующих опытах эти замеры температур стенки корпуса моделей не производились.

Для проведения опытов пар в модели подавался слегка перегретый (чтобы избежать поступления влажного пара), температура его регулировалась перегревом в пароперегревателе. Заданное давление пара устанавливалось с помощью регулирования режимов работы парового котла и пароперегревателя и путем дросселирования пара вентилем на входе в модель подогревателя. Температура циркуляционной охлаждающей воды регулировалась изменением режима работы водоводяного теплообменника по охлаждению нагретой циркуляционной воды посредством изменения расхода охлаждающей водопроводной воды. Расход циркуляционной воды регулировался с помощью дросселирования ее вентилем. Уровень образующегося конденсата в паровом пространстве модели поддерживался по водомерному стеклу с помощью регулирования его расхода вентилем, установленным на выходе из гидрозатвора.

При проведении опытов замеры производились на установившемся режиме работы установки. Поддержание установившегося режима вели по температурам циркуляционной воды, пара и конденсата.

Методика обработки опытных данных

Последовательность обработки экспериментальных данных была следующая:

1. Подсчитывался расход циркуляционной воды и количество тепла, переданного воде.

2. Подсчитывались физические параметры пара и конденсата; расход пара, тепло, отданное паром при конденсации, и тепло переохлаждения конденсата.

3. Определялся среднелогарифмический температурный напор, средняя температура воды и ее физические параметры.

4. Подсчитывался коэффициент теплоотдачи со стороны воды по формуле

$$\mathrm{Nu} = 0{,}023\mathrm{Re}^{0,8}\,\mathrm{Pr}^{0,4}.$$

В связи с применением пара высоких температур и появлением возможности поверхностного кипения воды в трубках проводилась проверка применимости данной формулы на отсутствие кипения. Указанная проверка производилась путем сопоставления расчетной температуры внутренней поверхности трубок на выходе $t''_{ст,2}$ и температуры насыщения при давлении воды в трубках.

5. Определялся коэффициент теплопередачи, отнесенный к наружной поверхности трубок.

6. Определялся коэффициент теплоотдачи конденсирующегося пара α_1 при его движении.

7. Подсчитывался частный температурный напор со стороны пара Δt_1.

8. Подсчитывался скоростной коэффициент, учитывающий влияние скоростного эффекта конденсирующегося пара на интенсификацию теплообмена $\beta_{ск} = \frac{\alpha_1}{\alpha_{1,0}}$,

где $\alpha_{1,0}$ — коэффициент теплоотдачи от неподвижного пара по формуле С. С. Кутателадзе [35]:

$$\alpha_{1,0} = 0{,}16\lambda' \left(\frac{g}{\nu'^2}\right)^{1/3}\mathrm{Pr}'^{1/3} + \frac{(100 - 63\mathrm{Pr}'^{1/3})\,3600 g\mu' r'}{H\Delta t_1};$$

здесь λ' — коэффициент теплопроводности пленки конденсата;
ν' — коэффициент кинематической вязкости конденсата;
μ' — коэффициент динамической вязкости конденсата;
Pr' — критерий Прандтля для конденсата.

Значения физических констант берутся при температуре насыщения:

$r' = r + \Delta i_{пе}$ — теплота парообразования, включая теплоту перегрева;

$\Delta t_1 = t_н - t_{ст\cdot 1}$ — частный температурный напор между паром и стенкой трубки;

H — расчетная высота трубного пучка.

9. Подсчитывался комплекс, определяющий влияние трения движущегося пара о пленку конденсата

$$\Omega = \frac{\gamma''\bar{w}}{(\gamma'\gamma'')^{1/2}(g\nu')^{1/2}},$$

здесь γ' и γ'' — удельные веса конденсатной пленки насыщенного пара;

$\bar{w}$ — средняя расчетная скорость пара в трубном пучке в *м/сек*.

$$\bar{w} = \sqrt{\frac{w'^2 + w'w'' + w''^2}{3}},$$

где w' — скорость пара на входе в трубный пучок в *м/сек*;

w'' — скорость пара на выходе из трубного пучка в *м/сек*.

В проведенных опытах скорость w'' была равна нулю и поэтому

$$\bar{w} = \frac{w'}{1{,}733}.$$

10. Для сопоставления определялся скоростной коэффициент одиночных вертикальных трубок при смешанном стекании пленки конденсата (это имело место и в наших опытах) по формуле С. С. Кутателадзе

$$\beta^*_{ск} = 1 + 0{,}013\left(\frac{\gamma''}{\gamma'}\right)^{1/2} \cdot \frac{\bar{w}}{(g\nu')^{1/2}}. \qquad (76)$$

11. Представляется графическая зависимость $\beta_{ск}$ от комплекса Ω для трубного пучка.

Скоростной эффект пара в трубном пучке

Для определения влияния скоростного эффекта конденсирующегося пара на теплообмен и сопротивление при его движении в межтрубном пространстве сверху вниз вдоль вертикального трубного пучка было произведено испытание модели пароводяного подогревателя № 1 с малым относительным шагом $\psi = 1{,}1425$.

Упомянутые исследования проводились в диапазоне давлений пара от 1,4 до 7,4 *ата*; при этом скорость пара на входе в трубный пучок w' изменялась от 37 до 16,6 *м/сек*, а усредненная весовая скорость пара в межтрубном пространстве изменялась от 17,6 до 37,4 *кг/м² сек*. Во всех опытах стекание конденсатной пленки было смешанным.

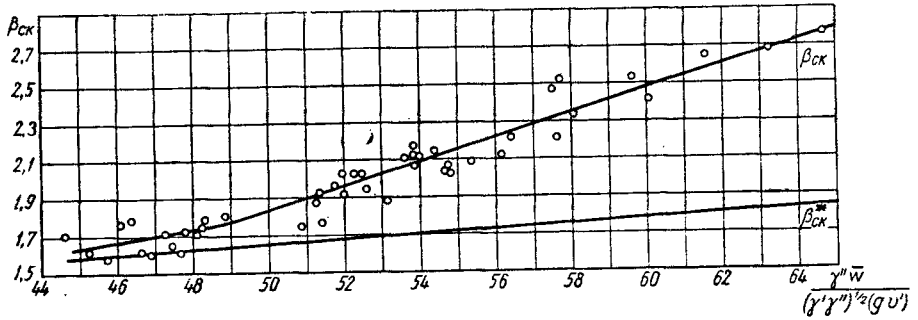
Давление воды на выходе из трубок в опытах было $p_в \geqq 2{,}5$ *ата*, а температура внутренней поверхности трубок $t''_{ст,2} < 125\,°C$, что указывает на отсутствие поверхностного кипения.

Результаты обработки опытных данных представлены на фиг. 71 в виде графической зависимости скоростного коэффициента $\beta_{ск}$ от комплекса

$$\Omega = \frac{\gamma'' w}{(\gamma'\gamma'')^{1/3}(g\nu')^{1/3}}.$$

На этой же фигуре нанесена также зависимость скоростного коэффициента для одиночной трубки $\beta^*_{ск}$ от Ω по уравнению (76).

В наших опытах комплекс физических величин, входящих в комплекс, изменялся в диапазоне от 2,66 до 1,42; комплекс Ω изменялся в диапазоне 45—65.



Фиг. 71. Зависимость $\beta_{ск} = f\left[\frac{\gamma'' w}{(\gamma'\gamma'')(g\nu')^{1/3}}\right]$ при:

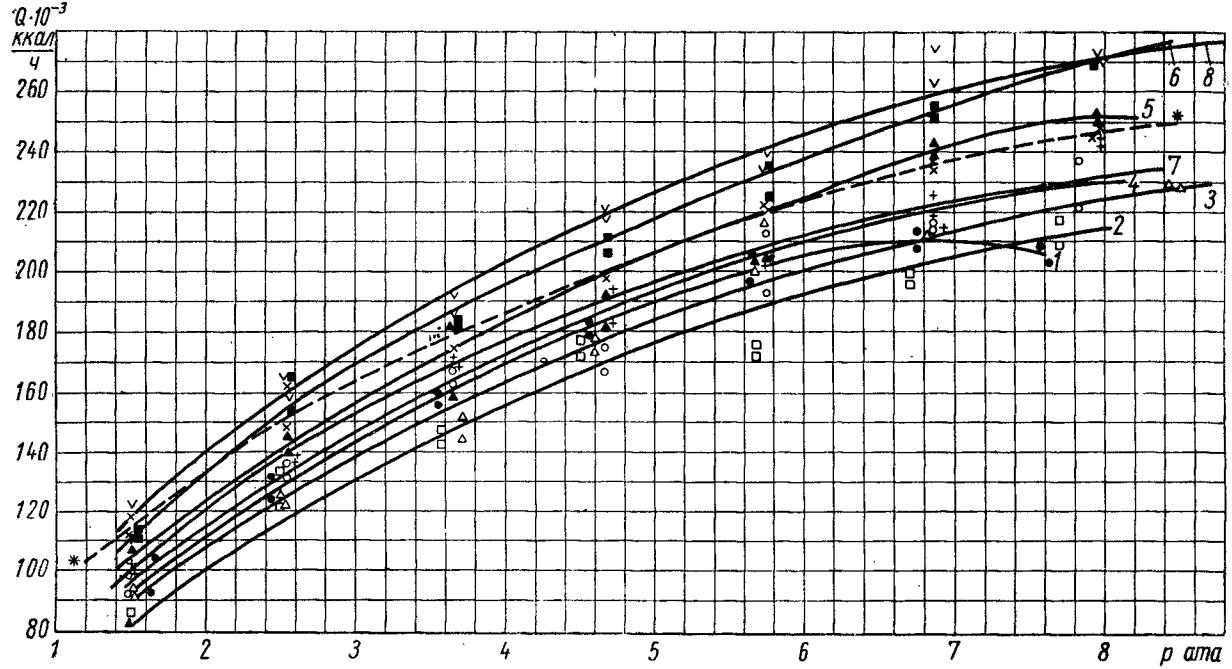
$\beta_{ск}$ — экспериментальная кривая; $\beta^*_{ск}$ — расчетная кривая для одиночной трубки по (76).

Результаты исследований показывают, что при полной конденсации пара на пучке в диапазоне значений комплекса $\Omega = 45—65$ скоростной коэффициент $\beta_{ск}$ меняется в пределах 1,6—2,8. Для пучка значение $\beta_{ск}$ больше, чем для одиночной трубки по формуле (76). Во всех опытах паровое сопротивление не превышало 0,12 *ата*, что соответствует снижению средней температуры насыщения на $\approx 0{,}5\,°C$.

Результаты исследований показывают, что применение ускоренного движения пара в трубных пучках теплообменных аппаратов дает значительное увеличение эффективности их работы и дает возможность сокращения их металлоемкости и габаритов при заданной тепловой мощности.

Роль промежуточных перегородок с отверстиями

Влияние на теплообмен промежуточных перегородок с отверстиями при конденсации пара было найдено при проведении исследования на модели № 2 пароводяного подогревателя с большим относительным шагом между трубками $\psi = 2{,}0$. В паровом



Фиг. 72. Зависимость $Q = f\left(\frac{S_{отв}}{S_{итр}}, p\right)$ с промежуточными перегородками по опытам:

1 — ●; *2* — □; *3* — △; *4* — ○; *5* — ▲; *6* — ■; *7* — +; *8* — *V* и кривая для неподвижного пара со значком ✱.

пространстве модели устанавливалось 11 перегородок на равных расстояниях по высоте модели (ниже пароподводящего патрубка). Каждая перегородка имела 19 отверстий одного диаметра, через которые были пропущены трубки теплообменника. Между каждой трубкой и перегородкой имелись кольцевые зазоры. Кроме того, была проведена серия опытов с различными отверстиями в перегородках.

Относительная величина площади проходного сечения указанных выше кольцевых зазоров (по отношению к площади проходного сечения для пара в межтрубном пространстве без перегородок) в опытах 1—8 отношение $\frac{S_{отв}}{S_{м.тр}}$ изменялось соответственно от 0,0874; 0,1164; 0,1400; 0,1768; 0,222; 0,3040 до 0,3435, т. е. возросло на 290%, при этом ширина кольцевого зазора h изменялась от 0,68; 1,13; 1,5; 2,0; 2,6; 3,1; 3,6 и до 4,1 *мм*. Результаты обработки опытных данных представлены на фиг. 72 кривыми 1—8 в виде зависимости количества переданного тепла Q от $\frac{S_{отв}}{S_{м.тр}}$ и давления пара p. На графике также нанесена пунктиром теоретическая кривая значений Q, рассчитанная для случая конденсации неподвижного пара при отсутствии перегородок. Во всем достаточно широком диапазоне изменения площадей кольцевых отверстий опыты не выявляют существенного эффекта от применения промежуточных перегородок с отверстиями. Увеличение количества переданного тепла при применении перегородок по отношению к соответствующим значениям при отсутствии перегородок в лучшем случае не превышает 10%. В ряде случаев установка перегородок приводила к отрицательному эффекту; поэтому в прямоточных подогревателях следует ограничиваться минимальным количеством промежуточных перегородок, необходимых только лишь для фиксации положения трубок и предохранения их от вибрации.

§ 35. ПРОЕКТ ОПЫТНОГО ОБРАЗЦА ПРЯМОТОЧНОГО ПОДОГРЕВАТЕЛЯ

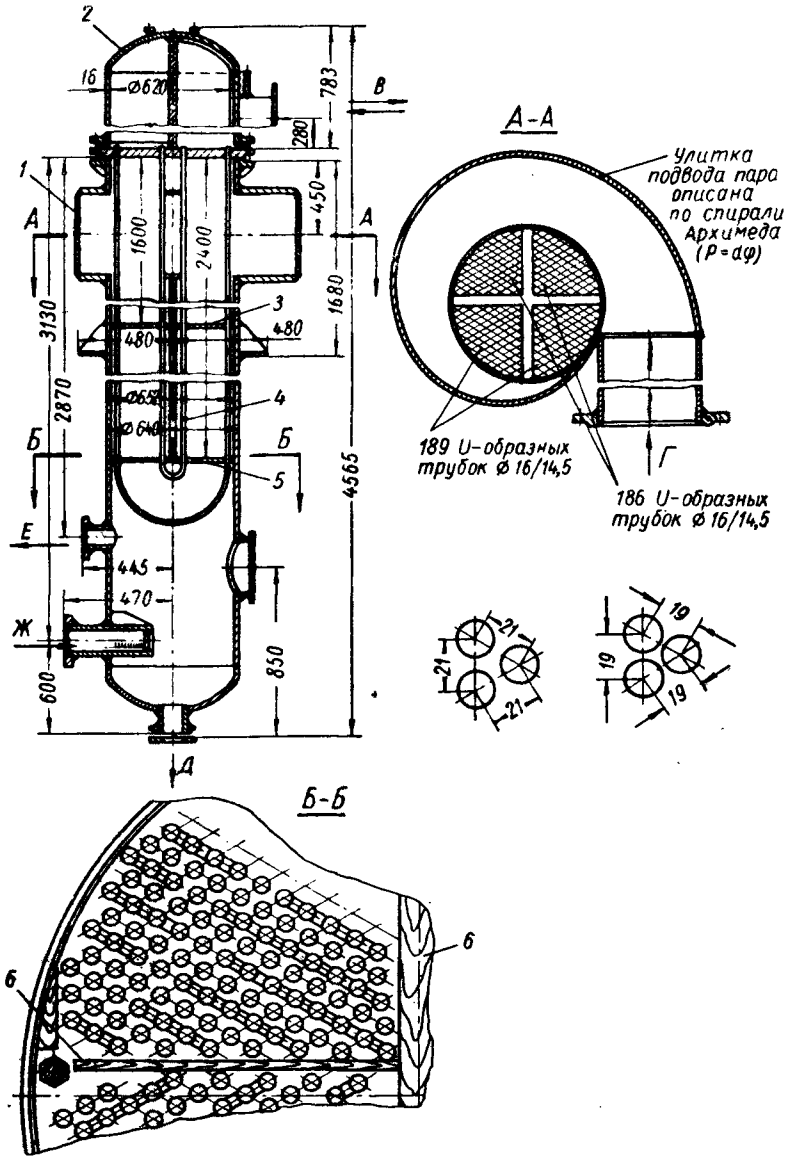
На основе проведенных экспериментальных исследований разработан проект опытного образца прямоточного подогревателя (фиг. 73) для паровой турбины ВПТ-50. Исходные данные взяты из теплового расчета турбинной установки для наиболее тяжелого режима работы регенеративного подогревателя низкого давления П-3.

Тепловая мощность $Q = 12{,}09 \cdot 10^6$ *ккал/ч*.

Давление греющего пара $p_1' = 4{,}24$ *ата*.

Расход нагреваемого конденсата 280,5 *т/ч*, нагрев от 97,6 до 140,1 °С.

Конструктивные данные были выбраны следующие: трубки латунные U-образные диаметром 16/14,5 *мм*, число ходов воды — 4; разбивка трубок треугольная с шагом 21 *мм* в первых двух ходах и 19 *мм* в третьем и четвертом. Для создания более равномерной



Фиг. 73. Прямоточный пароводяной подогреватель (опытный образец):
В — вход и выход воды; *Г* — вход пара; *Д* — выход конденсата; *Е* — отсос воздуха; *Ж* — подвод конденсата; *1* — корпус; *2* — камера водяная; *3* — перегородка; *4* — система трубная; *5* — перегородка нижняя; *6* — заполнитель.

скорости движения пара в трубных пучках различных ходов приняты разные шаги, так как в первых двух ходах идет более холодная вода, что вызывает больший расход пара, чем в третьем и четвертом ходах.

Согласно расчету при весовой скорости воды 2510 *кг/м² сек* коэффициент теплоотдачи со стороны воды $\alpha_2 = 15\,800$ *ккал/м²ч* °С, а со стороны пара — при значении $\beta_{ск} = 2{,}343$ этот коэффициент $\alpha_1 = 15200$, т. е. $\alpha_1 \approx \alpha_2$. Коэффициент теплопередачи $K = 6850$ *ккал/м² ч* °С. Расчетная поверхность теплообмена по наружному диаметру трубок $F_н = 91{,}6$ *м²*, в проекте принято $F = 101{,}5$ *м²* («запас» 10,8%). Гидравлическое сопротивление 6,9 *м вод. ст.*

Таблица 12

Сопоставление опытного прямоточного подогревателя с серийным

Подогреватель	ПН-130-6	Опытный образец	Экономия в % по отношению к ПН-130-6
Поверхность нагрева	130 *м²*	101,5 *м²*	22
Расход цветного металла	872 *кг*	680 *кг*	22
Расход черного металла	2573 *кг*	1230 *кг*	52

Подогреватель выполнен с тангенциальным подводом пара. Пустые места в трубной системе (ниже пароподводящего патрубка) заполняются рейками из дерева твердой породы для предотвращения прохода через них части потока пара помимо трубных пучков. Такая конструкция прямоточного движения пара обеспечивает отсутствие застойных мест скопления воздуха; поэтому патрубок для отвода паровоздушной смеси расположен несколько ниже, чем в конструкции серийного подогревателя ПН-130-6, на уровне низа трубного пучка, т. е. в месте наибольшей концентрации воздуха. Прямоточный подогреватель имеет две промежуточные перегородки с отверстиями для прохода пара и конденсата. Нижняя перегородка расположена таким же образом, как и в серийной конструкции. Средняя перегородка расположена по возможности ниже, размер свободной длины трубок от верхней трубной доски до промежуточной перегородки принят 1600 *мм* согласно соответствующим размерам в серийных пароводяных подогревателях ПН-100, ПН-130 *м* с трубками такого же диаметра.

Сопоставление ориентировочного подсчета веса опытного образца с серийным подогревателем ПН-130-6, устанавливаемым в системе регенерации турбины ВПТ-50, приведено в табл. 12.

Экономия цветного металла обусловлена уменьшением поверхности нагрева. Значительное снижение расхода черных металлов обусловлено не только уменьшением поверхности теплообмена, но и большей контактностью прямоточного подогревателя, которую можно оценить значением коэффициента использования трубной доски $u_{тр}$.

Для ПН-130-6 $u_{тр} = \left(\frac{d_н}{D_{тр}}\right)^2 \cdot N = \left(\frac{16}{1008}\right)^2 \cdot 1072 = 0{,}27$; для прямоточного $u_{тр} = \left(\frac{16}{640}\right)^2 \cdot 750 = 0{,}47$, т .е. в 1,74 раза больше; здесь $D_{тр}$ — внутренний диаметр корпуса.

Уместно указать (см. табл. 10), что для ряда серийных подогревателей $u_{тр} = 0{,}182 \div 0{,}293$.

Как показывает произведенный поверочный расчет ПН-130-6, для обеспечения тепловой мощности заданного режима, на которую спроектирован опытный образец, поверхность теплообмена серийного подогревателя ПН-130-6 должна быть увеличена с 130 до 164 $м^2$, т. е. на 26% от установленной. Отсюда следует, что при равной тепловой мощности обоих аппаратов можно получить еще большую экономию по общей металлоемкости и цветному металлу, чем указано в табл. 11.

Выводы

1. Произведено экспериментальное исследование влияния на теплообмен скоростного эффекта пара, конденсирующегося на трубных пучках теплообменных аппаратов. На основе произведенных исследований дана зависимость скоростного коэффициента от критерия, учитывающего трение между паром и пленкой стекающего конденсата.

Опыты показывают, что скоростной коэффициент при внешнем обтекании конденсирующимся паром трубного пучка значительно выше, чем при течении внутри одиночных трубок (по литературным данным).

Произведенные исследования показывают возможность значительной интенсификации теплообмена в аппаратах с конденсацией пара путем использования скоростного эффекта движущегося пара и снижения их металлоемкости и габаритов.

2. Определено влияние на теплообмен при конденсации пара промежуточных перегородок с отверстиями, устанавливаемых в межтрубном пространстве.

Произведенные исследования не обнаружили практически значимого эффекта от применения промежуточных перегородок с отверстиями. В ряде опытов установка промежуточных перегородок дала отрицательный результат.

На основе данных исследований следует сделать вывод о целесообразности применения в конструкциях прямоточных пароводяных подогревателей минимального количества промежуточных перегородок, необходимых только для фиксации положения трубок и предохранения их от вибрации.

3. Выполнен расчет и разработан проект опытного образца прямоточного пароводяного подогревателя для регенеративной схемы турбины ВПТ-50-3 вместо применяемого подогревателя низкого давления ПН-130-6.

Разработанный регенеративный подогреватель новой конструкции снижает поверхность теплообмена и, соответственно, расход цветного металла по сравнению с серийным подогревателем ПН-130-6 на 22%, а снижение расхода черных металлов на 52,0%.

Следует отметить, что проект прямоточного подогревателя выполнен для наиболее тяжелого режима работы подогревателя в системе регенерации турбины ВПТ-50-3. Из проверочного расчета серийного подогревателя ПН-130-6 явствует, что на данном режиме он не обеспечивает заданной тепловой мощности и требует увеличения его поверхности теплообмена. Это дает основание полагать, что при одинаковой тепловой мощности серийного аппарата и прямоточного можно получить еще большую экономию в расходе металла, в том числе цветного.

ГЛАВА VIII

ПАРОСТРУЙНЫЙ ЭЖЕКТОР С ПРОТИВОТОЧНЫМИ ХОЛОДИЛЬНИКАМИ

§ 36. СУЩНОСТЬ КОНСТРУКЦИИ

Пароструйные эжекторы широко применяются для отсоса воздуха, газов и паров из вакуумных аппаратов различного назначения, например, конденсаторов паровых турбин. Постоянно работающие эжекторы обычно выполняются двух- или трехступенчатыми и снабжаются промежуточными и внешними холодильниками для уменьшения работы сжатия (следовательно, экономии рабочего пара) и конденсации пара из паровоздушной смеси в целях сохранения конденсата.

В существующих конструкциях пароструйных эжекторов паровоздушная смесь на пути из проточной части в холодильник и в самом холодильнике неоднократно меняет свое направление. Эти обстоятельства приводят к увеличению парового сопротивления, а следовательно, к повышению степени сжатия и, соответственно, к увеличению расхода рабочего пара. Для интенсификации теплообмена в холодильнике скоростной эффект паровоздушной смеси, выходящей из проточной части эжектора, обычно не используется.

Для создания экономичного по расходу пара и легкого малогабаритного эжектора автором предложен[1] комплекс следующих мероприятий.

а) Использование скоростного эффекта выходящей из диффузора паровоздушной смеси для интенсификации теплообмена в холодильнике.

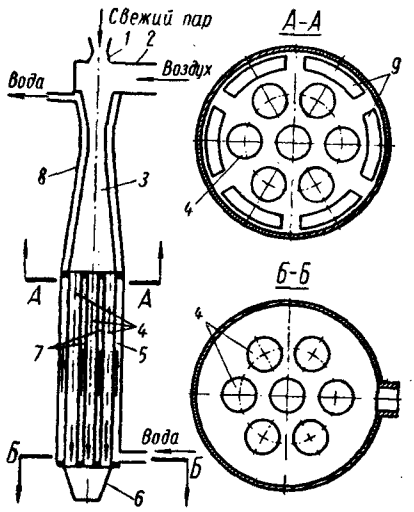
б) Конденсация пара внутри прямых вертикальных труб, где при большой скорости входящего паровоздушного потока достигается высокое значение коэффициента теплоотдачи. Конденсация пара обычно происходит на наружной поверхности труб.

в) Интенсивное наружное охлаждение водой проточной части диффузора эжектора, снимающее перегрев пара в паровоздушной смеси и обеспечивающее частичную конденсацию пара, приводящее к уменьшению расхода рабочего пара, затрачиваемого на сжатие.

[1] Авторское свидетельство № 124063 на имя С. С. Бермана.

г) Прямоточное направление движения паровоздушной смеси и воды в проточной части эжектора и в холодильнике для понижения сопротивлений пара и воды.

Схема одной ступени эжектора с противоточным холодильником показана на фиг. 74. Свежий пар, поступающий через сопло *1*, засасывает воздух через патрубок *2*. Паровоздушная смесь, выходящая из диффузора *3* с большой скоростью и без поворотов, поступает сверху в вертикальные трубы *4* холодильника *5*. Воздух с небольшой примесью пара выходит через патрубок *6* и поступает в следующие ступени эжектора, или из последней ступени выбрасывается наружу.



Фиг. 74. Пароструйный эжектор с противоточным холодильником (одна ступень); ——— охлаждающая вода; — — — паровоздушная смесь.

Охлаждающая вода, проходя в межтрубном пространстве *7* холодильника через вырезы *9*, имеющиеся в трубной доске, поступает в кольцевой канал между диффузором *3* и кожухом *8*. Этому кожуху должен быть придан профиль с минимальным гидравлическим сопротивлением, обеспечивающий высокий коэффициент теплоотдачи с водяной стороны. В результате этого и высокой скорости паровоздушной смеси в диффузоре достигается высокий коэффициент теплопередачи. Таким образом, благодаря прямоточному направлению, движения паровоздушной смеси и воды в проточной части эжектора и в его холодильнике с паровой и водяной сторон обеспечиваются также невысокие гидродинамические сопротивления.

§ 37. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНАЯ УСТАНОВКА И МЕТОДИКА ИССЛЕДОВАНИЯ

Назначение экспериментальной работы состояло в проверке эффективности особенностей предложенной конструкции, в частности, охлаждения диффузора, и конденсации пара, а также смеси его с воздухом, внутри вертикальных трубок холодильника. Кроме того, предстояло отработать проточную часть эжектора при работе на насыщенном паре давлением до 7 *ата* для получения данных при разработке пароструйного эжектора турбины ВПТ-50 с использованием выпара деаэратора взамен отбора пара из турбины. Следует отметить, что серийные эжекторы работают на перегретом паре давлением 13 (иногда 17) *ата* при температуре порядка 400 °С [9],

[14]. В дальнейшем вопросы отработки проточной части будут освещены очень кратко, лишь по мере необходимости обоснования проекта опытного образца.

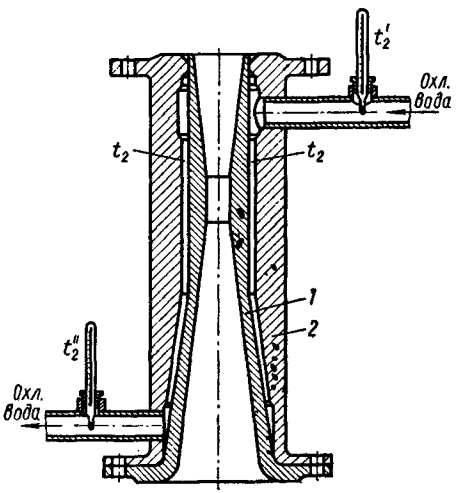
В основу разработки опытного эжектора были приняты следующие положения. По производительности он соответствует небольшому промышленному аппарату и рассчитан на расход насыщенного пара порядка 400—500 *кг/час*. Охлаждающая вода подводится раздельно к холодильникам и диффузорам; это дает возможность не только отдельно регулировать и измерять расход воды, но и отключать охлаждение диффузоров. Расход воды на охлаждение диффузоров и холодильников составлял $G_в = 6 \div 10$ *т/час*, что значительно меньше, чем в промышленных аппаратах, чтобы иметь возможность с достаточной точностью измерить по каждому диффузору и холодильнику перепад температуры воды (не менее $10 \div 15$ °С), в то время, как в промышленных аппаратах нагрев воды составляет около 2 °С. Эта особенность необходима для определения локальных коэффициентов теплопередачи и теплоотдачи при подсчете количества тепла, отбираемого охлаждающей водой от диффузора, и отдельных зон холодильника. Весьма существенным являлось обеспечение возможно больших значений коэффициента теплоотдачи с водяной стороны. При малых расходах воды это было достигнуто следующим образом. В диффузорах фиг. 75 вода идет по кольцевой щели шириной в 1—2 *мм*. При этом в диффузоре второй ступени удается обеспечить коэффициент теплоотдачи с водяной стороны порядка 5000—6000 *ккал/м² час* °С. В диффузоре же первой ступени вследствие несколько больших размеров при малых расходах воды нельзя было обеспечить достаточную скорость и поэтому коэффициент теплоотдачи составлял величину порядка 3000. В целях уменьшения термического сопротивления диффузоры изготовлены из алюминия. В холодильниках для обеспечения высокого коэффициента теплоотдачи при малом расходе воды установлены 12 поперечных сегментных перегородок (фиг. 76). Это также обеспечило возможность измерений средних температур воды в отдельных точках и определения по общеизвестным зависимостям параметров паровоздушной смеси по ходу потока. Обе ступени (проточная часть с холодильником) смонтированы в отдельных корпусах. Основные размеры проточной части, полученные в результате экспериментальной отработки, следующие (размеры даны в *мм*):

	I ступень	II ступень
Диаметр критического сечения сопла	9	11,4
Диаметр выходного сечения сопла	54	21
Расстояние от выходного сечения сопла до входного сечения конфузора	35	7
Диаметр входного сечения конфузора	80	52
Диаметр горловины	54	27
Длина диффузора (общая)	600	250
Длина горловины	100	50
Угол раствора диффузора	12°	12°

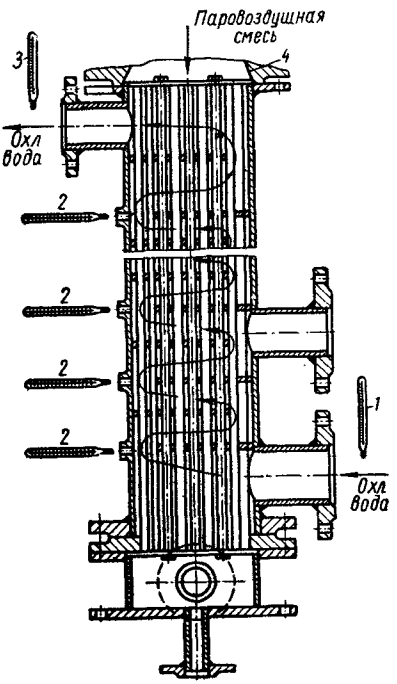
В каждом холодильнике 58 латунных трубок диаметром 14/12 *мм* длиной 800 *мм* с поверхностью охлаждения (по среднему диаметру) 1,8 $м^2$.

Схема испытательного стенда показана на фиг. 77. Основное оборудование стенда состоит из: опытного двухступенчатого пароструйного эжектора; «фиктивного» конденсатора (испаритель) для приготовления паровоздушной смеси; баков для хранения и замера конденсата; измерительно-контрольные приборы.

Эжектор питался от небольшого котла с пароперегревателем, паром давлением до 8 *ата* с перегревом на 2—3 °С. Воздух засасывался из помещения через калиброванную шайбу; расход его регулировался вентилем. При работе на сухом воздухе, последний подавался непосредственно на всасывание I или же II ступени в процессе их отработки. При работе эжектора на паровоздушной смеси сухой воздух поступал в испаритель и барботировался через воду (конденсат), нагретую электроспиралями до необходимой температуры. Приготовленная паровоздушная смесь засасывалась в эжектор. Конденсат, образовавшийся в I ступени, поступал в герметически закрытый бак, снабженный водоуказательным стеклом, откуда после окончания очередного испытания спускался. Конденсат из II ступени эжекто-



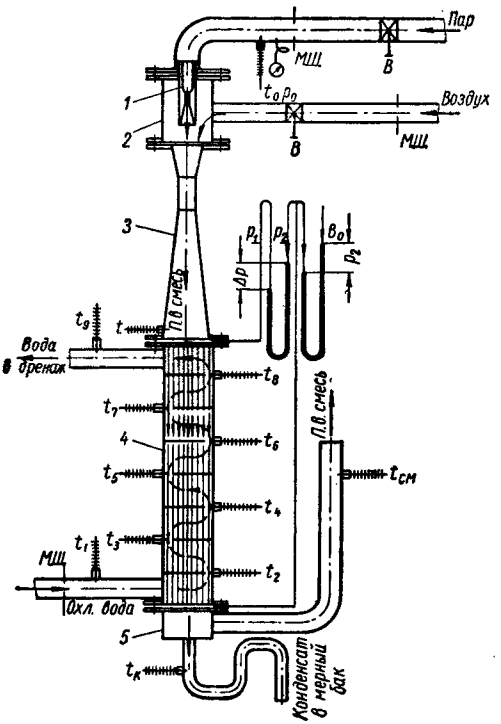
Фиг. 75. Охлаждаемый диффузор:
1 — диффузор; *2* — кожух диффузора.



Фиг. 76. Холодильник эжектора:
1 — замер температур входящей воды; *2* — замер температур воды в разных точках холодильника; *3* — замер температур выходящей воды; *4* — диффузор.

ра поступал в другой бак и оттуда забирался в котел, а воздух удалялся в атмосферу. Места установки измерительных приборов показаны на фиг. 77.

Методика проведения испытаний и обработка результатов. В процессе каждого испытания параметры рабочего пара поддерживались постоянными; при этом его давление измерялось пружинными манометрами с ценой деления 0,1 *ат*, температура — ртутным термометром со шкалой до 250 °С и с ценой деления в 1°. Плотность установки на вакуум периодически проверялась скоростью падения вакуума при отключенном эжекторе; допускалось падение не более 3—4 *мм рт. ст.* в *мин*. Изменение количества засасываемого воздуха при опытах производилось с помощью вентиля на всасывающей линии. Разрежение в приемной камере каждой ступени измерялось ртутными вакуумметрами; с периодической продувкой соединительной трубки. Абсолютное давление всасывания определялось по разности показаний ртутного барометра, установленного в помещении лаборатории, и вакуумметра установки.



Фиг. 77. Схема стенда для исследований эжектора:

1 — сопло; *2* — смесительная камера; *3* — диффузор; *4* — трубный пучок; *5* — конденсатосборник.

Расход воздуха определялся калиброванной шайбой по показаниям водяного и ртутного U-образного манометра. Эта шайба, а также и другие приборы измерения расхода воды и пара вместе с участками трубопроводов были протарированы по воде.

Расход воздуха подсчитывался по методике [43]. Аналогично этому при помощи измерительных шайб и ртутно-водяных манометров определялся расход воды, идущей на холодильники и диффузоры.

Расход рабочего пара определялся несколькими методами: во-первых, по давлению и температуре пара перед эжектором и критическому (минимальному) сечению рабочего сопла; во-вторых, по перепаду давления на мерных шайбах, установленных для каждой ступени эжектора. Дополнительная проверка

расхода производилась по замеру конденсата в баке, причем количество выбрасываемого с воздухом пара подсчитывалось по расходу воздуха и температуре паровоздушной смеси на выходе из ступени. Наконец, проверка расхода рабочего пара производилась еще также по расходу и нагреву охлаждающей воды.

Температура охлаждающей воды на входе в диффузоры и холодильники и на выходе из них, а также в отдельных точках холодильников (см. фиг. 76) измерялась ртутными термометрами с ценой деления 0,5°, что дало возможность производить отсчеты до 0,1 °С.

Паровое сопротивление трубных пучков холодильников измерялось дифференциальным манометром, заполненным водой, при этом точность отсчетов достигала 1 *мм вод. ст.* Длительность каждого опыта (при неизменных параметрах) составляла 5—10 *мин*; длительность измерения накопления конденсата в баках составляла 3—5 *мин*; при этом изменение уровня было не менее 30—50 *мм*.

Методика определения коэффициентов теплопередачи, теплоотдачи и удельных тепловых потоков в холодильниках и диффузорах изложена ниже при анализе результатов исследования.

§ 38. КОНДЕНСАЦИЯ ПАРА ВНУТРИ ВЕРТИКАЛЬНЫХ ТРУБОК ПУЧКА

Влияние на теплообмен скорости пара и давления

При конденсации пара внутри трубок имеет место непрерывное уменьшение скорости пара вследствие того, что сечение по ходу пара остается неизменным, а расход проходящего пара уменьшается. При совпадении направления движения пленки стекающего конденсата и конденсирующегося пара, имевшего место в опытах, увеличение скорости пара способствует ускорению стекания конденсатной пленки и уменьшению ее толщины и тем самым уменьшает ее термическое сопротивление. Влияние скорости пара на коэффициент теплоотдачи при конденсации характеризуется обычно скоростным коэффициентом $\beta = \frac{\alpha_1}{\alpha_0}$, где α_1 и α_0 — коэффициенты теплоотдачи при движущемся и «неподвижном» паре. В ряде опубликованных работ по теплообмену при конденсации движущегося пара результаты опытов представлены в виде зависимости β от физической скорости пара w [63], от w и давления пара p, от весовой скорости пара или паровоздушной смеси $w\gamma$ [10], [8] или от кинетической энергии потока $\frac{w^2\gamma}{2g}$, или просто от параметра $w^2\gamma$ [34], [24].

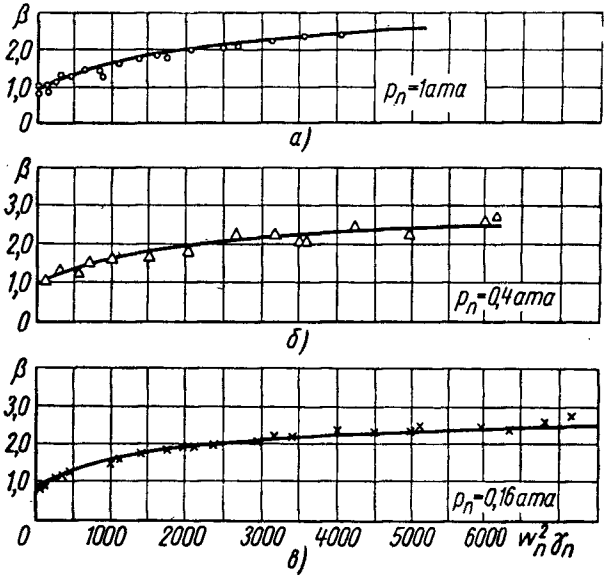
Опыты по конденсации пара внутри вертикальных трубок были проведены авторами в интервале давлений при: $p = 0{,}15 \div 1{,}05$ *ата*, скорости пара $w = 6 \div 270$ *м/сек*, и температурных напорах между паром и стенкой $\Delta t_1 = 10 \div 40$ °С и удельных тепловых потоках $q = (40 \div 360) \cdot 10^3$ *ккал/м² ч*. Обработка этих опытов

была произведена в системе координат $\beta = f(\bar{w}_n \gamma_n)$ и $\beta = f(\bar{w}_n^2\ \gamma_n)$, где $\bar{w}_n$ — средняя квадратичная скорость пара, подсчитываемая по формуле

$$\bar{w}_n = \sqrt{\frac{w_n'^2 + w_n' w_n'' + w_n''^2}{3}}$$

(w_n' и w_n'' — скорости пара при входе в трубки и выходе из них).

На фиг. 78 показаны зависимости скоростного коэффициента β от параметра $\bar{w}_n^2\ \gamma_n$ при различных давлениях пара $p_n = 1$; 0,4 и 0,16 *ата*. Проведенные опыты при конденсации практически чисто-



Фиг. 78. Зависимость $\beta = f(\bar{w}_n^2\gamma_n;\ p_n)$ по формулам (77) и (78) при:

а) $p_n \approx 1$ *ата*; *б)* $p_n \approx 0{,}4$ *ата*; *в)* $p_n \approx 0{,}16$ *ата*.

го пара в указанном диапазоне давлений, скоростей, тепловых напряжений и температурных напоров позволяют представить следующие зависимости:

при

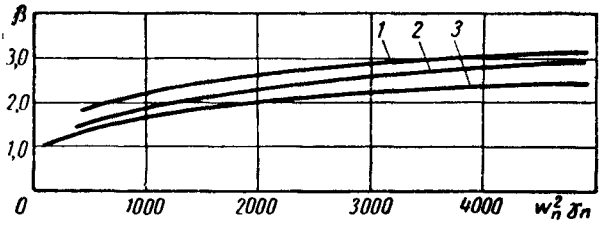
$$5000 > (w_n^2\gamma_n) > 300 \quad \beta = \frac{\alpha_1}{\alpha_0} = 0{,}30 p_n^{0,05} (\bar{w}_n^2\gamma_n)^{0,25}; \qquad (77)$$

$$300 \geqslant (\bar{w}_n^2\gamma_n) > 10 \quad \beta = \frac{\alpha_1}{\alpha_0} = p_n^{0,05} (\bar{w}_n^2\gamma_n)^{0,04}, \qquad (78)$$

где p_n — давление пара в *ата*;

α_0 — коэффициент теплоотдачи для неподвижного пара, подсчитываемый в зависимости от режима стекания конденсатной пленки [34], [61].

Уместно отметить, что обработка опытных данных в виде зависимости скоростного коэффициента β от средней весовой скорости $\bar{w}_n\gamma_n$ обнаружила довольно значительный разброс точек в опытах при различных давлениях p и температурных напорах Δt_1. Очевидно, параметр $w_n^2\gamma_n$, характеризующий динамический напор пара, более правильно отражает механическое взаимодействие парового потока и конденсатной пленки.



Фиг. 79. Зависимость $\beta = f(\bar{w}_n^2\gamma_n)$ для $p_n = 1$ *ата*:

1 — по расчетной формуле Гурвича; *2* — по расчетной формуле Кутателадзе; *3* — по экспериментальным данным— формулам (77) и (78).

Уместно отметить, что значения скоростного коэффициента, подсчитанные по формуле А. М. Гурвича [24],

$$\beta = 3{,}52\sqrt{\frac{w_n^2\gamma_n}{gH\gamma_в} + 0{,}0062}$$

и формуле С. С. Кутателадзе [35],

$$\beta = 1 + 0{,}013\left(\frac{\gamma''}{\gamma}\right)^{1/3}\frac{w''}{(g\nu)^{1/3}},$$

выведенным на основании опытов с более высоким давлением пара, получаются несколько большими, чем для исследованного нами диапазона давлений и скоростей (фиг. 79).

Локальные скоростные коэффициенты

Скорость парового потока $\bar{w}_n$, входящая в зависимости (77) и (78), является среднеквадратичной, поэтому и скоростной коэффициент β, а также коэффициент теплоотдачи $\alpha_1 = \beta\alpha_0$ являются средними по высоте трубок.

Трубный пучок был разделен сегментными перегородками на ряд секций (см. фиг. 76). Это дало возможность на отдельных участках измерять нагрев охлаждающей воды и по количеству пе-

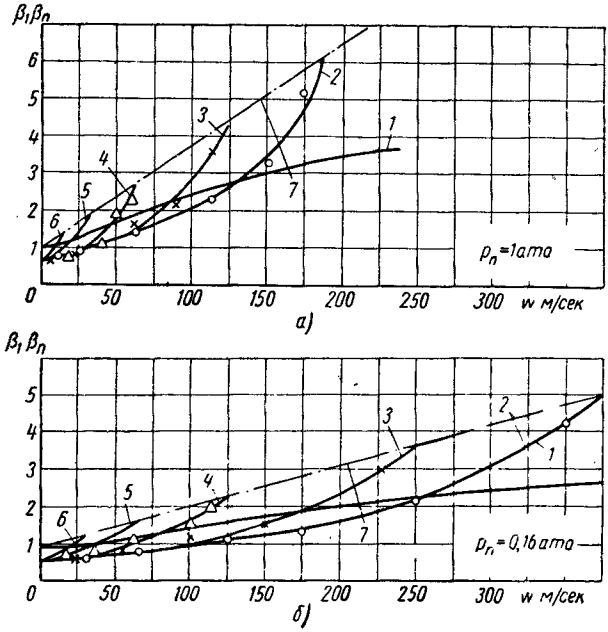
реданного тепла определить средние коэффициенты теплоотдачи со стороны пара на данном участке трубок $\bar{\alpha}_y$. Из анализа экспериментальных данных установлено, что в связи с небольшой высотой участков (около 60 *мм*) $\bar{\alpha}_y$ отличается от α_1 не более, чем на 2—3%. Удобным является представление локального коэффициента теплоотдачи со стороны пара в виде относительной величины (локального скоростного коэффициента $\beta_л$) в зависимости от скорости пара.

Для построения графиков зависимости $\beta_л$ по высоте трубок был принят следующий порядок обработки опытных данных. По расходу воды и перепаду ее температуры на данном участке подсчитывался удельный тепловой поток q, термические сопротивления с водяной стороны и самой стенки, а также средний температурный напор между паром и водой; подсчитывался коэффициент теплоотдачи с паровой стороны α_1 и частный температурный напор с паровой стороны $\Delta t_1 = \frac{q}{\alpha_1}$. Подсчитывался коэффициент теплоотдачи от неподвижного пара по [61]. Локальный скоростной коэффициент $\beta_л = \frac{\alpha_л}{\alpha_0}$.

Между средним и локальными коэффициентами имеется зависимость $\beta = \frac{1}{H}\int_0^H \beta_л \, dH$, где H — высота трубок. Отношение же локального коэффициента теплоотдачи при данной скорости парового потока к среднему коэффициенту теплоотдачи для неподвижного пара, найденному для всей длины трубок, и среднего значения температурного напора с паровой стороны $\bar{\Delta t}_1$, дает местный локальный коэффициент для данной скорости пара. Локальный скоростной коэффициент выше среднего скоростного коэффициента на начальном участке вертикального трубного пучка и ниже среднего на выходном участке. Уменьшение локального коэффициента конденсирующегося пара от входа в пучок к выходу является следствием как уменьшения скорости пара, так и увеличения термического сопротивления накапливающейся стекающей конденсатной пленки.

На фиг. 80 для давления пара $p_n = 1$ и 0,16 *ата* показано изменение среднего скоростного коэффициента β согласно зависимостей (77) и (78), причем для каждого значения β соответствующая скорость, показанная на оси абсцисс, является среднеквадратичной. На этой же фигуре по экспериментальным данным показано изменение локальных скоростных коэффициентов $\beta_л$ в зависимости от скорости парового потока на входе в трубный пучок w' до соответствующей скорости на выходе из пучка w''. Опыты были проведены при наличии небольшого выпара (до 10% от начального расхода пара), благодаря чему обеспечивалась конденсация пара на всей поверхности пучка.

Практический интерес представляет определение локальных коэффициентов теплоотдачи при любой скорости парового потока. Если известен расход пара, а следовательно, и скорость его на входе в пучок w' (конденсация, которая происходит по всей по-



Фиг. 80. Зависимость скоростных коэффициентов β и $\beta_л$ от скорости пара w при:

а) $p_п \approx 1$ *ата*; *1* — β ; *2, 3, 4, 5* и *6* — $\beta_л$ при $w_п$ = 150;
б) $p_п \approx 0{,}16$ *ата*; *1* — $\beta_{л.max}$; *2, 3, 4, 5* и *6* — $\beta_л$;
7 — $\beta_{л.max}$ при $w_п$ = 300; 200; 100; 50; 25 *м/сек*.

верхности охлаждения при наличии выпара до 10%) и известна выходная скорость w'', то $\beta_л$ для скорости w_1 может быть определен с помощью зависимостей, полученных на основе опытов:
при $10\,000 > w_1^2 \gamma_1 > 300$

$$\beta_л = \frac{2}{3} 0{,}30 p_п^{0,05} (w_1^2 \gamma_1)^{0,25} \left(\frac{w' - w''}{w' - w_1}\right)^{1/3}; \qquad (79)$$

при $300 \geqslant w_1^2 \gamma_1 > 10$

$$\beta_л = \frac{2}{3} p_п^{0,05} (w_1^2 \gamma_1)^{0,04} \left(\frac{w' - w''}{w' - w_1}\right)^{1/3}. \qquad (80)$$

Поскольку $w'' \leqslant 0{,}1w'$, то с погрешностью, не превышающую 30%, можно в этих формулах исключить выходную скорость w''.

Так как изменение давления насыщенного пара от входа до выхода из трубного пучка незначительно (только за счет парового сопротивления), то и температура пара и его удельный вес практически неизменны; поэтому изменение скорости пара пропорционально количеству несконденсировавшегося пара, т. е.

$$\frac{w' - w''}{w' - w_1} = \frac{G_к}{G_к - G_{1к}},$$

где $G_к$ — количество конденсата, полученного на всей высоте пучка, а $G_{1к}$ — количество конденсата, полученного на участке пучка ниже расчетного сечения при изменении скорости парового потока от w_1 до w''.

Зависимость между средним и локальными скоростными коэффициентами можно представить в следующем виде:

$$\beta_л = \frac{2}{3}\beta_{w_1}\left(\frac{G_к}{G_к - G_{1к}}\right)^{1/3}, \qquad (81)$$

где средний скоростной коэффициент β_{w_1} подсчитывается по уравнению (77) или (78) при среднеквадратичной скорости пара w_1.

На фиг. 80 по локальным скоростным коэффициентам для различных входных скоростей парового потока $w'_п$ проведена пунктирная линия.

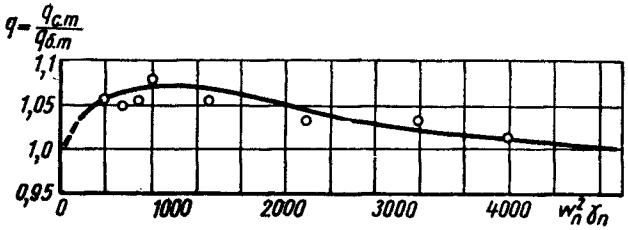
Зависимость (81) не применима для начального участка (при $G_{1к} \to G_к$). Максимальный локальный скоростной коэффициент на входе пара со скоростью w' может быть получен из зависимости

$$\beta'_л = p_п^{0,05} + 0{,}035 p_п^{3/4} \cdot w'. \qquad (82)$$

Турбулизация парового потока

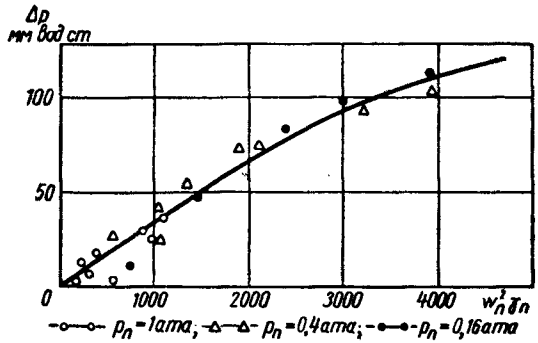
Обработка опытных данных, как и следовало ожидать, подтвердила, что верхняя половина трубного пучка более теплонапряжена, а в нижней его половине происходит конденсация только 20—30% конденсирующегося пара. Это привело к целесообразности интенсификации теплообмена в нижней части трубок путем установки турбулизирующих устройств. Назначение последних заключалось в том, чтобы срывать со стенки стекающую конденсатную пленку и перемешивать ее с закрученным паровым потоком. Возрастание парового сопротивления при этом должно быть незначительным. Турбулизаторы изготавливались из закрученных в пять витков металлических пластинок толщиной 0,5 *мм*, шириной, равной внутреннему диаметру трубок, и длиной 400 *мм*, т. е. на половину длины трубок. Устанавливаемые в нижней части трубок турбулизаторы плотно прилегали к поверхности и припаивались Приведенные выше опытные данные как по чистому пару, так и по паровоздушной смеси, были получены при наличии турбулизаторов.

На фиг. 81 для потока насыщенного пара (атмосферного давления) показано возрастание теплосъема благодаря установке турбулизаторов. Указанные опыты были проведены таким образом. При отсутствии турбулизаторов путем увеличения расхода пара был повышен выпар до 10—20%. После установки турбулизаторов исследование было проведено при тех же расходах пара. При среднеквадратичных скоростях пара $\overline{w}_n = 15 \div 70$ *м/сек* тепло-



Фиг. 81. Изменение $\overline{q} = f(\overline{w}_n^2 \gamma_n)$ для пара при турбулизации потока в нижней части трубок ($p_n \approx 1$ *ата*); q_{cm} и $q_{\delta m}$ — соответственно, удельный тепловой поток при наличии турбулизаторов и без них.

съем возрос на 3—6%, что соответствует уменьшению выпара несконденсированного пара примерно на 30%. Из фиг. 81 видно, что для $p_n = 1$ *ата* при средних скоростях парового потока $\overline{w}_n > 50$ *м/сек* (это соответствует $\overline{w}_n^2 \gamma_n \approx 2000$) эффект от применения



Фиг. 82. $\Delta p = f(\overline{w}_n^2 \gamma_n)$ при наличии турбулизирующих устройств в трубках для различных давлений пара:
$p_n = 1$ *ата* О—О—О; $p_n = 0{,}4$ *ата* — △—△—△ и $p_n = 0{,}16$ *ата* — ●—●—●.

турбулизаторов уменьшается. Это можно объяснить тем, что при указанных средних скоростях наблюдаются сравнительно большие скорости пара в нижней части трубок, и в результате чего проис-

ходит достаточная турбулизация парового потока и конденсатной пленки, и поэтому дополнительная турбулизация ощутимого эффекта не дает. Результаты интенсификации теплообмена с помощью искусственной турбулизации, аналогичные приведенным на фиг. 81, были получены и при вакууме.

Паровое сопротивление пучка при наличии турбулизаторов показано на фиг. 82. Разброса опытных точек при диапазоне давлений пара $p_n = 0{,}16 \div 1$ *ата* не обнаруживается; поэтому через все опытные точки проведена одна осредняющая кривая. В области значений $\mathrm{Re}_n = 60\,000 \div 10\,000$ (этому соответствует $\bar{w}_n^2 \gamma_n \approx \approx 4300 \div 150$) разброс опытных точек незначительный, но он возрастает при меньших скоростях, а следовательно, меньших Re_n. Это вызвано тем, что паровое сопротивление, достигающее 100 *мм вод. ст.* при больших Re_n, понижается в области малых Re_n до $8 \div 15$ *мм вод. ст.* и соответственно этому возрастает относительная погрешность измерений. Удовлетворительное расположение точек на кривой дает основание заключить, что параметр $\bar{w}_n^2 \gamma_n$ является в данном случае характерным.

При отсутствии турбулизаторов паровое сопротивление было на 10—15% меньше, чем показано на фиг. 82.

С увеличением $\bar{w}_n^2 \gamma_n$ входное паровое сопротивление возрастает. Для его уменьшения целесообразно входные участки трубок профилировать по типу конфузора.

§ 39. КОНДЕНСАЦИЯ ПАРА ИЗ ПАРОВОЗДУШНОЙ СМЕСИ ВНУТРИ ВЕРТИКАЛЬНЫХ ТРУБОК ПУЧКА

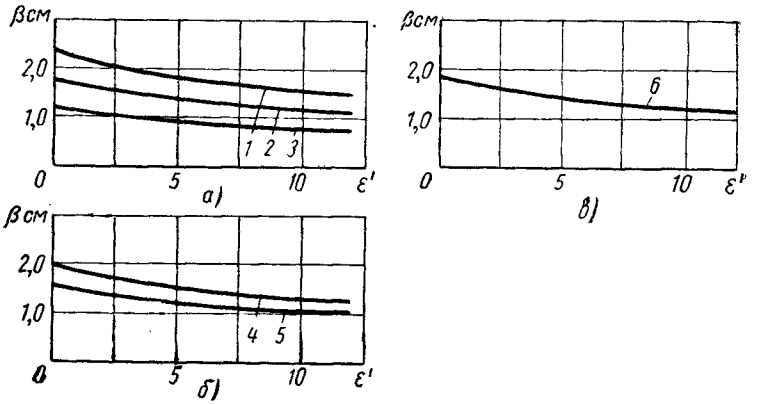
Процесс конденсации пара из паровоздушной смеси при движении ее внутри вертикальных трубок пучка представляется следующим образом. По мере движения смеси по трубкам пар непрерывно конденсируется, при этом количество воздуха остается неизменным. В результате конденсации пара и постоянства живого сечения пучка скорость смеси непрерывно падает, а парциальное давление воздуха растет. Одновременно с этим падает и температура паровоздушной смеси вследствие понижения парциального давления пара и некоторого падения давления смеси из-за парового сопротивления. Снижение температуры пара по ходу смеси уменьшает температурный напор. Все это приводит к уменьшению коэффициента теплоотдачи с паровой стороны и удельного теплового потока q. При этом непрерывно изменяется соотношение отдельных составляющих термического сопротивления от смеси к пару. В начале процесса конденсации, когда парциальное давление воздуха в смеси мало, основным противодействием переходу тепла от пара к стенке является термическое сопротивление конденсатной пленки, а диффузионное сопротивление парогазовой пленки при движении смеси с большой скоростью практической роли не играет. По мере движения смеси и падения ее скорости

диффузионное сопротивление парогазовой пленки возрастает, а термическое сопротивление конденсатной пленки становится относительно меньшим. Из сказанного следует сделать вывод, что процесс конденсации пара из движущейся паровоздушной смеси является весьма сложным. Однако из всех факторов, влияющих на процесс теплообмена при конденсации пара в присутствии воздуха внутри вертикальных трубок пучка, можно выделить в качестве основных: скорость паровоздушной смеси, относительное содержание воздуха в паре и парциальное давление пара.

Указанные параметры при проведенном экспериментальном исследовании менялись в довольно больших пределах. Во всех зависимостях, изложенных ниже и относящихся к паровоздушной смеси, фигурирует среднее относительное объемное содержание воздуха в паре $\varepsilon_{об} = \frac{p_{вз}}{p_п} = 0{,}622\ \frac{G_{вз}}{G_п}$. При определении среднего по высоте трубок коэффициента теплоотдачи с паровой стороны скорость паровоздушного потока принималась среднеквадратичной из скоростей потока на входе и выходе из пучка. Значение $\varepsilon_{об}$, а также парциальное давление пара $p_п$ и удельный вес смеси $\gamma_{см}$ подсчитывались для расхода пара в смеси, которому соответствует среднеквадратичная скорость потока. Обработка опытных данных для смеси производилась аналогично обработке данных для пара, дополнительно учитывалось изменение состава и температуры смеси.

Влияние скорости смеси, содержания воздуха и парциального давления пара на коэффициент теплоотдачи. Для характеристики интенсивности процесса теплообмена как при исследовании процесса конденсации чистого пара, так и в присутствии воздуха, был выбран скоростной коэффициент $\beta_{см} = \frac{\alpha_{см}}{\alpha_0}$, где $\alpha_{см}$ и α_0 коэффициенты теплоотдачи при конденсации пара из движущейся паровоздушной смеси и, соответственно, от неподвижного чистого пара; поэтому в данном случае коэффициент $\beta_{см}$ отражает не только влияние скорости потока, но и параметров паровоздушной смеси; поэтому он может быть и меньше единицы.

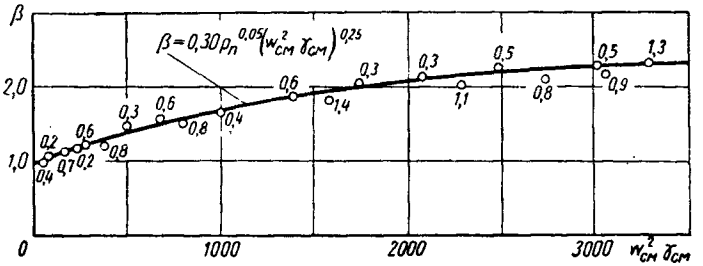
Результаты опытов с паровоздушной смесью при нескольких значениях параметра $\overline{w^2_{см}}\gamma_{см}$ и среднего парциального давления пара $p_п$, среднего объемного содержания воздуха в паре $\varepsilon_{об}$ представлены на фиг. 83. Влияние скорости паровоздушной смеси на коэффициент теплоотдачи является аналогичным, как и для чистого пара, т. е. эту зависимость можно представить в виде пропорциональности $\beta_{см} \sim (\overline{w^2_{см}}\gamma_{см})^{0{,}25}$, где скорость и удельный вес берутся для смеси. Существенное влияние на скоростной коэффициент оказывает концентрация воздуха. Однако это влияние во много раз меньше, чем при конденсации неподвижного пара в присутствии воздуха. Движение парвоздушного потока с относительно большой скоростью препятствует образованию застой-



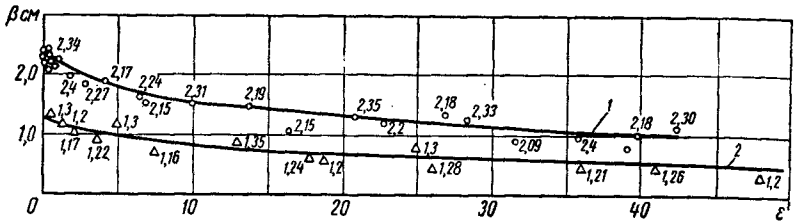
Фиг. 83. Зависимость среднего скоростного коэффициента $\beta_{см}$ от относительного объемного содержания воздуха в паре $\varepsilon_{об}$, парциального давления пара и параметра $\omega_{см}^2\gamma_{см}$ при:

а) $p_п \approx 1$ *ата*; *1* — $\overline{\omega}_{см}^2\gamma_{см} = 3000$; *2* — $\overline{\omega}_{см}^2\gamma_{см} = 1000$; *3* — $\omega_{см}^2\gamma_{см} = 100$;

б) $p_п = 0{,}4$ *ата*; *4* — $\overline{\omega}_{см}^2\gamma_{см} = 1500$; *5* — $\overline{\omega}_{см}^2\gamma_{см} = 800$; *в)* $p_п = 0{,}16$ *ата*; *6* — $\overline{\omega}_{см}^2\gamma_{см} = 1500$.



Фиг. 84. Зависимость $\beta = f(\omega_{см}^2\gamma_{см})$ по формулам (77) и (78) для давления смеси 1,03 *ата*. Числа у точек означают $\varepsilon_{об}$ в %.



Фиг. 85. Зависимость $\beta_{см} = f(\overline{\omega}_{см}^2\gamma_{см};\ \varepsilon_{об})$ по формуле (83) для:

1 — парциального давления пара $p_п = 0{,}13 \div 0{,}45$ *ата*; *2* — $p_п = 0{,}28 \div 1{,}0$ *ата*.

ных зон воздуха у стенок трубок, так как оно срывает парогазовую пленку и тем самым уменьшает ее диффузионное сопротивление. Влияние наличия воздуха в паре на скоростной коэффициент при $1\% < \varepsilon_{об} < 10\%$ можно учесть пропорциональностью $\beta_{см} \sim \varepsilon_{об}^{-0,15}$. Некоторое влияние на скоростной коэффициент оказывает среднее парциальное давление пара; эту зависимость можно учесть пропорциональностью $\beta_{см} \sim p_п^{0,05}$, т. е. той же, что и для чистого пара.

При содержании воздуха в паре в пределах $\varepsilon_{об} = 10 \div 50\%$ влияние на скоростной коэффициент можно оценить пропорциональностью $\beta_{см} \sim \varepsilon_{об}^{-0,15\frac{p_{см}}{p_п}}$. С учетом изложенного выше предложены зависимости при

$5000 > \bar{w}_{см}^2 \gamma_{см} > 300$

$$\beta_{см} = \frac{\alpha_{см}}{\alpha_0} = 0{,}30 p_п^{0,05} \left(\bar{w}_{см}^2 \gamma_{см}\right)^{0,25} \bar{\varepsilon}_{об}^{-0,15\frac{p_{см}}{p_п}}; \qquad (83)$$

$300 \geqslant \bar{w}_{см}^2 \gamma_{см} > 10$

$$\beta_{см} = \frac{\alpha_{см}}{\alpha_0} = p_п^{0,05} \left(\bar{w}_{см}^2 \gamma_{см}\right)^{0,04} \bar{\varepsilon}_{об}^{-0,15\frac{p_{см}}{p_п}}. \qquad (84)$$

В этих формулах среднее объемное содержание воздуха в паре $\bar{\varepsilon}_{об}$ дано в процентах (от 1 до 50%). Величина α_0 подсчитывалась по формулам неподвижного чистого пара при значении температурного напора Δt_1 между паровоздушной смесью и стенкой, взятые из эксперимента; значения Δt_1 лежали в пределах $\Delta t_1 = 10 \div 40$ °С. При $\bar{\varepsilon}_{об} = 1 \div 10\%$ показатель степени у $\bar{\varepsilon}_{об}$ можно принимать равным —0,15.

Влияние присутствия воздуха в паре до $\bar{\varepsilon}_{об} \leqslant 1\%$, на теплообмен движущейся паровоздушной смеси результатами опытов не обнаружено. На фиг. 84 показано изменение коэффициента теплоотдачи при конденсации пара атмосферного давления в присутствии небольшого содержания воздуха. Кривая зависимости скоростного коэффициента $\beta_{см}$ от параметра $\bar{w}_{см}^2 \gamma_{см}$ на фиг. 84 нанесена по формулам (77) и (78); экспериментальные точки — действительные скоростные коэффициенты при небольшом содержании воздуха в паре. Отклонение этих точек от кривой не превышает 5%; поэтому при $\bar{\varepsilon}_{об} \leqslant 1\%$ можно пользоваться зависимостями (77) и (78) для чистого пара.

Сопоставление формулы (84) с экспериментальными данными приведено на фиг. 85. Верхняя кривая представляет изменение среднего скоростного коэффициента при различной концентрации воздуха для парциальных давлений пара в пределах $p_п = 0{,}13 \div$

$\div$ 0,45 *ата* и в своей начальной точке ($\varepsilon_{об} = 0$) соответствует чистому пару атмосферного давления при $\bar{w}_n^2 \gamma_n = 3000$. Все точки, расположенные в зоне верхней кривой, относятся к движущейся паровоздушной смеси с примерно одинаковым значением средней кинетической энергии, т. е. параметра $\bar{w}_{см}^2 \gamma_{см}$, но с различным относительным содержанием воздуха в паре $\varepsilon_{об} = 0 \div 40\%$. По зависимости (77) для чистого пара атмосферного давления при $w_n^2 \gamma_n = 3000$ скоростной коэффициент составляет $\beta = 0{,}30 p_n^{0,05} (\bar{w}_n^2 \gamma_n)^{0,25} = 0{,}30 \cdot 1^{0,05} \cdot 3000^{0,25} = 2{,}25$. Кривая изменения скоростного коэффициента для смеси $\beta_{см}$ при возрастании относительного объемного содержания воздуха в паре в пределах $\varepsilon_{об} = 0 \div 50\%$ нанесена по формуле (83), в которой $0{,}30 p_n^{0,05} (\bar{w}_n^2 \gamma_n)^{0,25} = 2{,}25$, а влияние воздуха учитывается выражением $\varepsilon_{об}^{-0,15 \frac{p_{см}}{p_n}}$. Нижняя кривая фиг. 85 паровоздушной смеси различной концентрации с парциальным давлением пара в пределах $p_n = 0{,}28 \div 1$ *ата*. Начальная точка этой кривой (при $p_n = 1$) соответствует чистому пару с $\bar{w}_n^2 \gamma_n = 300$, т. е. значению $0{,}30 p_n^{0,05} (\bar{w}_n^2 \gamma_n)^{0,25} = 1{,}25$. Отклонение экспериментальных точек от расчетных кривых в большинстве случаев не превышает 10%, что подтверждает принятую зависимость скоростного коэффициента $\beta_{см}$ от относительного объемного содержания воздуха в паре. Числа у экспериментальных точек (см. фиг. 85) указывают значения комплекса $0{,}3 p_n^{0,05} (\bar{w}_{см}^2 \gamma_{см})^{0,25}$.

Локальные скоростные коэффициенты по высоте пучка. Аналогично предыдущему локальный скоростной коэффициент определялся как отношение коэффициента теплоотдачи от движущейся смеси на любом участке к среднему коэффициенту теплоотдачи α_0, подсчитанному для неподвижного пара со средним значением температурного напора Δt_1 между смесью и стенкой, взятым из опыта. На основании обобщения большого количества опытов (около 200) при начальном содержании воздуха в паре $\varepsilon'_{об} = 1 \div 20\%$, скорости смеси $\bar{w}'_{см} = 15 \div 300$, ее давления $p_{см} = 0{,}15 \div 1{,}05$ *ата* и температурном напоре $\Delta t_1 = 10 \div 40°$ предлагаются следующие зависимости:

при $10\,000 > w_{см}^2 \gamma_{см} > 300$

$$\beta_{л.см} = \frac{2}{3} \cdot 0{,}30 p_n^{0,05} (w_{1см}^2 \gamma_{1см})^{0,25} \left(\frac{w'_{1см} - w''_{см}}{w'_{см} - w_{1см}} \right)^{1/3} \varepsilon_{об}^{-0,15 \frac{p_{см}}{p_n}} \qquad (85)$$

$300 \geqslant w_{см}^2 \gamma_{см} > 10$

$$\beta_{л.см} = \frac{2}{3} p_n^{0,05} (w_{1см}^2 \gamma_{см})^{0,04} \left(\frac{w'_{1см} - w''_{см}}{w'_{см} - w_{1см}} \right)^{1/3} \varepsilon_{об}^{-0,15 \frac{p_{см}}{p_n}}. \qquad (86)$$

В этих выражениях парциальное давление пара $p_п$ берется для расчетного расхода смеси при средней скорости смеси и ей соответствующего расхода пара в смеси. Уместно отметить, что в некоторых опытах относительное объемное содержание воздуха в паре на выходе из трубок $\varepsilon''_{об}$ доходило до 200%.

Сопоставление зависимостей локальных скоростных коэффициентов для смеси и чистого пара показывает наличие аналогии: для смеси вводится дополнительный множитель $\varepsilon_{об}^{-0,15\frac{p_{см}}{p_п}}$, характеризующий отрицательное влияние на теплообмен наличия воздуха. Остальные факторы, обусловливающие теплообмен при конденсации как чистого пара, так и в присутствии воздуха, действуют качественно и количественно в одном направлении; поэтому локальный скоростной коэффициент при конденсации пара в присутствии воздуха можно представить

$$\beta_{л.см} = \frac{2}{3}\beta_{1см}\left(\frac{w'_{см} - w''_{см}}{w'_{см} - w_{1см}}\right)^{1/3} \varepsilon_{об}^{-0,15\frac{p_{см}}{p_п}}, \qquad (87)$$

где, при $10\,000 > (w^2_{1см}\gamma_{1см}) > 300$;

$$\beta_{1см} = 0{,}30 p_п^{0,05}(\overline{w}^2_{1см}\gamma_{1см})^{0,25};$$

$300 \geqslant w^2_{1см}\gamma_{см} > 10$:

$$\beta_{1см} = p_п^{0,05}(\overline{w}^2_{1см}\gamma_{1см})^{0,04}.$$

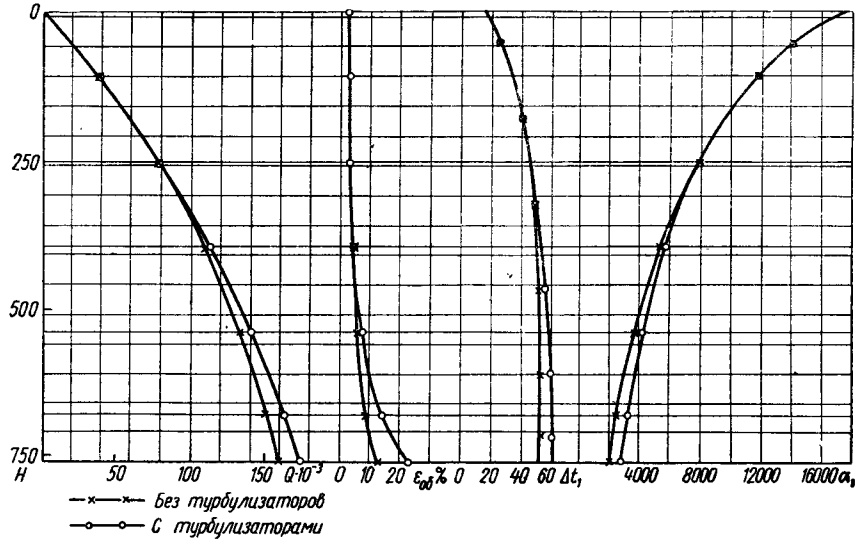
Максимальный локальный скоростной коэффициент для скорости смеси на входе в пучок $w'_{см}$, парциального давления пара $p'_п$ и относительного объемного содержания воздуха в паре на входе $\varepsilon'_{об}$

$$\beta'_{л.см} = (p'^{0,05}_п + 0{,}035 w'_{см} p'^{3/4}_п)(\varepsilon'_{об})^{-0,15\frac{p_{см}}{p_п}} \qquad (88)$$

для $\varepsilon'_{об} > 1\%$.

Искусственная турбулизация паровоздушного потока и паровое сопротивление пучка. Для более эффективного использования поверхности охлаждения в нижней половине трубок были установлены описанные выше турбулизирующие пластины. Исследование теплообмена при конденсации пара в присутствии воздуха, описанное выше, было проведено при наличии турбулизаторов. Эффект их для паровоздушной смеси был даже несколько большим, чем при чистом паре. На фиг. 86 представлены результаты исследования конденсации пара по высоте трубного пучка (ось ординат) при одном и том же количестве воздуха (10,5 *кг/ч*) и давлении паровоздушной смеси $p_{см} = 1{,}02$ ата при наличии

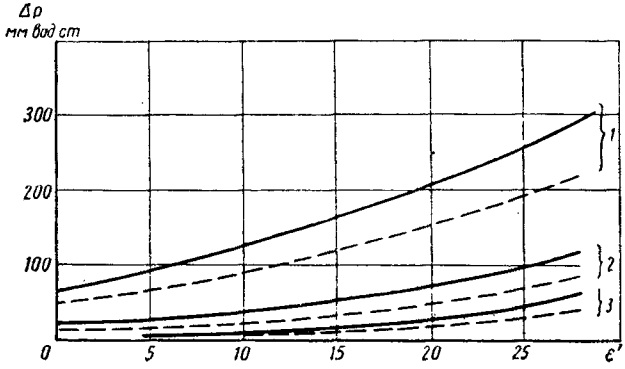
турбулизаторов и без них. При одних и тех же условиях и наличии турбулизаторов в нижней половине трубок количество сконденсированного пара на 8% больше, чем без турбулизаторов. Это видно из эпюры изменения теплосъема Q: без турбулизаторов $Q = 1{,}59 \cdot 10^5$ *ккал/ч*, а при их установке $Q = 1{,}73 \cdot 10^5$. По кривым изменения локальных коэффициентов теплоотдачи с паровой сто-



Фиг. 86. Влияние турбулизации трубок на процесс конденсации пара в смеси с воздухом и изменением по высоте трубок в зависимости от Q, $\varepsilon_{об}$, Δt_1 и α_1 для обоих случаев.

роны $\alpha_{см}$ можно заметить, что в начальной части они практически одинаковы, а в области установки турбулизаторов коэффициент теплоотдачи $\alpha_{см}$ уменьшается медленнее, чем при их отсутствии. Выпар при наличии турбулизаторов составлял 8%, а без них возрос в 2 раза и стал равен 16%. Изменением величины выпара объясняется уменьшение на выходе из пучка относительного объемного содержания воздуха в паре: $\varepsilon''_{об} = 23\%$ при наличии турбулизаторов и $\varepsilon''_{об} = 12\%$ — без них. Описанные опыты проведены при среднем значении параметра $\bar{w}^2_{см}\gamma_{см} \approx 1400$.

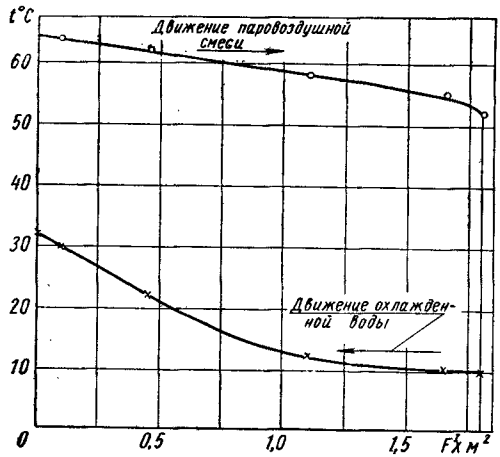
На фиг. 87 для различных значений параметра $\bar{w}^2_{см}\gamma_{см}$ показана зависимость парового сопротивления Δp от среднего объемного содержания воздуха в паре $\varepsilon_{об}$. Увеличение содержания воздуха от $\varepsilon_{об} = 0$ до $\varepsilon_{об} = 20\%$ при любых значениях параметра $\bar{w}^2_{см}\gamma_{см}$ обусловливает рост парового сопротивления почти в 3 раза. На этой же фигуре и для тех же значений параметра $\bar{w}^2_{см}\gamma_{см}$ пунктирными линиями показано паровое сопротивление при отсутствии турбулизаторов.



Фиг. 87. Зависимость $\Delta p = f(\varepsilon_{об})$ ——— с турбулизацией потока; — — — без турбулизации; и различных скоростях:

$1 - \overline{w}^2_{см}\gamma_{см} = 3000$; $2 - \overline{w}^2_{см}\gamma_{см} = 1000$;

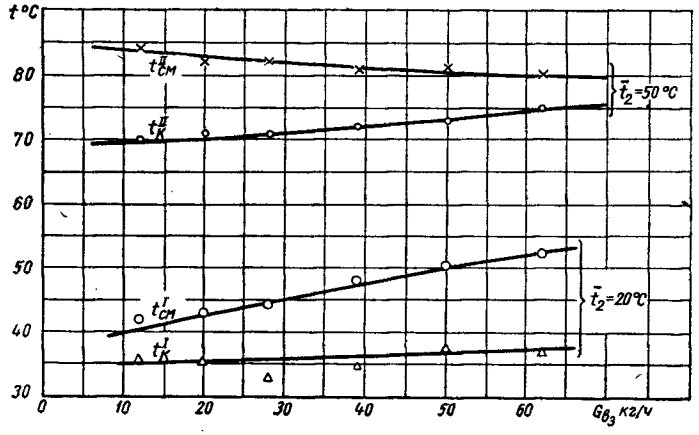
$3 - \overline{w}^2_{см}\gamma_{см} = 300$.



Фиг. 88. Изменение температуры охлаждающей воды (нижняя кривая) и паровоздушной смеси (верхняя кривая) вдоль поверхности F теплообменника холодильника I ступени при $\varepsilon' = 26\%$.

Установка турбулизаторов приводит к некоторому увеличению парового сопротивления.

Изменение температуры теплоносителей по высоте холодильника. На основе полученного экспериментального материала представилось возможным определить изменение параметров охлаждающей воды и паровоздушной смеси на отдельных участках по высоте холодильника. На фиг. 88 показано изменение тем-



Фиг. 89. Зависимость конечных температур смеси $t_{см}$ и конденсата $t_к$ в холодильниках обеих ступеней от расхода воздуха.

пературы охлаждающей воды (нижняя кривая) и паровоздушной смеси (верхняя кривая) вдоль поверхности теплообмена холодильника I ступени при начальном относительном содержании воздуха $\varepsilon'' = 0{,}26$. Изменение температуры охлаждающей воды по участкам пропорционально теплосъему. Аналогичный характер имеет распределение температур и в холодильнике II ступени. Зависимость конечных температур смеси $t_{см}$ и конденсата $t_к$ в холодильниках обеих ступеней от расхода воздуха показана на фиг. 89. Зависимости для II ступени (две верхние кривые) получены при температуре охлаждающей воды на входе $t'_2 = 31°$ и на выходе $t''_2 = 69°$, т. е. средней температуре $t_2 = 50°$. Понижение конечной температуры смеси $t''_{см}$ с одновременным повышением конечной температуры конденсата $t''_к$ при увеличении расхода воздуха $G_{вз}$ свидетельствуют об увеличении относительного содержания воздуха в паре. Сказанное, вероятно, объясняется большей скоростью паровоздушной смеси в нижней части холодильника и значительной турбулизацией пленки из-за увеличенного расхода воздуха, следовательно, и паровоздушной смеси. Две нижние линии относятся к конечным температурам смеси $t'_{см}$ и конденсата $t'_к$ I ступени при изменении температуры охлаждаю-

щей воды от $t_2' = 10$ до $t_2'' = 30°$. Конечная температура смеси $t_{см}'$ возрастает в связи с увеличением противодавления в камере смешения II ступени при возрастании расхода воздуха.

§ 40. ИССЛЕДОВАНИЕ ОХЛАЖДЕНИЯ ДИФФУЗОРА

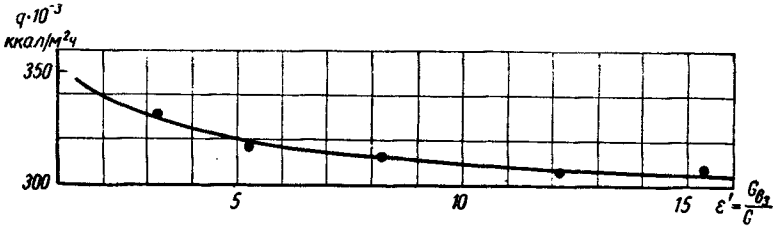
Конструкция диффузора с охлаждением внутренней поверхности циркулирующей по рубашке водой показана выше на фиг. 75.

Для выявления эффективности охлаждения диффузоров было исследовано:

количество отводимого охлаждающей водой тепла;

влияние охлаждения диффузора на работу холодильника;

влияние охлаждения диффузора на создаваемый вакуум.



Фиг. 90. Зависимость q от начального ε' для диффузора II ступени.

Количество отводимого тепла определялось по расходу и нагреву воды $Q_д = \delta t_2 \cdot G$. *ккал/ч*, где $G_в$ — расход воды в *кг/ч*; δt_2 — нагрев воды в °С. Из опытов теплоотвод диффузора II ступени $Q_д = 28\,000 \div 33\,000$, а для I ступени $Q_д = 15\,000 \div 20\,000$ *ккал/ч* при расходе охлаждающей воды, проходящей через диффузор в количестве $G_в = 1{,}5 \div 3$ *т/ч*.

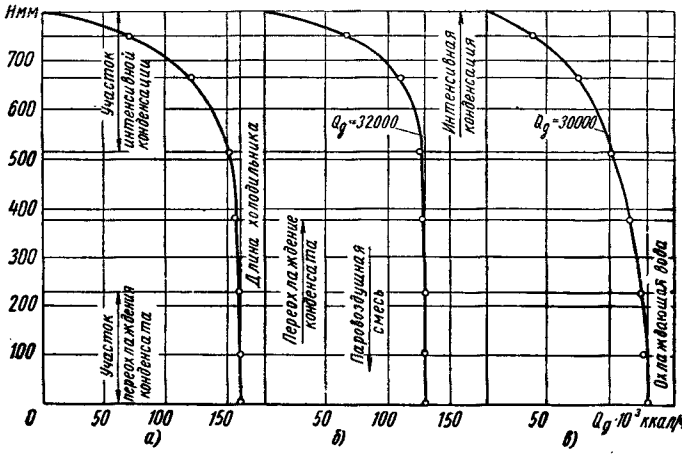
По расходу и параметрам паровоздушной смеси, используя общеизвестные термодинамические зависимости, было определено, что для диффузора II ступени это количество тепла соответствует полному снятию перегрева пара ($\sim 10^4$ *ккал/ч*) и конденсации около 15% всего пара, а для диффузора I ступени снятию всего перегрева и конденсации 5—10% всего пара.

Удельный тепловой поток $q_д = \frac{Q_д}{F_д}$ *ккал/ч м²*, где $F_д$ — поверхность диффузора в *м²*.

Зависимость удельного теплового потока q от начального относительного весового содержания воздуха в паре $\varepsilon' = \frac{G_{вз}}{G_п}$ показана на фиг. 90 для диффузора II ступени. При изменении содержания воздуха ε' от 3 до 15% величина удельного теплового потока изменяется от $3{,}3 \cdot 10^5$ до $3{,}05 \cdot 10^5$ *ккал/ч м²*, т. е. весьма незначительно.

Поскольку термическое сопротивление стенки диффузора (из силумина) весьма мало (порядка $R_{ст} = 7 \cdot 10^{-5}$ *м² ч °С/ккал*), то

такой пологий характер зависимости $q = f(\varepsilon')$ дает основание полагать, что основное термическое сопротивление в данном случае будет с водяной стороны. Расчетный анализ подтвердил, что коэффициент теплоотдачи с водяной стороны $\alpha_2 = 5\,500$, а со стороны паровоздушной смеси в несколько раз больше. Для диффузора I ступени удельный тепловой поток при коэффициенте теплоотдачи с водяной стороны порядка $\alpha_2 = 3000$ *ккал/м² ч °С* в 2—2,5 раза меньше. Поскольку в промышленных эжекторах расход охлаждающей воды, а следовательно, скорость ее и коэф-



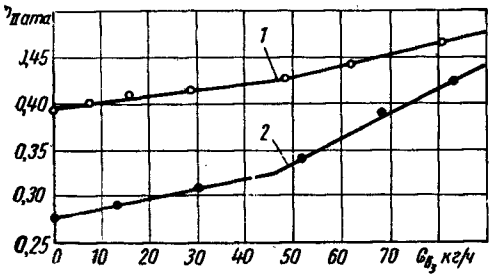
Фиг. 91. Зависимость теплонапряженности холодильника от охлаждения диффузора:
а) — без охлаждения $G_{вз} = 0$; *б*) с охлаждением $G_{вз} = 0$ и *в*) = с охлаждением $G_{вз} = 28$ *кг/ч*.

фициент теплоотдачи могут быть значительно больше, поэтому есть основание рассчитывать на больший эффект охлаждения диффузора. Влияние охлаждения диффузора на теплонапряженность холодильника в целом и по отдельным зонам иллюстрируется на фиг. 91. По оси ординат отложена высота трубок холодильника H, а по оси абсцисс — количество тепла, отнятого водой $Q_д$, считая от верха холодильника. При отсутствии охлаждения диффузора и подаче одного только пара ($G_{вз} = 0$) участок интенсивной конденсации пара занимает только верхнюю треть холодильника, а нижняя треть является участком переохлаждения конденсата (фиг. 91; *а*). При тех же условиях, но при охлаждении диффузора ($Q_д = 32\,000$ *ккал/ч*) зона интенсивной конденсации занимает место всего около одной шестой части холодильника, а его бо́льшая часть является зоной переохлаждения конденсата (фиг. 91, *б*); т. е. вследствие того, что при охлаждении диффузора снят перегрев пара и сконденсировано около 15%, конденсация остального пара происходит на меньшем участке холодильника.

Из сопоставления фиг. 91, *б* с фиг. 91, *в* видно, что при наличии в паре большого количества воздуха теплосъем в охлаждаемом диффузоре уменьшается очень незначительно, а в холодильнике участок интенсивной конденсации занимает всего около $^3/_4$ его высоты.

Опыты подтверждают, что при наличии охлаждения диффузора уменьшается паровое сопротивление холодильника.

Фиг. 92 иллюстрирует влияние охлаждения диффузора II ступени на давление всасывания p_{II}, т. е. на создаваемый вакуум. Опыты проведены в идентичных условиях при давлении насыщенного пара $p_0 = 7$ *ата* и диаметре рабочего сопла 9,6 *мм*. Верхняя кривая снята при работе ступени без охлаждения диффузора, а нижняя — при его охлаждении и съеме тепла с диффузора $Q_д = (28 \div 33) \cdot 10^3$ *ккал/ч*. Из сопоставления обеих кривых видно, что при любом расходе воздуха как на рабочем участке эжектора, так и на перегрузочном, благодаря охлаждению диффузора достигается существенное улучшение создаваемого ступенью давления всасывания. Это объясняется тем, что при прочих равных условиях эжектор работает практически с почти постоянной объемной производительностью V, т. е. через диффузор проходит постоянный объем паровоздушной смеси; поскольку при охлаждении диффузора, из-за прекращения перегрева пара и конденсации части его, удельный объем смеси уменьшается, то постоянство объемного расхода достигается за счет понижения давления (всасывания).

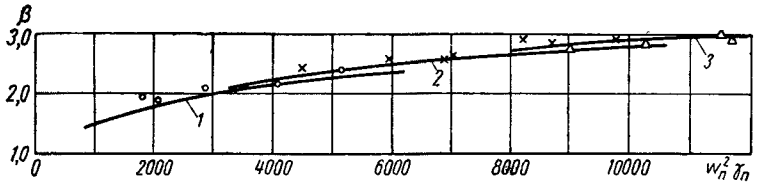


Фиг. 92. Зависимость давления всасывания II ступени от расхода воздуха:
1 — без охлаждения диффузора; *2* — с охлаждением диффузора.

При средних давлениях смеси, относительных содержаниях воздуха в паре и скоростях смеси были подсчитаны средние значения коэффициента теплоотдачи $\alpha_{см}$ от паровоздушной смеси, протекающей с большой скоростью в охлаждаемом снаружи диффузоре. Его значение определялось по измеренному тепловому потоку, подсчитанному по [39], термическому сопротивлению с водяной стороны и термическому сопротивлению стенки. При конденсации несколько перегретого пара на внутренней поверхности диффузора в качестве расчетной принималась температура насыщения при соответствующем парциальном давлении пара, что дает незначительную погрешность [39], [60]. На фиг. 93 представлена зависимость среднего скоростного коэффициента $\bar{\beta}$ для парового потока, движущегося в диффузоре, от параметра $\frac{\bar{\omega}_n^2}{\gamma_n}$. При этом производилось усреднение давления пара $p_n = \sqrt{p_I \cdot p_{II}}$

и скорости $\bar{w} = \sqrt{w_I \cdot w_{II}}$, где индексы «I» и «II» означают состояние на входе в диффузор и выходе из него. Удельный вес смеси принимался по среднему давлению p_n и соответствующей температуре.

Приведенные на фиг. 93 кривые скоростного коэффициента для разных p_n по предложенной выше зависимости (77) для конденсации чистого пара довольно хорошо удовлетворяют экспериментальным данным по теплообмену со стороны парового потока, протекающего по каналу переменного сечения (диффузо-

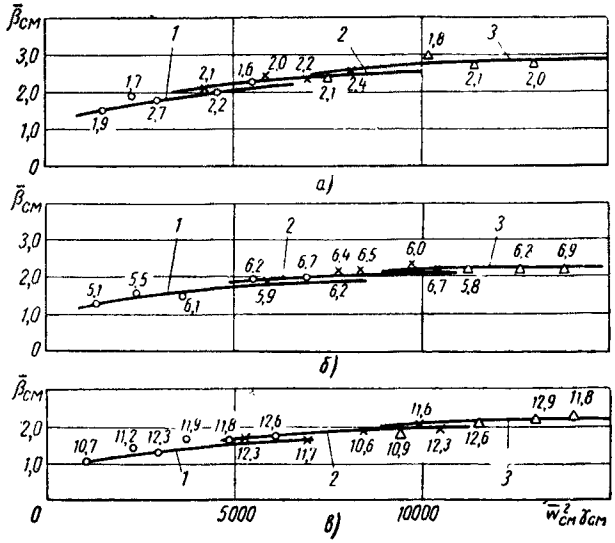


Фиг 93. Зависимость $\beta = f(\bar{w}_n^2 \gamma_n)$ для течения пара по диффузору: *1* — $p_n \approx 0{,}08$ *ата*, О—О—О; *2* — $p_n \approx 0{,}20$ *ата*, ×—×—×; *3* — $p_n \approx 0{,}45$ *ата*, △—△—△.

ру) с большой скоростью. Зависимость среднего скоростного коэффициента $\bar{\beta}_{см}$ при конденсации пара в присутствии воздуха от параметра $\bar{w}_{см}^2 \gamma_{см}$ для разных значений относительного объемного содержания воздуха в паре $\varepsilon_{об} = 2 \div 12\%$ показана на фиг. 94. Кривые проведены по зависимости (86) для конденсации пара в присутствии воздуха при тех же значениях $\varepsilon_{об} = 2$; 6 и 12% и при парциальных давлениях пара $p_n = 0{,}085 \div 0{,}55$ *ата*. Цифры у точек означают значение $0{,}30 p_n^{0,05} (\bar{w}_{см}^2 \gamma_{см})^{0,25}$. Отклонение опытных точек от кривых не превышает 10%; что подтверждает возможность применения для расчета охлаждения диффузора предложенных выше зависимостей среднего скоростного коэффициента.

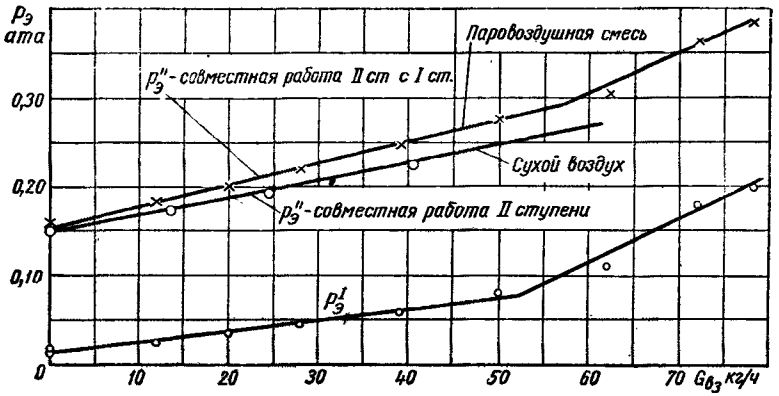
Характеристика экспериментального эжектора. Экспериментальный эжектор, на котором проводились исследования, по своей производительности соответствует небольшому промышленному аппарату.

На фиг. 95 показана зависимость давления всасывания перед обеими ступенями эжектора от расхода воздуха $G_{вз}$. Опыты проводились при различных расходах охлаждающей воды, что дало возможность снять характеристику при нескольких средних температурах. Увеличение расхода воздуха производилось до наступления перегрузочного режима (резкого повышения давления всасывания). При всех температурах перегрузочный режим наступал примерно при одном и том же расходе воздуха 50 *кг/ч*.



Фиг. 94. Зависимость $\beta_{см} = f(\bar{w}^2_{см}\,\gamma_{см})$ для течения пара в смеси с воздухом по диффузору:

а) при $\varepsilon_{об} \approx 2\%$; $p_n = 0{,}085$ *ата*, —О—О—; $p_n = 0{,}21$, —×—×—; $p_n = 0{,}47$; — △ — △ —; *б*) при $\xi_{об} \approx 6\%$; $p_n = 0{,}09$. —О—О—О; $p_n = 0{,}23$, —×—×—; $p_n = 0{,}50$, —△—△—△; *в*) при $\xi_{об} \approx 12\%$; $p_n = 0{,}10$, —О—О—О; $p_n = 0{,}25$, —×—×; $p_n = 0{,}55$, — △ — △ —△.



Фиг. 95. Характеристика экспериментального эжектора:

I ступень — $d_1 = 9$ *мм*, $d_3 = 54$ *мм*; *II* — ступень — $d_1 = 11{,}4$ *мм*; $d_3 = 27$ *мм*.

В пределах рабочих участков характеристика эжектора описывается формулой [9], [11] $p_э = p_п + aG_{вз}$, а объемная производительность эжектора

$$V = \frac{R_{вз} \cdot T_{см}}{a},$$

где $p_э$ — давление всасывания в *ата*;

$p_п$ — давление насыщенного пара при температуре смеси в *ата*;

a — угловой коэффициент (тангенс угла наклона характеристики) для определенного эжектора практически неизменен, в *ата ч/кг*;

$T_{см}$ — абсолютная температура смеси в °К.

Из опытов следует, что при увеличении расхода воздуха на 10 *кг/ч* давление всасывания возрастает на 0,01 *ата*; поэтому $a = \frac{0{,}01}{10} = 0{,}001$, а объемная производительность экспериментального эжектора при средней температуре смеси 32 °С

$$V = \frac{29{,}27\,(273 + 32)}{0{,}001} \cdot 10^{-4} = 900\ м^3/ч.$$

§ 41. ПРОЕКТ ОПЫТНОГО ОБРАЗЦА

На основании проведенных исследований разработан проект опытного образца применительно к турбине ВПТ-50 с использованием в качестве рабочего пара выпара из деаэратора давлением порядка 5 *ата*. Давление всасывания перед эжектором 0,056 *ата*, количество отсасываемого воздуха 14 *кг/ч*, а паровоздушной смеси 64 *кг/ч*, объемная производительность 1200 $м^3/ч$.

Расход охлаждающей воды (конденсата) 70 *т/ч*. Опытный образец аналогичен экспериментальному эжектору. Ввиду большого расхода охлаждающего конденсата в холодильниках нет поперечных перегородок, и в нем охлаждающий конденсат продольно в один ход омывает трубки диаметром 11/9 *мм*. Активная длина трубок 0,55 *м*, разбивка их произведена по концентрическим окружностям; число трубок в холодильнике I ступени — 169, а II ступени — 61; соответственно поверхность охлаждения 2,92 и 1,05 $м^2$, а внутренние диаметры корпусов 200 и 120 *мм*. Расход насыщенного пара давлением 4,5 *ата* на I ступень 270, и на II ступень 188, а всего 458 *кг/ч*.

Движение охлаждающей воды (конденсата) в рубашках диффузоров и холодильниках эжектора осуществляется прямотоком. Расчетный анализ показывает, что в данном случае получается бо́льший температурный напор, чем при противотоке.

Выполненный расчет опытного образца эжектора при указанных исходных данных показывает, что при использовании скоростного эффекта паровоздушной смеси и эффективного охлаждения диффузора достигается уменьшение поверхности тепло-

обмена холодильников (экономии цветного металла) более чем в 2 раза и уменьшение габаритов эжектора по сравнению с серийным, несмотря на то, что опытный образец рассчитан на давление рабочего пара 5 *ата* (выпар из деаэратора) вместо 13—18 *ата*.

Расчет холодильника эжектора I ступени

1. Расход охлаждающей воды через холодильник $G_в = 50$ *т/ч* (через диффузор пропускается дополнительно 20 *т/ч* охлаждающей воды).

2. Давление паровоздушной смеси на входе в холодильник

$$p_{1см} = 0{,}34 \text{ ата}.$$

3. Начальная температура охлаждающей воды $t_2 = 32\,^{\circ}\text{C}$.

4. Расход первичного пара

$$G_{p\text{I}} = 270 \text{ кг/ч}.$$

5. Расход вторичного пара

$$G_{n\text{I}} = 58 \text{ кг/ч}.$$

6. Суммарный расход пара через холодильник для случая, если перегрев пара снят на поверхности диффузора.

$$G_{\text{I}} = G_{p\text{I}} + G_{n\text{I}} = 270 + 58 = 328 \text{ кг/ч}$$

7. Расход воздуха в смеси

$$G_{вз} = 14 \text{ кг/ч}.$$

8. Начальное объемное содержание воздуха в паре

$$\varepsilon'_{об} = \frac{0{,}622 \cdot G_{вз}}{G_{\text{I}}} = \frac{0{,}622 \cdot 14}{328} = 0{,}027.$$

9. Параметры смеси на входе

$$p_п = 0{,}331 \text{ ата}; \; t_п = 71^{\circ}\text{C}; \; \gamma_п = 0{,}205 \text{ кг/м}^3;$$

$$\gamma_{вз} = \frac{90}{29{,}27 \cdot 344} = 0{,}009 \text{ кг/м}^3;$$

$$\gamma_{см} = 0{,}205 + 0{,}009 = 214 \text{ кг/м}^3.$$

10. Задаемся трубным пучком холодильника, состоящим из 169 трубок $d_1/d_2 = 11/9$ *мм* при активной длине $H = 0{,}55$ *м*.

11. Проходное сечение трубного пучка по смеси

$$S_1 = Z_1 \cdot \frac{\pi d_2^2}{4} = 169 \frac{\pi \cdot 0{,}009^2}{4} = 0{,}01075 \text{ м}^2.$$

12. Скорость смеси на входе в трубный пучок

$$w'_{см} = \frac{G_{\text{I}} + G_{вз}}{\gamma_{см} \cdot S_1 \cdot 3600} = \frac{328 + 14}{0{,}214 \cdot 0{,}01075 \cdot 3600} = 41{,}3 \text{ м/сек}.$$

13. По условиям работы эжектора температура смеси на выходе из холодильника I ступени $t''_{см} = 55\,°C$.

14. Параметры смеси на выходе

$$p''_п = 0{,}16\ ama;\ p''_{вз} = 0{,}18\ ama;\ \gamma''_п = 0{,}104\ кг/м^3.$$

$$\gamma''_{вз} = 0{,}187\ кг/м^3;\ \gamma''_{см} = 0{,}291\ кг/м^3.$$

15. Расход пара в смеси на выходе из холодильника

$$G''_п = \frac{0{,}622 \cdot G_{вз} \cdot p''_п}{p''_{вз}} = \frac{0{,}622 \cdot 14 \cdot 0{,}16}{0{,}18} = 8\ кг/ч.$$

16. Расход смеси на выходе

$$G''_{см} = G_{вз} + G''_п = 14 + 8 = 22\ кг/ч.$$

17. Скорость смеси на выходе

$$w''_{см} = \frac{22}{0{,}291 \cdot 0{,}01075 \cdot 3600} \approx 2\ м/сек.$$

18. Величина среднеквадратичной скорости

$$\bar{w}_{см} = \sqrt{\frac{41{,}3^2 + 41{,}3 \cdot 2 + 2^2}{3}} = 24\ м/сек.$$

19. Средняя величина удельного веса смеси

$$\gamma_{см} = \frac{0{,}214 + 0{,}291}{2} = 0{,}252\ кг/м^3.$$

20. Определим средний расход смеси

$$G_{см} = \gamma_{см} \cdot S \cdot \bar{w}_{см} = 3600 \cdot 0{,}252 \cdot 0{,}01075 \cdot 24 = 235\ кг/ч.$$

21. Определим удельный вес смеси, соответствующий среднему расходу,

$$p_{вз} = 0{,}622 p_{см} \frac{G_{вз}}{G_{см}} = 0{,}0125\ ama;$$

$$p_п = 0{,}34 - 0{,}0125 = 0{,}3275\ ama;\ \gamma_п = 0{,}204\ кг/м^3;$$

$$\gamma_{вз} = \frac{125}{29 \cdot 27 \cdot 343} = 0{,}012\ кг/ч;\ \gamma_{см} = 0{,}204 + 0{,}012 = 0{,}216\ кг/м^3.$$

22. Повторяем определение расхода смеси

$$G_{см} = 0{,}216 \cdot 0{,}01075 \cdot 24 \cdot 3600 = 200\ кг/ч.$$

23. Величина среднего относительного объемного содержания воздуха в паре

$$\bar{\varepsilon}_{об} = \frac{14}{200 - 24} = 0{,}075.$$

24. Параметр $w^2_{см}\ \gamma_{см} = 24^2 \cdot 0{,}216 = 127$.

25. Средний скоростной коэффициент

$$\beta = p_n^{0,05}\left(\overline{w}_{см}^{2}\gamma_{см}\right)^{0,04}\overline{\varepsilon}_{об}^{-0,15\frac{p_{см}}{p_n}} = 0{,}327^{0,05}\cdot 127^{0,04}\times$$

$$\times\, 7{,}5^{-0,15\,(1+0,075)} = 0{,}83.$$

26. Температурный напор между смесью и охлаждающей водой определится по средней температуре смеси

$$t_{см} = \frac{t'_{см} + t''_{см}}{2} = \frac{71+55}{2} = 63\,^{\circ}\text{C},$$

хотя при этом среднеинтегральная температура смеси будет несколько выше.

Средняя температура охлаждающей воды

$$t_2 = 32 + \frac{(328-8)\cdot 556{,}7}{2\cdot 50\,000} = 33{,}7 \approx 34\,^{\circ}\text{C}.$$

Таким образом, среднеарифметический температурный напор определится:

$$\Delta t = 63 - 34 = 29\,^{\circ}\text{C}.$$

27. Коэффициент теплоотдачи со стороны охлаждающей воды

а) Живое сечение по воде

$$S_{II} = \frac{\pi}{4}\left(D_1^2 + Z_1 d_1^2\right) = \frac{\pi}{4}\left(0{,}2^2 \cdot 169 \cdot 0{,}011^2\right) = 0{,}0153\,м^2.$$

б) Скорость движения воды в холодильнике

$$\overline{w}_2 = \frac{G_в}{\gamma_в \cdot S_{II} \cdot 3600} = \frac{50}{3600 \cdot 0{,}0153} = 0{,}9\ м/сек.$$

в) Эквивалентный диаметр

$$d_э = \frac{4S_{II}}{П} = \frac{4 \cdot 0{,}0153}{\pi\,(0{,}2 + 169 \cdot 0{,}011)} = 0{,}0095\ м.$$

г) $\mathrm{Re} = \dfrac{w_2 d_э}{\gamma_в} = \dfrac{0{,}9 \cdot 0{,}0095}{0{,}73 \cdot 10^{-6}} = 11\,700.$

$$\mathrm{Nu} = 0{,}021\mathrm{Re}_m^{0,8} \cdot \mathrm{Pr}_m^{0,43}\left(\frac{\mathrm{Pr}_m}{\mathrm{Pr}_{cm}}\right)^{0,25} = 0{,}021 \cdot 11700^{0,8}\times$$

$$\times\, 4{,}8^{0,43} \cdot 1{,}05 = 77;$$

$$\alpha_2 = \frac{\mathrm{Nu}\lambda}{d_э} = \frac{77 \cdot 0{,}54}{0{,}0095} = 4500\ ккал/м^2ч\,^{\circ}\text{C}.$$

28. Определим α_0 в предположении, что $\Delta t_1 = 12\,^{\circ}\text{C}$ и высота трубного пучка $H = 0{,}55\ м$

$$\alpha_0 = \frac{1{,}13 \cdot 4{,}87 \cdot 1930}{\sqrt[4]{12 \cdot 0{,}55}} = 6670\ ккал/м^3ч\,^{\circ}\text{C}.$$

Расчет α_0 ведется по приведенной выше формуле потому, что стекание конденсатной пленки ламинарное.

29. Величина коэффициента теплоотдачи с паровоздушной стороны

$$\alpha_1 = \beta_{см} \cdot \alpha_0 = 0{,}83 \cdot 6670 = 5530 \; ккал/м^2 ч\,°C.$$

30. Коэффициент теплопередачи холодильника

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2} + R_{ст}} = \frac{1}{\frac{1}{5530} + \frac{1}{4500} + \frac{0{,}001}{90}} = 2400 \; ккал/м^2 \cdot ч\,°C.$$

31. Количество снимаемого тепла

$$Q = (G_1 - G_n'')(i_1 - i_2) = 184\,000 \; ккал/ч.$$

32. Необходимая поверхность теплообмена

$$F = \frac{Q}{K\Delta t} = \frac{814\,000}{2400 \cdot 29} = 2{,}65 \; м^2.$$

33. Принятая нами поверхность при активной высоте трубок

$$H = 0{,}55 \; м; \quad F = \pi d Z_1 H = 0{,}010 \cdot 169 \cdot 0{,}55 = 2{,}92 \; м^2.$$

Таким образом, запроектированная поверхность холодильника имеет запас не менее 20% с учетом того, что температурный напор принят в расчете средним, а не среднеинтегральным по высоте трубного пучка.

Выводы

1. Результаты проведенных на экспериментальном эжекторе исследований подтверждают целесообразность создания такого эжектора с противоточными холодильниками, движением конденсирующейся паровоздушной смеси внутри прямых вертикальных трубок и с охлаждаемыми диффузорами.

2. Применение охлаждаемых диффузоров в проточной части позволяет исключить перегрев пара и часть его сконденсировать. Это дает возможность уменьшить работу сжатия — снизить расход рабочего пара, — уменьшить поверхность холодильников.

3. Использование скоростного эффекта паровоздушной смеси при ее движении внутри прямых вертикальных трубок позволяет интенсифицировать теплообмен с паровой стороны.

4. На основании проведенных опытов установлены зависимости процесса теплообмена, происходящего внутри трубок вертикальных пучков при конденсации не только чистого пара, но и смеси пара с воздухом.

5. Установка турбулизаторов в хвостовой части холодильников интенсифицирует работу его без заметного повышения парового сопротивления.

6. Указанные преимущества новой конструкции позволяют создать опытный образец меньший по габаритам и поверхности холодильников и более экономичный по расходу пара.

ГЛАВА IX

КОНДЕНСАЦИЯ ПАРА ИЗ ПАРОВОЗДУШНОЙ СМЕСИ ПУТЕМ СМЕШИВАНИЯ ЕЕ С ВОДОЙ

§ 42. НАЗНАЧЕНИЕ И ПРОГРАММА ИССЛЕДОВАНИЯ

В разных отраслях техники, и в частности в энергетике, находят применение смесительные аппараты для конденсации пара с большим содержанием воздуха или других неконденсирующихся газов; при этом теплообмен и массообмен между конденсирующимся паром и охлаждающей водой существенно зависит от метода подачи воды и этим обусловливается тип аппаратуры. Соприкосновение пара с водой может происходить на смоченной поверхности насадки, по которой стекает пленка воды; вода может форсунками распыливаться в парогазовое пространство, и контакт ее происходит на поверхности образовавшихся капель; вода может подаваться в виде отдельных струй.

Целевым назначением проведенной совместно с инженером Г. П. Сай работы было исследование смесительной конденсации ПВС (паровоздушной смеси) с подачей воды струями, с тем чтобы на основе опытных данных разработать некоторые рекомендации по расчету и конструированию смешивающих конденсаторов, которые при большом (до 15%) содержании воздуха должны работать со значительным объемным тепловым и паровым напряжением.

Предварительный анализ опытных данных позволил наметить ряд факторов, которые могут влиять на интенсивность процесса конденсации пара из ПВС путем смешивания ее с водой:

а) кратность охлаждения m, т. е. отношение веса воды и пара, поступающих в конденсатор;

б) начальное содержание воздуха в паре ε', т. е. отношение веса воздуха и пара при входе в конденсатор;

в) температура воды на входе в конденсатор t';

г) избыточное давление воды $p_{изб}$, т. е. разность давления воды перед соплами и давления в конденсаторе $p_к$;

д) скорость ПВС w_γ при входе в конденсатор;

е) диаметр отверстий для подвода воды d_0 в *мм*;

ж) объемное тепловое напряжение q_v в *ккал/м³ ч*;

з) угол подачи воды по отношению к потоку ПВС;

и) прямоток или противоток или их сочетание.

По конденсации пара из паровоздушной смеси был произведен анализ и обобщение литературных данных. По поверхностной конденсации чистого пара и конструкции поверхностных конденсаторов имеется обширная литература — учебная и монографии; ряд исследований проведен и по поверхностной конденсации ПВС — перечень основной литературы по этим вопросам приведен в [11].

Смесительной конденсации чистого пара посвящена работа Э. Гаусбранда [18], некоторые вопросы освещены в работах А. Г. Касаткина [26] и В. М. Рамма [44]. Теоретическое решение задачи нагрева свободнопадающей водяной струи в неподвижном паре дано С. С. Кутателадзе [34], экспериментальные же исследования применительно к тарельчатым деаэраторам проведены в ЦКТИ А. А. Захаровым и Р. Г. Черной [34] и И. В. Васильевым [17]. Эти опыты велись при диаметре отверстий $d_0 = 3 \div 7$ *мм*, начальной скорости воды $w = 0{,}2—1{,}5$ *м/сек*. Применительно к водоструйным пароводяным подогревателям экспериментальное исследование проведено во ВТИ Зингером Н. М. [17] при начальном диаметре струи 10 и 15 *мм* и начальной скорости от 10 до 25 *м/сек*, а также Крапивиным А. М. [32]. Эти исследования проведены также при «малоподвижном» паре.

Литература по смесительной конденсации парогазовой смеси сравнительно невелика. Большие исследования насадочных аппаратов для охлаждения воздуха водой, обработанные в критериальных зависимостях, проведены Жаворонковым Н. М. [22]. Сводка эмпирических формул по полым скрубберам при охлаждении ненасыщенных газов водой приведена в монографии Егорова Н. Н. [20].

Обобщение экспериментальных данных по теплообмену и массообмену дано в работах Бермана Л. Л. [6], [7], [8], [10], а обобщение расчетных формул тепла и массообмена в насадочных аппаратах — в работе Павлова К.Ф. и др. [40].

Конструкция смешивающих конденсаторов довольно полно освещена в работах: Каула Р. Дж. и др. [27] и Макеева В. А. [38] и Казанского В. М. [23]. Методика расчета тарельчатых конденсаторов дана в книге Лебедева П. Д. и Щукина А. А. [36], а полых скрубберов в книге Рамма В. М. [44].

Анализ имеющихся данных по поверхностной и смесительной конденсации чистого пара и ПВС позволяет сделать лишь некоторые предварительные выводы качественного порядка (изложены ниже), а именно о влиянии воздуха в смеси, роли скорости теплоносителей и выбора схемы конденсатора применительно к смесительной конденсации ПВС с большим содержанием воздуха при подаче воды струями и большой объемной напряженности процесса. Остальные качественные и все количественные зависимости могут быть выявлены путем экспериментальных исследований.

Известно [11], [23], [27] и [38], что несмотря на тепловые преимущества противоточных смешивающих конденсаторов, прямоточные

лучше сопрягаются с паровыми турбинами, и поэтому в свое время, когда к качеству питательной воды для котельных агрегатов не предъявлялось высоких требований, они широко применялись, даже при мощности турбин 35 тыс. *квт.*; поэтому основное направление опытов состояло в исследовании процесса конденсации ПВС при прямотоке с подачей воды под углом 45 и 90° к потоку ПВС. С целью выявления роли объемного напряжения была предусмотрена возможность изменения высоты конденсатора (следовательно и его объема). Для выявления роли весовой скорости $w\gamma$ парогазового потока было произведено сопоставление опытных данных модели и промышленного образца.

Поскольку тепловые преимущества противоточных конденсаторов обусловлены наличием в паре воздуха, а цель данной работы — исследование конденсации пара при большом содержании воздуха; было намечено провести исследование и при противотоке с подачей воды под углом 45° и при встречном движении воды с ПВС. Изложенные положения учтены при разработке экспериментальной установки.

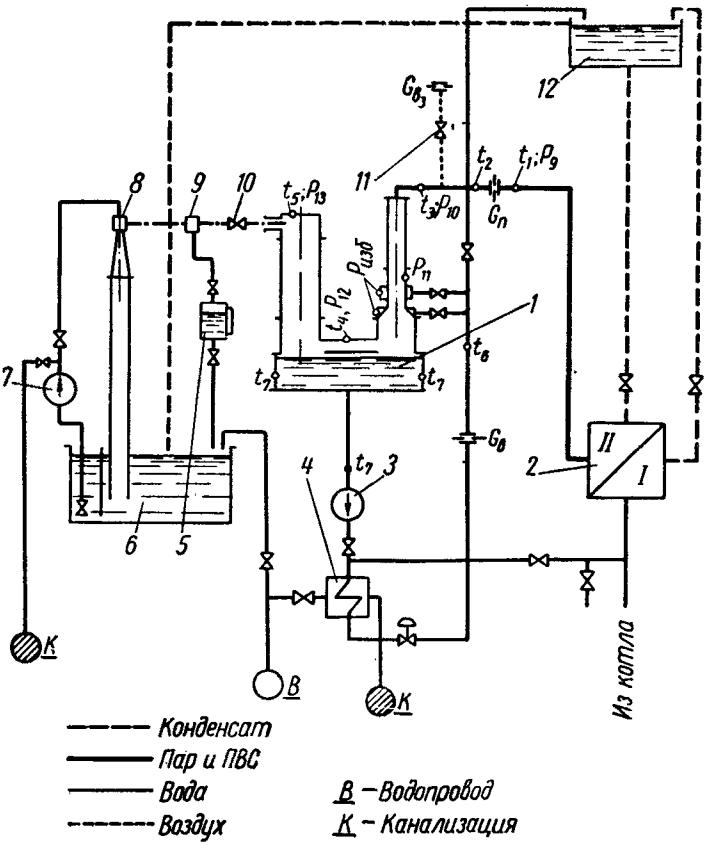
С целью выявления роли перечисленных выше факторов на процесс конденсации все опыты были разбиты на отдельные серии, каждая из которых включала лишь один переменный параметр. В каждой серии производилось не менее четырех опытов при различных значениях заданного переменного фактора, и в каждом опыте производилось 2—3 отсчета с интервалом 5—10 мин. Общее количество опытов, не считая наладочных, составило около 250.

Во всех сериях опытов практически постоянным поддерживались расход пара на входе в конденсатор $G_n = 185 \div 195$ *кг/ч* и давление в конденсаторе $p_к = 0{,}6 \div 0{,}63$ *ата*. Для сопоставлений за основу принят режим: $m = 14$; $\varepsilon' = 0{,}145 \div 0{,}15$; $p_{изб} = 1{,}7 \div 1{,}8$ *кг/см*^{2}; $p_к = 0{,}6 \div 0{,}63$ *ата*; подача воды под углом 45°; $d_0 = 1{,}0$ *мм*; $t' = 25 \div 26$°С; весовое объемное напряжение по подаваемому расходу ПВС $45 \div 50$ *т* на 1 *м*^{3}*/ч*, а по сконденсированному пару $d_v = 30 \div 35$ *т* пара/*м*^{3}*ч*.

§ 43. ОПИСАНИЕ ОПЫТНОЙ УСТАНОВКИ

Принципиальная схема установки с указанием мест измерений показана на фиг. 96. Ее основные элементы: смешивающий конденсатор *1*, паропреобразователь *2*, водоструйный эжектор *8*, поверхностный водо-водяной теплообменник *4* для охлаждения циркулирующей воды (конденсата); центробежные насосы эжектора *7* и конденсатный *3*; емкости — бак эжектора *6* и конденсатный *12*; измерительная аппаратура. Существенной особенностью стенда является осуществление замкнутого контура по циркуляционной воде и паро-конденсату, что позволяет избежать засорения разбрызгивающих сопел (ниппелей). В паропреобразователь первичный пар поступает от парового котла, а образовавшийся конденсат в конденсатный бак; питательная (испаряемая) вода — конден-

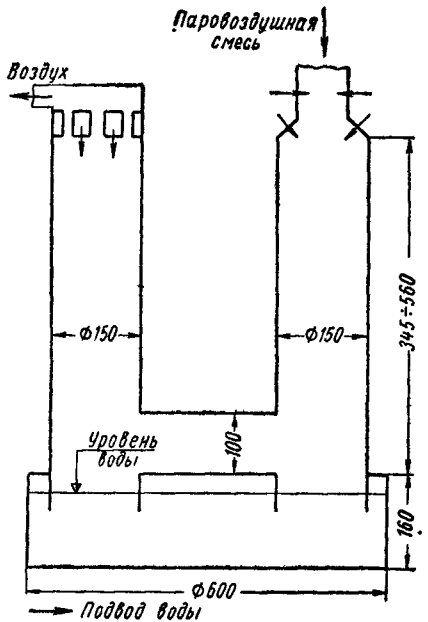
сат из конденсатного бака. Полученный вторичный пар задаваемых параметров поступает в смешивающий конденсатор *1*; его расход измеряется дроссельной шайбой. На пути к конденсатору ко вторичному пару через калиброванную шайбу добавляется воздух, количество которого регулируется игольчатым вентилем *11*.



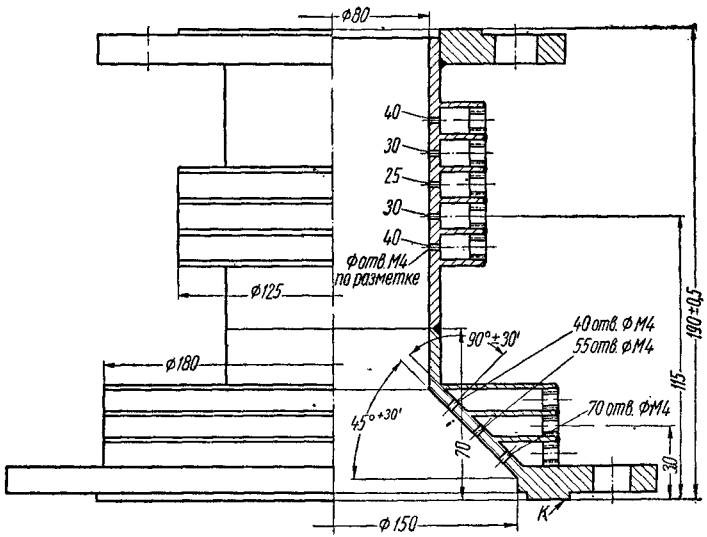
Фиг. 96. Принципиальная схема опытной установки для смесительной конденсации паровоздушной смеси.

Образовавшийся в результате конденсации пара избыток конденсата в циркуляционном контуре сбрасывается в конденсатный бак *12*, а оттуда (при переполнении) в бак эжектора *6*. Отсос воздуха осуществляется водоструйным эжектором *8*.

Смешивающий конденсатор сварной конструкции показан схематично на фиг. 97, а его головка — на фиг. 98. Нижняя часть конденсатора является сборником конденсата и сечение ее выбрано с учетом возможности точного регулирования уровня воды, который



Фиг. 97. Схема экспериментального конденсатора.



Фиг. 98. Головка экспериментального конденсатора.

измеряется водомерным стеклом. Путем установки различных головок и промежуточных труб осуществляется изменение объема парового пространства конденсатора и взаимного направления потоков ПВС и воды под различными углами, а также прямотоком или противотоком. Подача воды в головку конденсатора производилась через раздельные камеры (фиг. 98), в которые ввертывается необходимое количество разбрызгивающих сопел (латунных ниппелей). Количество и диаметр сопел выбирались в зависимости от требуемых условий опыта. Давление воды измерялось раздельно в каждой камере, т. е. непосредственно перед соплами. Осуществляя различные комбинации диаметров и числа сопел, а также включаемых камер, можно получить различные значения кратности охлаждения m или избыточного давления $p_{изб}$. Перестановкой промежуточных труб достигается изменение объемного напряжения (весового и теплового) при постоянном расходе ПВС. Изменение температуры воды, подаваемой в конденсатор, осуществлялось регулированием расхода воды в охладителе конденсата, а расход ее измерялся шайбой на напорной линии конденсатного насоса. Для измерения количества воды, механически уносимой с отсасываемой из конденсатора ПВС, установлены влагоотделитель *9* и мерный бачок *5* (см. фиг. 96). При проверке воздушной плотности установки вакуумная ее часть отключается пробковым краном *10*. Для обеспечения плотности фланцевых соединений была использована листовая резина толщиной 4—5 *мм*.

Тепловые и расходные характеристики установки

Расход пара (максимальный)	$G_п = 200 \div 250$ *кг/ч*
Давление пара в конденсаторе	$P_к = 0{,}2 \div 0{,}9$ *ата*
Расход воздуха (максимальный)	$G_{вз} = 30$ *кг/ч*
Расход циркуляционной воды (максимальный)	$G_в = 4000 \div 5000$ *кг/ч*
Давление воды на входе (избыточное)	$P_{изб} = 0{,}4 \div 3{,}0$ *кг/см²*
Температура воды на входе в конденсатор (минимальная)	$t' = 24$ °С
Кратность охлаждения	$m = 10 \div 20$
Начальное весовое содержание воздуха в паре	$\varepsilon' = 0 \div 0{,}17$
Диаметры сопел	$d_0 = 1{,}0;\ 1{,}5;\ 2{,}0$ *мм*
Максимальная тепловая мощность конденсатора	$Q = 115 \cdot 10^3$ *ккал/ч*

§ 44. МЕТОДИКА ПРОВЕДЕНИЯ ИССЛЕДОВАНИЙ И ОБРАБОТКИ ОПЫТНЫХ ДАННЫХ

1. Проверка воздушной плотности установки

Перед каждой серией опытов, проводившихся в течение не более одной смены, производилась проверка воздушной плотности вакуумной части установки путем определения скорости падения вакуума при выключенном эжекторе.

Проверка установки на плотность производилась следующим образом. Включался конденсатный насос, давление циркуляционной воды доводилось до 1,5—1,8 *кг/см²*, после чего эжектором в конденсаторе создавался вакуум $p_к = 0{,}04 \div 0{,}07$ *ата*. Температура насыщения при этом была выше температуры воды в холодной ус-

тановке и поэтому кипение воды исключалось. Через 10—15 *мин* (для деаэрации воды) вакуумная часть установки отключалась от эжектора. Скорость падения вакуума измерялась в течение 5—10 *мин*. Присос воздуха допускался не более 100—150 *г/ч*; при бо́льших присосах неплотности устранялись, после чего вновь производилась проверка на плотность под вакуумом.

Присосы воздуха подсчитывались по формуле Клапейрона-Менделеева

$$G = \frac{\delta p}{\tau} \cdot \frac{V}{RT},$$

где $\frac{\delta p}{\tau}$ — скорость падения вакуума в *мм вод. ст./ч;*

V — объем вакуумной части установки, равный 0,24 $м^3$;

R — газовая постоянная воздуха; $R = 29{,}27$ *кг м/кг* °С;

T — абсолютная температура в системе; принималось $T = 300$ °К;

G — присос воздуха в *кг/ч.*

Если скорость падения вакуума измерять в *мм рт. ст./ч*, то расчетная формула величины присосов воздуха

$$G = 0{,}00037 \frac{\delta p}{\tau} \text{ кг/ч.}$$

Эта формула справедлива при давлении в конденсаторе ниже критического, т. е. ниже 0,528 p_{am} (p_{am} — атмосферное давление); это всегда имело место при измерении скорости падения вакуума. Если же давление в конденсаторе выше критического, а это имело место в подавляющем большинстве опытов, то присосы воздуха меньше и необходимо ввести поправочный коэффициент; он представляет отношение расхода (присосов) при давлении выше критического к расходу при критическом давлении и равен

$$\sqrt{\frac{k+1}{k-1}\left(\frac{k+1}{2}\right)^{\frac{2}{\kappa-1}}\left[\left(\frac{p_к}{p_{am}}\right)^{\frac{2}{\kappa}} - \left(\frac{p_к}{p_{am}}\right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa}}\right]}.$$

Для воздуха показатель адиабаты $\kappa = 1{,}4$, и поправочный коэффициент равен

$$3{,}86\sqrt{\left(\frac{p_к}{p_{am}}\right)^{1,43} - \left(\frac{p_к}{p_{am}}\right)^{1,71}},$$

т. е. зависит от отношения давления в конденсаторе $p_к$ к атмосферному давлению p_{am}; для его подсчета была составлена расчетная таблица.

Расчетный расход воздуха принимался равным сумме: измеренного по шайбе плюс его присосы.

Скорость падения вакуума обычно лежала в пределах 100—250 *мм рт. ст./ч*, чему соответствует присос воздуха (без поправоч-

ного коэффициента на давление в конденсаторе) около 40—100 *г/ч*. При подаче воздуха через шайбу в среднем в пределах 25—30 *кг/ч* величина присосов была менее 0,4%.

2. Места измерений (см. фиг. 96) и их обозначения

1.	Температура пара перед шайбой (диафрагмой)	t_1 в °С
2.	» » после шайбы	t_2 в °С
3.	» ПВС перед конденсатором	t_3 в °С
4.	» » между стояками конденсатора	t_4 в °С
5.	» » после конденсатора	t_5 в °С
6.	» воды, входящей в конденсатор	t_6 в °С
7.	» » выходящей из конденсатора	t_7 в °С
8.	Давление пара перед шайбой	p_9 в *ата*
9.	» ПВС после впуска воздуха	p_{10} в *ата*
10.	» » перед конденсатором	p_{11} в *ата*
11.	» » между стояками	p_{12} в *ата*
12.	» » после конденсатора	p_{13} в *ата*
13.	» воды (избыточное над конденсатором)	$p_{изб}$ в *кг/см²*
14.	» атмосферное	$p_{ат}$ в *ата*
15.	Расход пара	$G_п$ в *кг/ч*
16.	Расход воздуха (с присосами)	$G_{вз}$ в *кг/ч*
17.	Расход воды	$G_в$ в *кг/ч*
18.	Паровое сопротивление	Δp *мм* вод. ст.
19.	Объем конденсатора	$V_к$ *м³*

3. Контрольно-измерительные приборы и обработка показаний

Температура (позиции 1—7) измерялась ртутными термометрами с ценой деления 0,1 °С. Вводились две поправки: по паспорту термометра и на выступающий столбик.

Давление пара и ПВС (позиции 8-12) измерялось ртутными U-образными вакуумметрами, отсчеты в коленах делались с точностью до 1 *мм рт. ст.* Атмосферное давление измерялось контрольным ртутным барометром. Давление воды, подаваемой в конденсатор, измерялось контрольными пружинными манометрами с ценой деления 0,05 *кг/см²*, что позволяло производить отсчеты до 0,01 *кг/см²*. Избыточное давление воды $p_{изб}$ подсчитывалось по отношению к давлению в конденсаторе $p_к$.

Паровое сопротивление конденсатора (позиция 18) измерялось U-образным манометром с заполнением водой и выражалось в *мм вод. ст.* Объем парового пространства конденсатора $V_к$ определялся от уровня разбрызгивающих сопел до уровня воды, который во время опытов поддерживался в сборнике конденсата постоянным. Определение расхода воды, пара и воздуха производилось стандартными шайбами, а обработка измерений — по общепринятым формулам [43].

4. Сопоставление температур и давлений пара и ПВС

При наладочных испытаниях установки и проведении первых серий опытов было проведено много расчетных сопоставлений измеренных значений температуры и давления пара и ПВС. Эти

сопоставления имели различное назначение: проверка показаний аппаратуры; проверка пара на перегрев и влажность его в результате дросселирования в измерительной шайбе; выявление величины восстановления давления пара после шайбы; определение перегрева ПВС, поступающей в конденсатор, инструктаж наблюдателей.

Сопоставление температуры пара t_1 до шайбы и соответственного давления p_9 показало, что расхождение между измеренной температурой (с поправками) и температурой насыщения при давлении p_9 лежит обычно в пределах 0,1—0,2 °С, т. е. в пределах точности измерений. Это дало возможность в ряде дальнейших опытов ограничиться измерением давления p_9. Сопоставление температуры и давления пара после шайбы (до места впуска воздуха) показало, что пар слегка перегретый (порядка 0,5—1°).

Восстановление потери давления в шайбе определялось сопоставлением перепада давления в шайбе и перепада давлений в трубопроводе перед и после шайбы. Восстановление давления по данным ряда опытов составляет около 30%.

Сопоставление давления ПВС (точка p_{10}) и температуры (точка t_3) до конденсатора производилось следующим образом. По измеренным: давлению пара p_{10}, расходам пара $G_п$ и воздуха $G_{вз}$ (без учета присосов) определялось парциальное давление пара в смеси

$$p_п = \frac{p_{10}}{1 + 0{,}622\varepsilon'}; \quad \left(\varepsilon' = \frac{G_{вз}}{G_п}\right).$$

Определялась температура насыщения, соответствующая вычисленному значению парциального давления $p_п$, и сопоставлялась с измеренной температурой. Разность между измеренной и рассчитанной температурой обычно составляла 0—1°. Ввиду незначительного перегрева пара увлажнение его перед конденсатором оказалось излишним.

5. Тепловой баланс конденсатора

В целях сопоставления результатов во всех опытах тепловая мощность конденсатора определялась как по воде, так и по ПВС.

Тепловая мощность по воде $Q_в = G_в(t'' - t')$ *ккал/ч*,

где $G_в$ — расход воды в *кг/ч*;

t' и t'' — температура воды на входе в конденсатор и выходе из него (позиции 6 и 7) в °С.

Расчет по пару производился в следующей последовательности: по измеренной температуре ПВС после конденсатора t_5 или t_4 определялось по таблицам насыщенного пара парциальное давление пара $p_п$; унос пара на 1 *кг* воздуха равен

$$\frac{D_э}{G_{вз}} = \frac{1}{\varepsilon''} = 0{,}622\,\frac{p_п}{p - p_п},$$

где p — измеренное (p_{13} — см. фиг. 96) давление ПВС после конденсатора; унос пара в эжектор $D_э = \frac{D_{вз}}{\varepsilon''}$; сконденсировалось пара $D_к = G_п - D_э$; тепло конденсации 1 *кг* пара $\delta_i = i - t''$ (i — энтальпия пара при давлении на входе; t'' — температура воды на выходе из конденсатора).

Тепловая мощность по пару

$$Q_п = D_к \delta_i.$$

Определялось расхождение (дебаланс) $\frac{Q_п - Q_в}{Q_п} \cdot 100$ (в большинстве случаев оно не превышало 5—6%) и кратность охлаждения

$$m = \frac{G_в}{G_п}.$$

Количество сконденсированного пара определялось также по очевидному выражению

$$D_к = \frac{Q_в}{\delta_i} \text{ кг/ч}.$$

6. Основные показатели процесса

Объемное паровое напряжение (по сконденсированному пару)

$$d_v = \frac{D_к}{V_к} \text{ кг/м}^3 \text{ ч},$$

где $G_к$ — количество сконденсированного пара в *кг/ч*;
$V_к$ — объем парового пространства конденсатора в $м^3$.

Объемное тепловое напряжение (по сконденсированному пару)

$$q_v = \frac{Q_п}{V_к} \text{ ккал/м}^3 \text{ ч}.$$

Объемный коэффициент теплопередачи

$$k_v = \frac{q_v}{\overline{\Delta t}} \text{ ккал/м}^3 \text{ ч°C},$$

причем средний температурный напор $\overline{\Delta t}$ определялся с учетом изменения температуры ПВС, т. е. по формуле

$$\overline{\Delta t} = \frac{\Delta t_б - \Delta t_м}{2{,}3 \lg \frac{\Delta t_б}{\Delta t_м}},$$

где $\Delta t_б$ и $\Delta t_м$ — бо́льший и ме́ньший температурные напоры.

Уместно отметить, что это выражение выводится для случая неизменного агрегатного состояния теплоносителей и его использование для аппаратов с конденсацией пара имеет условный харак-

тер и должно рассматриваться как чисто расчетный прием. Такой же условный характер имело бы применение в данном случае формулы среднего температурного напора при неизменной температуре ПВС. В пользу принятой формулы говорят следующие доводы: значительное содержание в данном случае воздуха в смеси, а следовательно, и существенное понижение температуры; если принимать температуру ПВС неизменной, то не будет разницы между прямо и противоточным смешивающим конденсатором, хотя в действительности предельной температурой отсасываемой смеси в одном случае является температура воды на выходе (при прямотоке), а в другом — на входе (противоток).

§ 45. РЕЗУЛЬТАТЫ И АНАЛИЗ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ДАННЫХ

Основные опыты, как указывалось выше, проводились при прямотоке с подачей воды под углом 45 и 90°. В каждой серии опытов исследовалось влияние одного из следующих факторов: кратности охлаждения m; начального содержания воздуха в паре ε'; температура воды на входе в конденсатор t'; избыточного давления воды (над давлением в конденсаторе) $p_{изб}$; объемного теплового напряжения q_v; и диаметра отверстий для подачи воды d_0.

Результаты опытов представлены в виде графиков: по оси абсцисс отложены значения переменного (исследуемого) фактора, а по оси ординат — значения объемного теплового напряжения q_v, среднего температурного напора $\overline{\Delta t}$ и объемного коэффициента теплопередачи k_v.

1. Прямоток с подачей воды под углом 45°

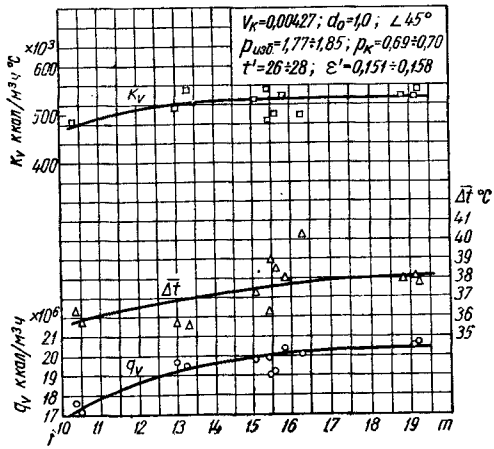
а) Влияние кратности охлаждения m

Результаты опытов представлены на фиг. 99. С увеличением кратности охлаждения примерно от 10 до 20 объемное тепловое напряжение q_v, практически пропорциональное количеству сконденсированного пара $\overline{D_к}$, возрастает примерно на 20%; средний температурный напор $\overline{\Delta t}$ возрастает примерно на 7%, а соответственно объемный коэффициент теплопередачи k_v возрастает на 12%, причем рост k_v заметен до $m = 14 \div 15$, а с дальнейшим увеличением m значение k_v остается неизменным. Характер этих зависимостей можно объяснить следующим: с увеличением m возрастает количество сконденсированного пара, а следовательно, и объемное тепловое напряжение q_v; из-за понижения конечной, а следовательно, и средней температуры воды, несколько возрастает средний температурный напор $\overline{\Delta t}$, но меньше, чем q_v; поэтому объемный коэффициент теплопередачи $k_v = \frac{q_v}{\overline{\Delta t}}$ тоже несколько растет.

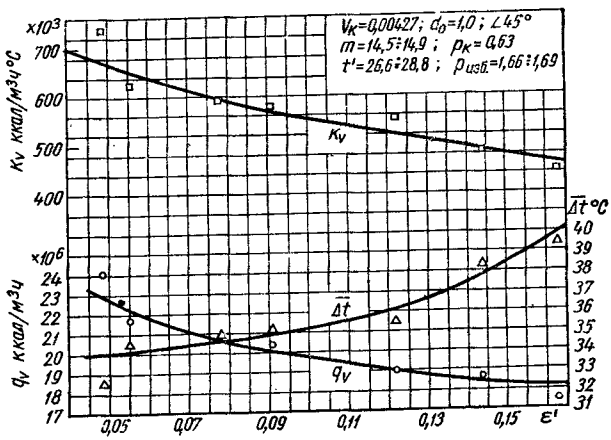
б) Влияние начального содержания воздуха в паре ε'

Результаты опытов представлены на фиг. 100. С увеличением ε' от 0,08 до 0,16 q_v уменьшается на 12%, Δt возрастает на 14%, а k_v соответственно уменьшается на 22%.

Экспериментально выявленные зависимости являются вполне закономерными: с увеличением содержания воздуха уменьшается количество сконденсированного пара, а следовательно, и объемное тепловое напряжение q_v; конечная температура воды уменьшается, а конечная температура ПВС возрастает, следовательно, возрастает $\overline{\Delta t}$. Уменьшение q_v и одновременное увеличение $\overline{\Delta t}$ обусловливают уменьшение объемного коэффициента теплопередачи k_v. В поверхностных конденсаторах имеет место аналогичная зависимость.



Фиг. 99. Влияние кратности охлаждения m (прямоток; 45°).

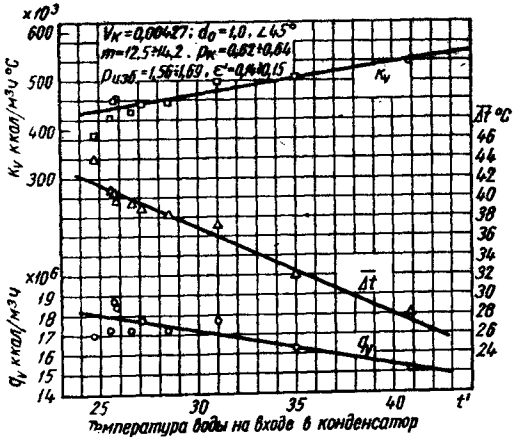


Фиг. 100. Влияние начального содержания воздуха в паре ε' (прямоток; 45°).

в) Влияние начальной температуры воды t'

Результаты опытов представлены на фиг. 101. С увеличением t' количество сконденсированного пара, а следовательно, q_v умень-

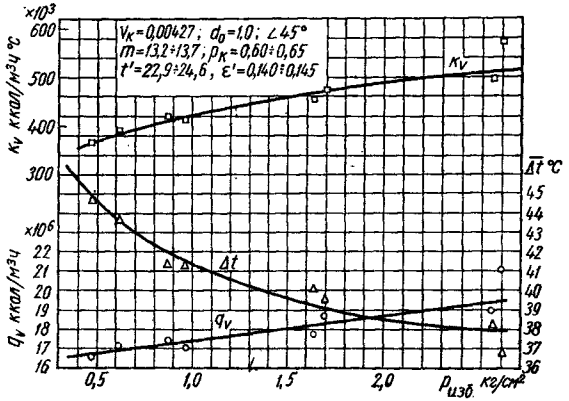
шается, а средняя температура воды возрастает, в результате чего уменьшается $\overline{\Delta t}$, причем сильнее, чем q_v. В результате объемный коэффициент теплопередачи k_v возрастает. В поверхностных конденсаторах коэффициент теплопередачи k тоже возрастает с увеличением начальной температуры воды. Это подтверждается как расчетной формулой Л. Д. Бермана, так и расчетным графиком Американского института теплообмена [11] и (фиг. 100 и 101).



Фиг. 101. Влияние начальной температуры воды t' (прямоток; 45°).

г) Влияние избыточного давления воды $p_{изб}$

Результаты опытов при диаметре отверстий для воды $d_0 = 1{,}0$ *мм* представлены на фиг. 102. С увеличением избыточного давления воды $p_{изб}$ (над давлением в конденсаторе) возрастает объемное тепловое напряжение q_v, средний температурный напор $\overline{\Delta t}$ уменьшается, и в результате объемный коэффициент теплопередачи k_v возрастает и при том весьма существенно. Так, при воз-



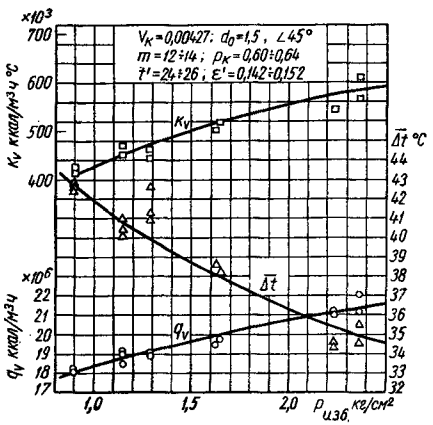
Фиг. 102. Влияние избыточного давления воды $p_{изб}$ ($d_0 = 1{,}0$ *мм*; прямоток; 45°).

растании $p_{изб}$ от 0,5 до 2,5 *кГ/см*² значение k_v увеличивается примерно на 40%. Уместно указать, что в этих опытах расход охлаждающей воды сохранялся неизменным, и увеличение $p_{изб}$ достига-

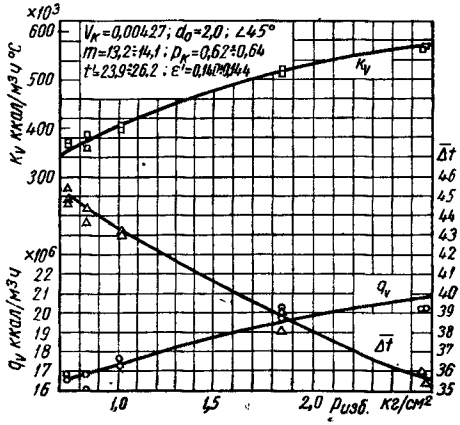
лось уменьшением числа отверстий, а следовательно, и уменьшением поверхности контакта пара с водой. Увеличение объемного коэффициента теплопередачи k_v, а еще большее увеличение коэффициента теплопередачи, отнесенного к единице поверхности контакта, обусловлено очевидно возрастанием скорости воды, а следовательно, и турбулентности струи. Аналогичное влияние скорости воды на интенсификацию теплообмена при смесительной конденсации пара подтверждается опытами Н. М. Зингера, А. М. Крапивина, И. В. Васильева, А. А. Захарова и Р. Г. Черной, а также теоретическими выводами Кутателадзе С. С. [17], [32] и [34].

д) Влияние диаметра отверстий d_0

Для выявления роли диаметра отверстий, через которые подавалась охлаждающая вода, были проведены серия опытов и при $d_0 = 1{,}5$ и $2{,}0$ *мм*. Результаты опытов представлены на фиг. 103 и



Фиг. 103. Влияние избыточного давления воды ($d_0 = 1{,}5$ *мм*; прямоток; 45°).



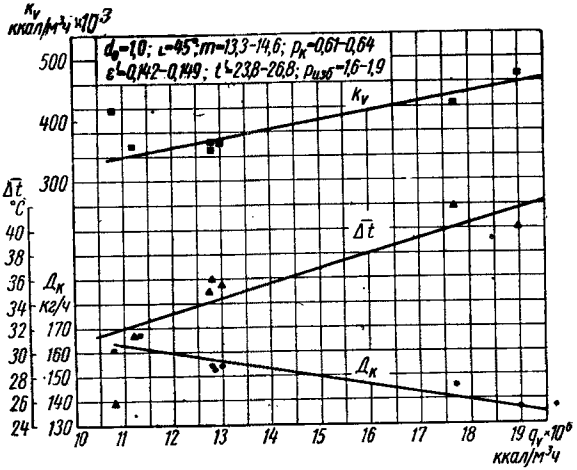
Фиг. 104. Влияние избыточного давления воды ($d_0 = 2{,}0$ *мм*; прямоток; 45°).

104. Характер изменения значений q_v, $\bar{\Delta t}$ и k_v аналогичен, как и при $d_0 = 1{,}0$ *мм* (см. фиг. 102). Для основного режима ($p_{изб} = 1{,}7$ *кГ/см²*) получены следующие значения объемного коэффициента теплопередачи: k_v: при $d_0 = 1{,}0$ *мм*, $k_v = 480 \cdot 10^3$; $d_0 = 1{,}5$, $k_v = 520 \cdot 10^3$; $d_0 = 2{,}0$, $k_v = 500 \cdot 10^3$ *ккал/м³ч °С*. Следовательно, в области исследованных значений d_0 (1—2 *мм*), их существенного влияния на объемный коэффициент теплопередачи не обнаружено.

е) Влияние объемого теплового напряжения q_v

Результаты опытов представлены на фиг. 105. Данная серия опытов велась при неизменных расходах, поступающих в конденсатор пара, воды и воздуха, но при разных объемах конденсатора

$V_к = 0{,}00427$; 0,00692 и 0,00877, которые изменялись в соотношении 1 : 1,62 : 2,05. С увеличением объемного теплового напряжения q_v, обусловленного уменьшением объема $V_к$, уменьшается количество сконденсированного пара $D_к$, возрастают значения среднего температурного напора $\Delta\bar{t}$ и объемного коэффициента теплопередачи k_v. При уменьшении объема $V_к$ с 0,00877 $м^3$ до 0,00427 $м^3$, т. е. на 51%,



Фиг. 105. Влияние объемного теплового напряжения q_v (прямоток; 45°).

увеличивается q_v от $10{,}8 \cdot 10^6$ до $19 \cdot 10^6$ *ккал/м³ч*, количество сконденсированного пара $D_к$ уменьшается на 17%. Вследствие уменьшения $D_к$ конечная и средняя температура воды понижается, а конечная и средняя температура пара возрастает; таким образом, в итоге возрастает средний температурный напор $\Delta\bar{t}$. Однако q_v растет быстрее, чем $\Delta\bar{t}$, в результате чего объемный коэффициент теплопередачи $k_v = \frac{q_v}{\Delta\bar{t}}$ с увеличением q_v также возрастает. Уместно отметить, что аналогичный характер зависимости между напряженностью работы аппарата и коэффициентом теплопередачи имеет место и в поверхностных конденсаторах см. в источнике [11, формулу (250) и фиг. 102]), с увеличением удельной паровой нагрузки $d_к$ (*кг/м²ч*) возрастает коэффициент теплопередачи k (*ккал/м²ч* °С).

ж) Некоторые дополнительные данные

Паровое сопротивление в проведенных опытах (прямоток; угол 45°) составляло в среднем 20—25 *мм вод. ст.*

Опыты, проведенные в разное время, иногда через большие промежутки времени, как правило, давали совпадающие результаты.

Это обусловлено очевидно применением замкнутой системы водяного охлаждения, благодаря чему удалось избегнуть накипеобразования и засорения сопел подачи воды в конденсатор.

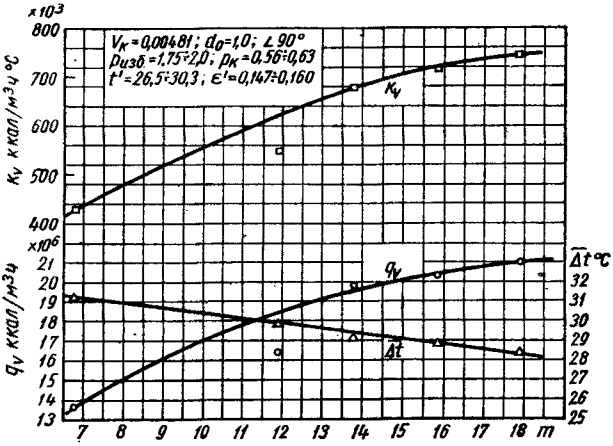
По балансу воды разбег в значениях объемного теплового напряжения q_v, подсчитанных для отдельных опытов оказался невелик. Несколько больше разбег получен по значению среднего температурного напора $\Delta\bar{t}$, что объясняется меньшей надежностью отдельных показаний температуры ПВС на выходе ее из конденсатора. Эти искажения показаний возможны от попадания капель воды на термометры. Разбег соответственно имеет место и в значениях k_v.

Унос воды вместе с паровоздушной смесью, отсасываемой из конденсатора эжектором, измерялся в установленном после влагоотделителя *9* цилиндрическом бачке *5* (см. фиг. 96) с внутренним диаметром 215 *мм*, снабженным водоуказательным стеклом. Изменение уровня воды в бачке на 1 *мм* (точность отсчета) соответствует около 35 *г* воды. Продолжительность каждой серии опытов составляла не менее трех часов при часовых расходах пара около 200 *кг/ч*, воды около 2,7 *т/ч*, воздуха около 30 *кг/ч*. Ни в одной серии опытов за все время испытаний увеличения уровня в измерительном бачке обнаружено не было. Это дает основание считать, что механический унос воды пренебрежимо мал; поэтому он не учитывался.

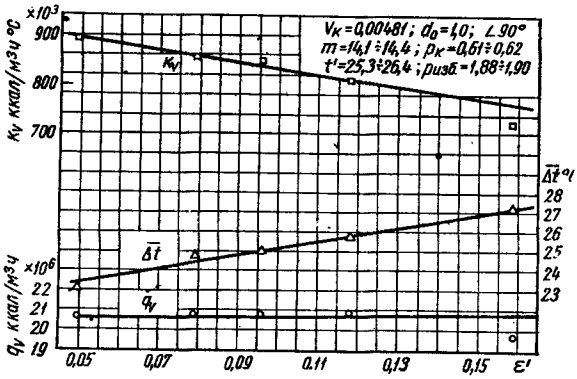
2. Прямоток с подачей воды под углом 90°

В опытах с подачей воды под углом 90° к потоку ПВС исследовалось влияние тех же факторов, что и в опытах под углом 45°, а именно: m, ε', t', $p_{изб}$, d_0 и q_v; результаты опытов представлены на фиг. 106—112. Общий характер закономерностей тот же самый, как при подаче воды под углом 45°, однако имеются некоторые существенные отличия, которые изложены ниже.

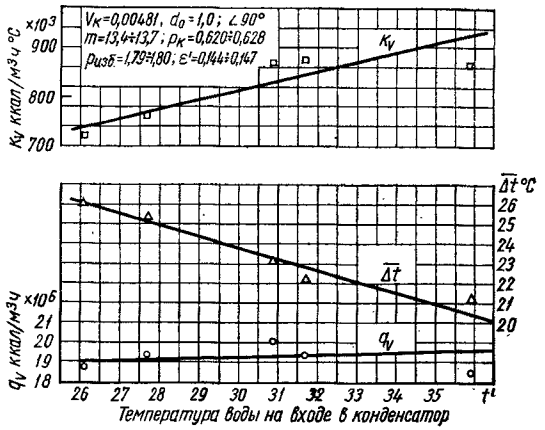
Интенсивность теплообмена, характеризуемая объемным коэффициентом теплопередачи k_v, значительно выше, примерно в 1,5 раза. Влияние начального содержания воздуха ε' сказывается менее заметно, а кратности охлаждения m и начальной температуры воды t' на объемный коэффициент теплопередачи k_v сказываются сильнее, чем при угле 45°. Более высокий объемный коэффициент теплопередачи обусловлен более интенсивным взаимодействием воды и ПВС; этим можно также объяснить и уменьшение влияния содержания воздуха в смеси. При визуальных наблюдениях подачи воды в головку конденсатора (без ПВС) замечено, что в результате взаимного удара струй отдельные капли вылетали вверх на высоту до 200 *мм*. Во время наладочных испытаний наблюдался заброс воды в штуцер для измерения давления, расположенный примерно на 100 *мм* выше верхнего ряда сопел; поэтому измерение давления ПВС перед конденсатором P_{11} (см. фиг. 96) было перенесено выше. Выброс воды возможно вызывал-



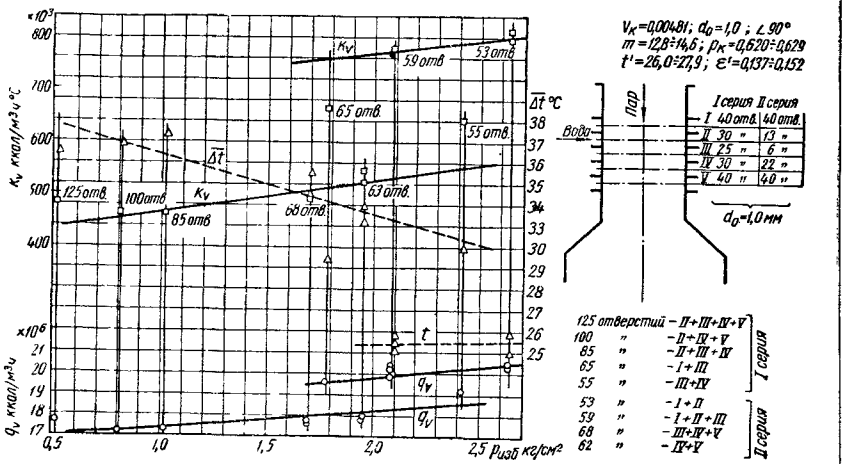
Фиг. 106. Влияние кратности охлаждения m (прямоток; 90°).



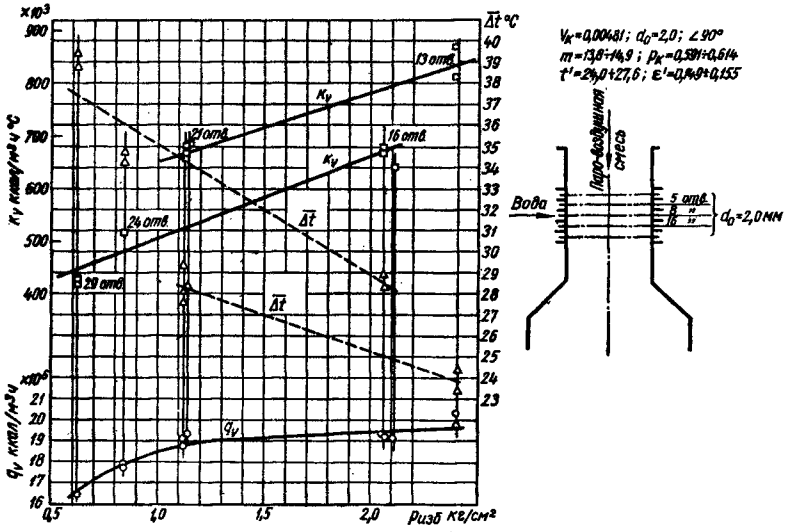
Фиг. 107. Влияние начального содержания воздуха в паре ε' (прямоток; 90°).



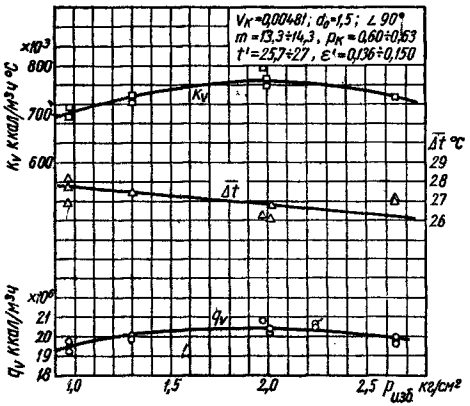
Фиг. 108. Влияние начальной температуры воды t' (прямоток; 90°).



Фнг. 109. Влияние избыточного давления воды $p_{изб}$ ($d_0 = 1$ *мм*; прямоток; 90°).



Фиг. 110. Влияние избыточного давления воды $p_{изб}$ ($d_0 = 2$ *мм*; прямоток; 90°).

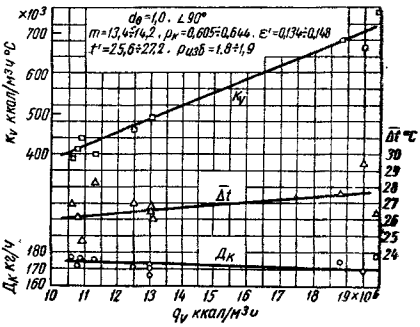


Фиг. 111. Влияние избыточного давления воды $p_{изб}$ ($d_0 = 1{,}5$ *мм*; прямоток; 90°).

ся ударом струй не только между собой, но и о стенки. Более тесным взаимодействием воды и ПВС вероятно объясняется и более значительная роль начальной температуры воды t' (меньшая роль вязкости) и кратности охлаждения m.

Второй особенностью является большее паровое сопротивление, которое составляло в среднем 80—100 *мм вод. ст.*

В серии опытов, проведенных при различном объеме парового пространства конденсатора ($V_к$ = = 0,00481; 0,00747; 0,00931 $м^3$, т. е. соотношение 1 : 1,55 : 1,94) при всех прочих неизменных факторах (фиг. 112) выявлено, что количество сконденсированного пара практически постоянно и не зависит от $V_к$, которое изменилось почти в 2 раза. Это дает основание предполагать, что при подаче воды под углом 90° процесс конденсации пара происходит на небольшом участке в зоне подачи воды, а хвостовая часть конденсатора в массообмене не участвует. Для сопоставления следует указать, что в аналогичных опытах с подачей воды под углом 45° при уменьшении объема парового пространства конденсатора количество сконденсированного пара уменьшалось (см. фиг. 106).



Фиг. 112. Влияние объемного теплового напряжения (прямоток; 90°).

При исследовании роли избыточного давления $p_{изб}$ при диаметрах отверстий для воды d_0 = 1 и 2 *мм* (см. фиг. 110 и 112) четко выявилось расслоение экспериментальных точек в зависимости от расположения по высоте включенных сопел. В тех случаях, когда были включены сопла в верхней или в двух верхних водяных камерах значения объемного теплового напряжения q_v и объемного коэффициента теплопередачи k_v получались значительно выше, чем при подаче воды в нижние камеры. В последнем случае значения q_v и k_v довольно близки к соответственным значениям при подаче воды под углом 45°, которая осуществлялась в расширенной части парового пространства.

Было выдвинуто предположение, что при подаче воды через нижние камеры, расположенные в непосредственной близости к расширенной части конденсатора, процесс конденсации не успевал закончиться в зоне подачи воды, и поэтому вследствие менее интенсивного протекания процесса объемный коэффициент теплопередачи оказался ниже. Для проверки этого предположения камеры подвода воды под углом 90° были подняты примерно на 200 *мм*, причем диаметр соединительного патрубка между водяными камерами и конденсатором был 80 *мм*, т. е. тот же, что и камер. Этот контрольный опыт был проведен при следующих условиях: $V_к$ = 0,00606 $м^3$; d_0 = 1,0 *мм*; угол 90°; $G_п$ = 195 *кг/ч*; $G_{вз}$ =

$= 33$ *кг/ч*; $G_в = 2600$ *кг/ч*; $m = 13{,}32$; $p_к = 0{,}627$ *ата*; $t_3 = 85{,}3°$; $t_4 = 68{,}9°$; $t_6 = 27{,}4°$; $t_7 = 64{,}1$ °C; $\varepsilon' = 0{,}17$.

Обработка этого опыта показала значения: $D_к = 175$ *кг/ч*; $q_v = 15{,}8 \cdot 10^6$ *ккал/м³ ч*; $\overline{\Delta t} = 21{,}4°$; $k_v = 740 \cdot 10^3$ *ккал/м³ ч* °C. Результаты этого опыта по объемному коэффициенту теплопередачи совпадают с теми данными, которые получены при подаче воды в верхнюю камеру (см. фиг. 110 и 112).

Можно полагать, что в условиях проведенных опытов (прямоток; диаметр конденсатора $d = 80$ *мм*; весовая скорость ПВС $w\gamma =$ $= 12$ *кг/м² сек*) процесс конденсации в основном заканчивается на участке, равном диаметру конденсатора, считая вниз от нижних сопел для подачи воды. Объемное напряжение этого участка весьма напряженное.

Интенсивность процесса конденсации пара из ПВС, которая характеризуется значением объемного коэффициента теплопередачи k_v, должна зависеть не только от скорости воды, которая пропорциональна корню квадратному от избыточного давления $p_{изб}$, но и от весовой скорости $w\gamma$ потока ПВС.

Следует указать, что в лабораторном экспериментальном конденсаторе, которым является модель, нельзя обеспечить ту же весовую скорость потока ПВС, что и в промышленном образце. Между весовой скоростью ПВС $w\gamma$, ее весовым расходом G, объемным паровым напряжением d_v, объемом парового пространства конденсатора $V_к$ и основным геометрическим размером конденсатора (диаметром) d при геометрическом подобии модели и образца имеют место следующие пропорциональные зависимости:

$$V_к \sim d^3;\ G \sim (w\gamma)\, d^2;\ d_v = \frac{G}{V_к}.$$

Из этих выражений можно вывести зависимости

$$d \sim \sqrt[3]{\frac{G}{d_v}};\quad w\gamma \sim G^{\frac{1}{3}} d_v^{\frac{2}{3}}.$$

Если расход ПВС для модели принять в 100 раз меньшим, чем для образца; и для модели и образца принято одно и то же значение объемного парового напряжения, т. е. $d_v = \text{idem}$, то линейный размер модели d, а также весовая скорость ПВС $w\gamma$ будут в ней в $\sqrt[3]{100} = 4{,}6$ раза меньше, чем в образце. Поскольку же весовая скорость в модели меньше, чем в образце, можно полагать, что и объемное паровое напряжение d_v модели будет меньше, чем образца, и соотношение между весовыми скоростями потоков ПВС в образце и модели будет даже больше, чем 4,6.

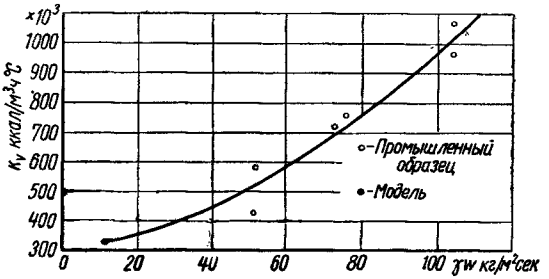
Для выявления роли весовой скорости на фиг. 113 по экспериментальным данным промышленного образца и модели построена зависимость $k_v = f(w\gamma)$. Значение для модели нанесено с учетом поправок на средние условия опытов на образце ($m = 10{,}7$;

$p_{изб} = 0{,}56$ *кГ/см*^{2}; $t' = 12°$ С). При внесении поправок использованы данные из произведенных опытов (поправка на температуру воды получена экстраполяцией).

3. Опытные подачи воды по противотоку

Опыты с подачей воды по противотоку (под углом 45° к потоку ПВС) были проведены при двух объемах парового пространства $V_к = 0{,}00427$ и $0{,}00692$ *м*^{3} с сохранением всех параметров, как при прямотоке. Результаты этих опытов идентичны с результатами опытов при прямотоке с подачей воды тоже под углом 45°.

Был произведен также опыт с соблюдением полностью противотока (см. фиг. 97). Опыт был проведен при $V = 0{,}011$ *м*^{3}; $m = 12{,}25$; остальные параметры соответствовали основному режиму.



Фиг. 113. Расчетный график для определения $k_v = f(w\gamma)$.

Полученное значение объемного коэффициента теплопередачи аналогично значениям при прямотоке при данном объеме, однако температура ПВС на выходе оказалась ниже температуры воды на входе, из-за чего существенно снизился унос пара в эжектор. Из этого можно сделать вывод о целесообразности обеспечения принципа противотока в той части конденсатора, откуда производится отсос воздуха.

§ 46. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОБЪЕМНОГО КОЭФФИЦИЕНТА ТЕПЛОПЕРЕДАЧИ

Одной из основных задач проведенного экспериментального исследования смесительной конденсации ПВС было выявление влияния ряда факторов на интенсивность теплообмена, которая характеризуется значением объемного коэффициента теплопередачи k_v. На основе проведенных исследований можно предложить расчетные формулы.

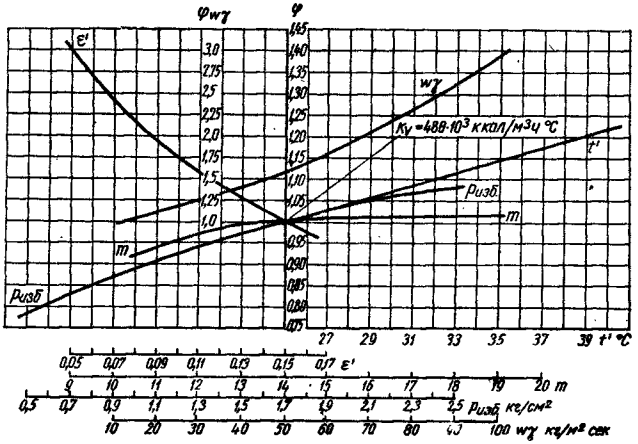
При подаче воды под углом в 45° к потоку ПВС как для прямотока, так и для противотока (фиг. 114)

$$k_v = 4{,}8 \cdot 10^5 \varphi_p \varphi_s \varphi_t \varphi_m \varphi_{w\gamma} \varphi_d \varphi_\phi \quad ккал/м^3ч\ °С. \tag{89}$$

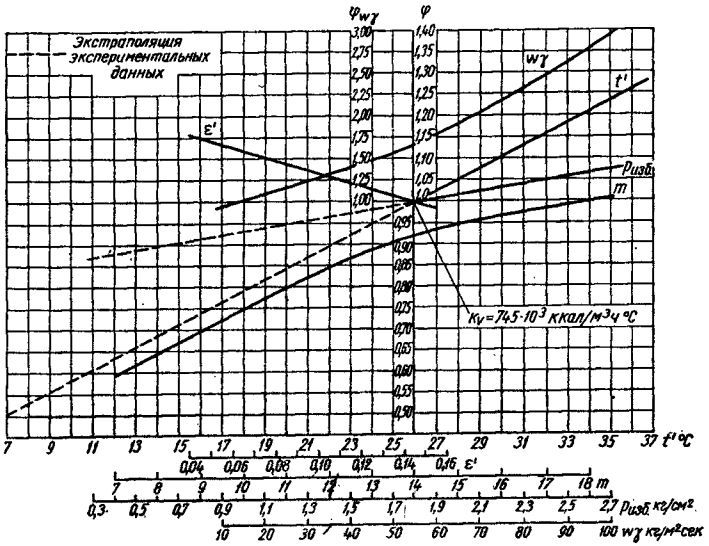
При подаче воды под углом 90° к потоку ПВС (фиг. 115)

$$k_v = 7{,}45 \cdot 10^5 \varphi_p \varphi_s \varphi_t \varphi_m \varphi_{w\gamma} \varphi_d \varphi_\phi \quad ккал/м^3ч\ °С, \tag{90}$$

где φ_p — поправочный коэффициент, зависящий от избыточного давления воды (над давлением в конденсаторе) $p_{изб}$ в *кГ/см*^{2};



Фиг. 114. График поправочных коэффициентов при подаче воды под углом 45° к потоку ПВС.



Фиг. 115. График поправочных коэффициентов при подаче воды под углом 90° к потоку ПВС.

φ_ε — поправочный коэффициент, зависящий от начального весового содержания воздуха в паре ε';

φ_t — поправочный коэффициент, зависящий от начальной температуры охлаждающей воды t';

φ_m — поправочный коэффициент, зависящий от кратности охлаждения m;

$\varphi_{w\gamma}$ — поправочный коэффициент, зависящий от весовой скорости потока ПВС $w\gamma$;

φ_d — поправочный коэффициент, зависящий от диаметра отверстий для воды d_0 (впредь до уточнения можно принимать $\varphi_d = 1$);

φ_ϕ — коэффициент формы конденсатора; он должен зависеть от очертания конденсатора, в частности, наличия и размеров застойных участков; он может быть определен сопоставлением предложенных расчетных формул с результатами испытания промышленных аппаратов.

Значения поправочных коэффициентов берутся из фиг. 114 или 115.

Уместно указать, что аналогичная структура формул или расчетных графиков с рядом поправочных коэффициентов широко используется в практике определения коэффициента теплопередачи в поверхностных конденсаторах, например, в расчетном графике Американского института теплообмена или по формуле Л. Д. Бермана (см. стр. 233—235 в источнике [11]).

§ 47. МЕТОДИКА РАСЧЕТА СМЕШИВАЮЩЕГО КОНДЕНСАТОРА

1. Исходные данные для расчета:

ПВС — параметры (давление и температура) и состав (сухой пар, влага, воздух);

охлаждающая вода — расход, давление перед соплами, температура; схема и тип конденсатора, метод подвода воды.

2. Задаемся конечным значением x'', т. е. долей нескоденсированного пара. При комбинированной схеме первая зона прямоточная, вторая — противоточная, расчет производится отдельно для каждой зоны — конечное значение x первой зоны является начальным для второй зоны.

3. По заданному давлению ПВС на входе в конденсатор p', начальному содержанию воздуха в паре $\varepsilon' = \frac{G_{вз}}{G_п}$ и значениям x' и x'' находим парциальные давления пара [14]; [11]

$$p'_п = \frac{p'}{1 + 0{,}622\,\frac{\varepsilon'}{x'}}; \quad p''_п = \frac{p''}{1 + 0{,}622\,\frac{\varepsilon'}{x'}}. \tag{91}$$

Значение p'' можно в предварительных расчетах принять равным p' или же оценить паровое сопротивление Δp; тогда $p'' = p' - \Delta p$.

По найденным значениям p_n' и p_n'' находим по таблицам насыщенного пара начальную t_1' и конечную t_1'' температуры ПВС. Аналогично этому по температуре насыщения находятся значения t_1'' и t_1' и в том случае, когда в конденсатор поступает перегретый пар. Тепло перегрева добавляется к теплу конденсации; температура перегрева учитывается также в части тепла, отнимаемого от воздуха, содержащегося в ПВС; средний же температурный напор подсчитывается по температуре насыщения t_1'.

4. Определяем конечную температуру воды. Для первого расчета целесообразно использовать приближенную зависимость

$$t'' = \frac{t' + \left(\frac{1}{m} - \frac{D_э}{G_в}\right) i}{1 + \left(\frac{1}{m} - \frac{D_э}{G_в}\right)} °C. \qquad (92)$$

В этой формуле известны значения: t'; $G_в$; $m = \frac{G_в}{G_п}$; i — по таблицам насыщенного пара; $D_э = \frac{G_{вз}}{\varepsilon''}$ — расход пара, уносимого с воздухом в эжектор или в следующую зону конденсатора, в *кг/ч*; причем конечное содержание воздуха в паре

$$\varepsilon'' = \frac{1}{0{,}622} \cdot \frac{p'' - p_n''}{p_n''}.$$

В дальнейших (уточненных) расчетах можно использовать или точную формулу

$$\delta t_2 = \frac{1}{m}\left[i' + \frac{1 - x'}{x'}\left(t_1' - t''\right)\right] - \frac{D_к}{D_в} t'' - \frac{D_э}{G_в} i'' - \frac{D_у}{G_в}\left(t_1'' - t''\right) + \\ + \frac{cG_{вз}}{G_в} \delta t_1 °C, \qquad (93)$$

или приближенную

$$\delta t_2 = \left(\frac{1}{m} - \frac{D_э}{G_в}\right) \delta i + \frac{cG_{вз}}{G_в} \delta t_1 °C, \qquad (94)$$

где

i' и i'' — энтальпия пара на входе и выходе в *ккал/кг*;

x' — сухость пара на входе;

$\delta i = i' - t''$ — тепло конденсации пара в *ккал/кг*;

$D_у$ — расход воды, механически увлекаемой с отсасываемой ПВС в *кг/ч*;

c — теплоемкость воздуха (при $p = \text{const}$); $c = 0{,}24$ *ккал/кг* °C;

$\delta t_1 = t_1' - t_1''$ — понижение температуры ПВС в °C;

$\delta t_2 = t'' - t'$ — повышение температуры охлаждающей воды в °C.

В приближенной формуле (94) принято $x' = 1$ (пар сухой насыщенный или перегретый), пренебрегается уносом воды ($D_y = 0$) и изменением энтальпии пара ($i'' \approx i'$). В формуле (92) дополнительно пренебрегается теплом охлаждения воздуха.

5. Тепловая мощность конденсатора (или одной зоны)

$$Q = G_в \delta t_2 \text{ ккал/ч}. \tag{95}$$

6. Находим средний температурный напор:
при прямотоке

$$\Delta \bar{t} = \frac{(t_1' - t') - (t_1'' - t'')}{2{,}3 \lg \dfrac{t_1' - t'}{t_1'' - t''}} °C; \tag{96}$$

при противотоке

$$\Delta t = \frac{(t_1' - t'') - (t_1'' - t')}{2{,}3 \lg \dfrac{t_1' - t''}{t_1'' - t'}} °C. \tag{97}$$

7. Определение значения объемного коэффициента теплопередачи k_v см. в предыдущем параграфе.

8. Находим необходимый объем конденсатора

$$V_к = \frac{Q}{k_v \Delta t} м^3. \tag{98}$$

9. Определяем (ориентировочно) паровое сопротивление конденсатора, используя при этом как экспериментальные данные, так и результаты испытания аналогичных промышленных образцов.

10. Если конденсатор состоит из нескольких зон, то последовательно рассчитываются все зоны.

11. Составляется задание для воздушного насоса: расход воздуха $G_{вз}$; расход пара, поступающего с воздухом (по давлению и температуре смеси) $D_э$; давление всасывания $p_э = p_к - \Delta p$.

§ 48. НЕКОТОРЫЕ РЕКОМЕНДАЦИИ ПО КОНСТРУИРОВАНИЮ СМЕШИВАЮЩИХ КОНДЕНСАТОРОВ

1. В конденсаторе, если он является частью турбинной установки, начальный участок для удобства сопряжения с турбиной целесообразно осуществлять прямоточным, т. е. с подводом пара сверху. С целью снижения температуры отсасываемой ПВС для уменьшения потерь пара и расхода энергии на работу воздушного насоса выходную часть конденсатора в зоне отсоса воздуха целесообразно осуществлять противоточной.

2. В двухзонном смешивающем конденсаторе при распределении охлаждающей воды между обеими зонами следует исходить

из следующего положения. В первой прямоточной зоне помимо устранения перегрева пара целесообразно осуществлять конденсацию пара в таком количестве, при котором еще не происходит существенного снижения температуры ПВС, так как в этом случае средний температурный напор при прямотоке почти тот же, что и при противотоке. Подсчеты показывают, что бо́льшая часть пара должна быть сконденсирована в первой (прямоточной) зоне, и соответственно должна быть распределена охлаждающая вода.

3. В первой (прямоточной) зоне целесообразна подача воды под углом 90° к потоку ПВС, так как в этом случае объемный коэффициент теплопередачи примерно в 1,5 раза больше, чем при подаче воды под углом 45°. Паровое сопротивление при этом несколько больше. Если это существенно, то в ряде случаев его можно уменьшить некоторым увеличением входного сечения для ПВС.

4. В хвостовой части конденсатора целесообразно осуществить полностью принцип противотока. Проведенные опыты показывают, что при этом температура отсасываемой ПВС ниже, чем конечная температура воды. В опытах же, при подаче воды под углом 45° к потоку ПВС температура смеси на выходе была выше конечной температуры воды.

5. Если по габаритам затруднительно разместить в первой зоне необходимое число отверстий для воды, то может оказаться целесообразной их профилировка с целью увеличения коэффициента расхода. По опытным данным коэффициент расхода для профилированных (с плавным входом) латунных сопел с отверстиями диаметром 1—2 *мм* лежал в пределах 0,7—0,9, а для обычных отверстий в стальной трубе составлял всего 0,3—0,4.

6. Визуальные наблюдения показывают, что струйки из расположенных на одном уровне отверстий, встречаясь друг с другом, образуют по оси конденсатора общую струю воды с относительно небольшой поверхностью контакта с паром. Поэтому представляется целесообразным разбивку отверстий осуществлять по винтовой линии.

7. Если по конструктивным соображениям необходимо увеличивать сечение конденсатора ниже отверстий для подвода воды под углом 90°, то расстояние между нижним рядом отверстий и началом расширения корпуса конденсатора должно быть не менее диаметра той части конденсатора, где производится подвод воды.

8. Анализ проведенных опытов и визуальные наблюдения позволяют сформулировать некоторые предположения, которые экспериментально пока еще достаточно не проверены:

а) Подачу воды на начальном (прямоточном) участке осуществлять через проходящую по оси конденсатора трубу с отверстиями, расположенными нормально по отношению к потоку ПВС. При этом устраняется возможность образования общей водяной струи с относительно небольшой поверхностью контакта с паром и при ударе воды о стенки корпуса конденсатора происходит интен-

сивное разбрызгивание воды. Возможен и комбинированный вариант с подачей воды как через стенку корпуса конденсатора (с разбивкой отверстий по винтовой линии), так и через отверстия в трубе, расположенной по оси конденсатора.

б) В противоточной зоне конденсатора подачу воды можно осуществить согласно фиг. 97, где вода поступает в межтрубное пространство, откуда вытекает через отверстия в нижней доске; при этом полностью осуществлен принцип противотока. Представляет интерес вариант подачи воды через расположенные по винтовой линии отверстия в трубах, через которые отсасывается воздух. В этом варианте вероятно будут сочетаться преимущества противотока и подачи воды под углом 90° к потоку отсасываемой ПВС. Такой метод подвода воды применяется в некоторых деаэраторах с насадкой [19], [11].

ГЛАВА X

МЕТОДИКА ОЦЕНКИ ЭФФЕКТИВНОСТИ ПРОМЕЖУТОЧНЫХ ХОЛОДИЛЬНИКОВ ТРАНСПОРТНЫХ ГАЗОТУРБИННЫХ УСТАНОВОК

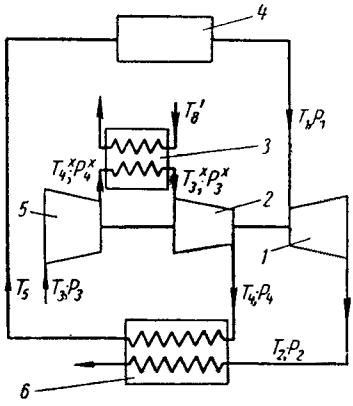
§ 49. ОСОБЕННОСТИ ОЦЕНКИ ЭФФЕКТИВНОСТИ ХОЛОДИЛЬНИКОВ ТРАНСПОРТНЫХ ГАЗОТУРБИННЫХ УСТАНОВОК

Ступенчатое сжатие воздуха в компрессоре с промежуточным охлаждением является, как известно, одним из методов повышения внутреннего коэффициента полезного действия $\eta_в$ газотурбинной установки (ГТУ). Эффективность промежуточного охлаждения повышается с увеличением ΔT_x — величины охлаждения воздуха и уменьшением аэродинамического сопротивления Δp_x холодильника. Возникающая в связи с этим задача определения оптимальных геометрических размеров холодильников обычно решается путем сопоставления ряда вариантных расчетов. Такой способ решения громоздок и при ограниченном числе вариантов не всегда приводит к наилучшему решению. В данной работе предлагается простой и достаточно точный аналитический метод определения оптимальных геометрических параметров промежуточных холодильников транспортных ГТУ. Для получения такого метода необходимо предварительно установить условия сопоставления и найти аналитическую зависимость, отражающую влияние тепловых и аэродинамических параметров холодильника на $\eta_в$. Аналогичная задача решена автором применительно к воздухоподогревателям ГТУ [31].

Обычно, во избежание недопустимого увеличения габаритов холодильников, принимают при расчете [11] недоохлаждение воздуха, т. е. разность температур охлажденного воздуха и воды на входе, не ниже 7—15 °С при значении сопротивления в пределах $\Delta p_x = 250 \div 1000$ *мм вод. ст.* Эти исходные условия практически определяют геометрические размеры поверхности теплообмена и габариты холодильника. Такое решение, принимаемое при расчете стационарных установок, нельзя считать приемлемым для транспортных установок, у которых габариты промежуточных холодильников, как и другой теплообменной аппаратуры, ограничены

и определяются жесткими условиями компоновки оборудования в машинном отделении. Отсюда следует, что при расчете промежуточных холодильников подобных транспортных ГТУ, за исходные величины должны быть приняты габариты холодильника. Поскольку задачей промежуточного охлаждения является увеличение внутреннего к. п. д. установки, лучшим вариантом холодильника будет, очевидно, тот, тепловые и аэродинамические параметры которого при данных габаритах обусловят наибольшее повышение $\eta_{iв}$.

Выведем зависимость, отражающую влияние ΔT_x и Δp_x на $\eta_{iв}$ применительно к схеме ГТУ с одним промежуточным холодильником и с регенерацией тепла (фиг. 116). Процесс в $T-s$ диаграмме представлен на фиг. 117. Всем параметрам воздуха и газа в дальнейшем будут приписываться индексы, соответствующие номерам точек на диаграмме.



Фиг. 116. Схема газотурбинной установки:

1 — газовая турбина; *2* — второй отсек компрессора; *3* — промежуточный холодильник; *4* — камера сгорания; *5* — первый отсек компрессора; *6* — воздухоподогреватель.

Определим работу сжатия воздуха. При отсутствии промежуточного охлаждения работа сжатия в обоих отсеках компрессора выразится как

$$Al_к = \frac{h_{к_1}}{\eta_{i к_1}} + \frac{h_{к_2}}{\eta_{i к_2}},$$

где $h_{к_1} = i_c - i_3$ и $h_{к_2} = i_d - i_4^*$ — изоэнтропийная работа сжатия в первом и втором отсеках компрессоров в *ккал/кг*;

$\eta_{i к_1}$ и $\eta_{i к_2}$ — к. п. д. соответственно первого и второго отсека компрессора. Введение промежуточного охлаждения уменьшает работу сжатия во втором отсеке компрессора на величину $\Delta l_в$, которую можно определить, пользуясь формулой [28] для оценки влияния изменения температуры воздуха перед компрессором на величину внутренней работы. При принятых обозначениях формула представляется в следующем виде:

$$\frac{\Delta l_в}{l_{в_2}} = \frac{1-\varphi}{\varphi} \cdot \frac{\Delta T_x}{T_4^x}, \qquad (99)$$

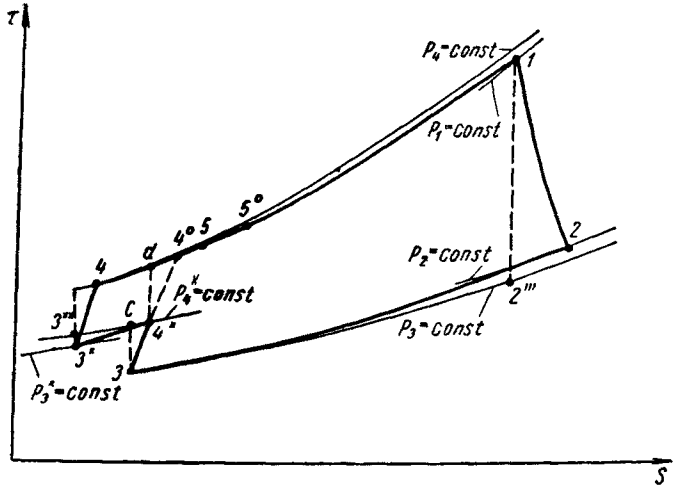
здесь

$\Delta T_x = T_4^x - T_3^x$ — величина охлаждения воздуха в °С;

φ — коэффициент полезной работы;

$l_{в_2}$ — удельная полезная работа в *ккал/кг*.

В связи с тем, что промежуточное охлаждение приводит к уменьшению работы сжатия только во втором отсеке компрессора, величина $\Delta l_в$ в (99) должна быть отнесена не к удельной полезной работе всей установки, а к работе $l_{в_2}$ части ее, состоящей из



Фиг. 117. Диаграмма процесса в ГТУ.

второго отсека компрессора и условно выделенного отсека турбины, работающего на второй отсек компрессора

$$Al_{в_2} = h_{т_2}\eta_{т_2} - \frac{h_{к_2}}{\eta_{к_2}}.$$

Коэффициент полезной работы в этом случае

$$\varphi = \frac{h_{т_2}\eta_{т_2} - \dfrac{h_{к_2}}{\eta_{к_2}}}{h_{т_2}\eta_{т_2}}$$

ч (99) после подстановки значений $l_{в_2}$ и φ приводится к виду

$$\Delta l_в = \frac{h_{к_2}}{\eta_{к_2}} \cdot \frac{\Delta T_x}{T_4^x}.$$

Работа сжатия при наличии промежуточного охлаждения воздуха равна

$$Al_к^x = \frac{h_{к_1}'}{\eta_{к_1}} + \frac{h_{к_2}}{\eta_{к_2}} - \frac{h_{к_2}}{\eta_{к_2}} \cdot \frac{\Delta T_x}{T_4^x}. \qquad (100)$$

Результатом промежуточного охлаждения является также снижение температуры воздуха за компрессором (перед воздухоподогревателем от T_4^0 до T_4, вследствие чего температура воздуха за воздухоподогревателем снизится от T_5^0 до T_5. Для оценки влия-

ния изменения температуры воздуха на величину удельной полезной работы применим расчетный прием, по которому при неизменном значении теплоподвода $q_1 = i_1 - i_4$ и других параметров цикла регенерация приводит к повышению удельной полезной работы ГТУ на величину

$$h_q = h_т \eta_т \frac{T_5^0 - T_4^0}{T_1},$$

которая при наличии промежуточного охлаждения уменьшится, по-видимому, на величину

$$\Delta h_q = h_т \eta_т \frac{T_5^0 - T_5}{T_1}.$$

Для имеющегося воздухоподогревателя определенных размеров, если пренебречь влиянием незначительного изменения температуры воздуха на характер теплообмена и считать расход воздуха (газа) неизменным, можно принять произведение величины поверхности нагрева $F_{вп}$ и коэффициента теплопередачи k неизменным. Решая совместно уравнения теплопередачи и теплового баланса воздухоподогревателя для режимов с охлаждением и без охлаждения воздуха, можно показать, что при неизменном T_2, значения степени регенерации для указанных режимов одинаковы

$$\sigma = \frac{T_5^0 - T_4^0}{T_2 - T_4^0} = \frac{T_5 - T_4}{T_2 - T_4}. \qquad (101)$$

Это обстоятельство может быть объяснено увеличением среднего температурного напора при снижении температуры воздуха в подогревателе. Учитывая зависимость (101), получим:

$$h_q = h_т \eta_т \sigma \frac{T_2 - T_4^0}{T_1} \qquad (102)$$

и

$$\Delta h_q = h_т \eta_т (1 - \sigma) \frac{\Delta T_x}{T_1}. \qquad (103)$$

Потеря напора в промежуточном охладителе ведет к увеличению изоэнтропийной работы сжатия во втором отсеке компрессора на величину $h_c^x = c_p (T_3^{xx} - T_3^x)$, которая после преобразования приводится к виду

$$h_c^x = m c_p T_3^{xx} \frac{\Delta p_x}{p_4^x}, \qquad (104)$$

где $m = \frac{k-1}{k}$ и $k = \frac{c_p}{c_v}$.

Потеря напора в воздухоподогревателе уменьшает располагаемую работу на величину [31]

$$h_c^в = m c_p T_2''' \left(\frac{\Delta p_в}{p_4} + \frac{\Delta p_г}{p_3} \right), \qquad (105)$$

где $\Delta p_в$ и $\Delta p_г$ — потери напора соответственно по воздушной и газовой стороне воздухоподогревателя.

Выражение для внутреннего к. п. д. установки, если пренебречь расходом энергии на подачу воды через холодильник, можно, очевидно, представить в следующем виде:

$$\eta_{iв} = \frac{h_T\eta_T - Al_к^x + h_q - \Delta h_q - \frac{h_c^x}{\eta_{к_2}} - \frac{h_c^e}{\eta_T}}{q_1}. \qquad (106)$$

Подставив в (106) значения $Al_к^x$, h_q, Δh_q и Δh_c^x, h_c^e соответственно из формул (100 и 102—105) и выделив члены, зависящие от ΔT_x и Δp_x, получим зависимость, отражающую влияние тепловых и аэродинамических параметров промежуточного холодильника на приращение полезной удельной работы, т. е. и на внутренний к. п. д. газотурбинной установки

$$A\Delta l_x = \left(\frac{h_{к_2}}{\eta_{к_2}} \cdot \frac{1}{T_4^x} - h_T\eta_T \cdot \frac{1-\sigma}{T_1}\right)\Delta T_x - \frac{mc_pT_3^{xx}}{\eta_{к_2}} \cdot \frac{\Delta p_x}{p_4^x}. \qquad (107)$$

При сопоставлении промежуточных холодильников, имеющих одинаковые габариты, очевидно выгоднее тот, который обусловливает большее значение $A\Delta l_x$ при данных параметрах цикла ГТУ.

В связи с изложенным необходимо отметить следующее. Различие в значениях T_3^x, т. е. и в $\tau_x = \frac{T_3^x}{T_1}$ для сопоставляемых вариантов охладителей, должно обусловить различие в значении оптимальной степени сжатия первого отсека компрессора $\sigma_{опт}$, а следовательно, и различие в исходных данных для расчета холодильника (p_4^x, T_4^x) и других параметрах цикла. Анализ зависимости для $\sigma'_{опт}$ [28] показывает, что отклонения в величине $\Delta T_x = T_4^x - T_3^x$ для различных вариантов холодильников до 30% вызывает изменения в величине $\sigma'_{опт}$, не превосходящие 3%. Столь же невелико влияние на $\sigma'_{опт}$ величины $\eta_в$, зависящей от ΔT_x и Δp_x. Из сказанного следует, что при сопоставлении различных вариантов холодильников, значения основных параметров цикла ГТУ могут быть с достаточной точностью приняты неизменными, и величина $A\Delta l_x$ может служить для оценки теплоаэродинамических качеств сопоставляемых холодильников.

На основе полученного соотношения (107) представляется возможным аналитическое решение задачи определения оптимальных параметров данного типа поверхности теплообмена промежуточного холодильника. Для этого, полагая, что основные параметры цикла ГТУ, входящие в уравнение (107), известны, выразим значения ΔT_x и Δp_x через заданные значения размеров холодильника a, b и c, расхода воды $G_в$ и воздуха $G_{вз}$, неизвестной весовой скорости воздуха $(w\gamma)_{вз}$. Определив значение $(w\gamma)_{вз}$, при кото-

ром $A\Delta l_x = \max$, найдем оптимальные геометрические параметры поверхности теплообмена. Задачу решим применительно к холодильнику, представляющему гладкотрубный шахматный пучок (фиг. 118).

При отношении водяных эквивалентов воздуха и воды

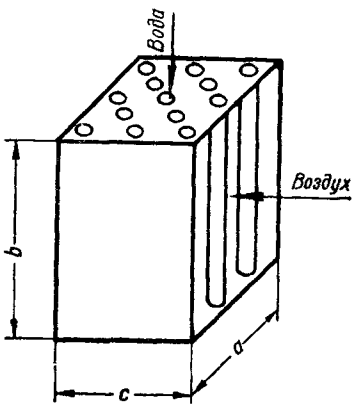
$$\frac{W_{вз}}{W_в} = 0{,}01 \div 0{,}1$$

независимо от направления движения теплоносителей [39] изменение температуры воздуха

$$\Delta T_x = (t_4^x - t_в')\, z, \qquad (108)$$

где $t_в'$ — температура воды на входе в холодильник;

z — параметр, зависящий в указанном интервале отношений водяных эквивалентов практически только от величины $\frac{kF_x}{W_{вз}}$.



Фиг. 118. Схема промежуточного холодильника.

Для интервала значений $\frac{kF_x}{W_{вз}} = 1{,}25 \div 2{,}5$ величину параметра z можно представить приближенным соотношением

$$Z = 0{,}7 \left(\frac{kF_x}{W_{вз}}\right)^{0,32}.$$

Можно пренебречь тепловым сопротивлением стенки трубки и теплоотдачи от стенки к воде и для рассматриваемого случая [39] принять $k = \alpha_{вз} = 0{,}37\varepsilon_i \frac{\lambda_{вз}}{d_н} \mathrm{Re}^{0,6}$,

где ε_i — поправка, зависящая от числа рядов i;

$\lambda_{вз}$ — коэффициент теплопроводности воздуха в *ккал/м · ч °С*;

$d_н$ — наружный диаметр трубки в *м*.

При $i > 20$ и средней температуре потока воздуха $t_{вз} = 80 \div 120$ °С можно с погрешностью менее 2% принять:

$$k = 6{,}0 d_н^{-0,4} (w\gamma)_{вз}^{0,6},$$

где $(w\gamma)_{вз}$ — весовая скорость воздуха в *кг/сек м²*.

Поверхность теплообмена

$$F_x = \pi \bar{d} b N,$$

где число трубок

$$N = \frac{G_в}{3600 \frac{\pi}{4} d_в^2 (w\gamma)_в};$$

здесь d и $d_в$ — средний и внутренний диаметры трубок в *м*;
$(w\gamma)_в$ — весовая скорость воды, значение которой принимается обычно в пределах 1500—2000, в *кг/м² сек*.

Подставив значения k и F_x в (108), получим после преобразования

$$\Delta T_x = M\,(w\gamma)_{вз}^{0,192}, \tag{109}$$

где

$$M = 0{,}24\,(t_4^x - t_в')\left[\frac{bG_в}{d_н^{1,4}G_{вз}\,(w\gamma)_в}\right]^{0,32}.$$

Потерю напора воздуха в холодильнике можно определить с помощью формулы [39]

$$\Delta p_x = \frac{5{,}4 + 3{,}4i}{Re^{0,28}} \cdot \frac{(w\gamma)_{вз}^2}{2g\bar{\gamma}_{вз}}.$$

Выразив значения Re и $\bar{\gamma}_{вз}$ при $\bar{t}_{вз} = 80 \div 120\,°C$, получим для пучка с числом рядов $i > 20$:

$$\Delta p_x = \frac{0{,}257 \cdot 10^{-4} i \bar{T}_{вз}}{d_н^{0,28}\bar{P}_{вз}}\,(w\gamma)_{вз}^{1,72},$$

где $\bar{P}_{вз}$ — среднее давление воздуха в *кГ/см²*. Ввиду того, что $\Delta p_x \ll \bar{p}_{вз}$ можно принять $\bar{p}_{вз} \approx p_4^x$. Погрешность в величине Δp_x, обусловленная принятыми допущениями, как показывает расчет, не превосходит 2—3%. Значение числа рядов трубок можно выразить зависимостью

$$i = \frac{G_в}{1{,}95 \cdot 10^3 a d_н\,(w\gamma)_в\left[1 - \dfrac{G_{вз}}{3600ab\,(w\gamma)_{вз}}\right]},$$

и тогда потеря напора [1]

$$\Delta p_x = L\frac{(w\gamma)_{вз}^{2,72}}{(w\gamma)_{вз} - R}, \tag{110}$$

где

$$L = \frac{1{,}32 \cdot 10^{-8}\bar{T}_{вз}G_в}{a d_н^{1,28} p_4^x\,(w\gamma)_в}; \quad R = \frac{G_{вз}}{3600\,ab}.$$

---

[1] Значение средней температуры воздуха $\bar{T}_{вз}$ предварительно оценивается, а затем уточняется.

Подставив значения ΔT_x и Δp_x из (109) и (110) в (107), обозначив:

$$\frac{h_{к_2}}{\eta_{к_2}} \cdot \frac{1}{T_4^x} - h_m \eta_{lm} \frac{1-\delta}{T_1} = D;$$

$$\frac{mc_p}{\eta_{к_2} p_4^x} = B,$$

и имея ввиду, что $T_3^{xx} \approx T_4^x - \Delta T_x$, после преобразования получим

$$A\Delta l_x = DM (w\gamma)_{вз}^{0,192} - BLT_4^x \frac{(w\gamma)_{вз}^{2,72}}{(w\gamma)_{вз} - R} + BLM \frac{(w\gamma)_{вз}^{2,912}}{(w\gamma)_{вз} - R}. \quad (111)$$

Исследовав уравнение (111) на максимум путем решения уравнения

$$\frac{\partial (A\Delta l_x)}{\partial (w\gamma)_{вз}} = 0,$$

либо, путем анализа графика, что практически значительно проще,

$$\Delta l_x = f[(w\gamma)_{вз}],$$

построенного по нескольким произвольно принятым значениям $(w\gamma)_{вз}$, получим значение оптимальной весовой скорости воздуха $(w\gamma)_{вз}^{опт}$, и следовательно, оптимальных параметров поверхности теплообмена: числа рядов i, относительного шага $\frac{s_1}{d}$, $\frac{s_2}{d}$ и т. д. Для других типов поверхности теплообмена задача решается аналогично.

Произведенные расчеты указывают на достаточную точность формулы (111): различие в значениях $A\Delta l_x$, найденных по приближенной формуле (111) и по исходной (107) путем подробного расчета при данном $(w\gamma)_{вз}^{опт}$, не превосходят 4—5%.

ГЛАВА XI

МЕТОДИКА ТЕПЛОАЭРОДИНАМИЧЕСКОГО ПОВЕРОЧНОГО РАСЧЕТА ПОВЕРХНОСТНОГО ВОЗДУХООХЛАДИТЕЛЯ ЦИРКУЛЯЦИОННОЙ ВОДЫ

Общие положения

Рассматриваемые поверхностные воздухоохладители, как правило, предназначаются для работы с каким-то определенным тепловым агрегатом (конденсатором паровой турбины, двигателем внутреннего сгорания и т. п.); количество тепла, передаваемого циркуляционной воде в основном агрегате, и равное ему количество тепла, отдаваемое ею воздуху в охладителе, практически зависит исключительно от режима работы основного агрегата [11]. При стабильном режиме основного агрегата изменение (повышение) температуры воды в нем и равное ему понижение температуры воды в охладителе зависят только от расхода циркуляционной воды и ее температуры на входе в основной агрегат; если расход воды неизменен, то понижение температуры воды в охладителе определяется только режимом основного агрегата. Конструкция же и размеры охладителя будут обусловливать только больший или меньший температурный напор, т. е. разность между средними температурами охлаждаемой воды и охлаждающего воздуха.

§ 50. МЕТОДИКА И ПОСЛЕДОВАТЕЛЬНОСТЬ ПОВЕРОЧНОГО ТЕПЛОАЭРОДИНАМИЧЕСКОГО РАСЧЕТА

Методика теплоаэродинамического поверочного расчета воздушного поверхностного охладителя циркуляционной воды разработана в двух вариантах: для естественной и искусственной тяги.

Работа охладителя обусловливается тепловыми и аэродинамическими факторами. Количество тепла, передаваемого от воды к воздуху, зависит от поверхности охлаждения, количества проходящего воздуха, его расхода, коэффициента теплоотдачи от стенки к воздуху и среднего температурного напора между водой и воздухом. Коэффициент теплоотдачи зависит от типа и геометрических

размеров поверхности охлаждения, а также от скорости воздуха. Скорость и расход воздуха зависят от величины тяги, свободных сечений и общего коэффициента сопротивления. Величина же тяги зависит от характеристики вентилятора, а при естественной тяге — от повышения температуры воздуха в охладителе и от высоты вытяжной трубы охладителя. Величина же тяги в свою очередь должна быть равна общему аэродинамическому сопротивлению, т. е. зависит от конструктивных элементов поверхности охладителя, расхода и скорости воздуха. Имеется также зависимость между скоростью и расходом воздуха, повышением его температуры, количеством воспринимаемого им тепла и живыми сечениями аппарата.

1. Принятые обозначения

Тепловые

Q — количество тепла, передаваемого от циркуляционной воды воздуху в *ккал/ч*;

t'_1, t''_1, $\overline{t}_1$, δt_1 — температура воды при входе в охладитель, выходе из него, средняя температура и понижение температуры в °С;

t'_2, t''_2, $\overline{t}_2$, δt_2 — то же для воздуха и повышение температуры;

Δt — средний температурный напор между водой и воздухом в °С;

α — коэффициент теплоотдачи от стенки к воздуху в *ккал/м²ч* °С; в данном случае $\alpha \approx k$ (общему коэффициенту теплопередачи);

c_p — весовая теплоемкость воздуха при постоянном давлении в *ккал/кг* °С; принято $c_p = 0{,}24$.

Аэродинамические

w — скорость воздуха в охладителе в *м/сек*;

ξ — коэффициент трения в каналах (для воздуха);

ζ — коэффициенты местных сопротивлений (для воздуха);

$Z = \xi \frac{l}{d} + \Sigma\zeta$ — общий коэффициент сопротивления охладителя;

γ — удельный вес воздуха при его средней температуре в охладителе в *кг/м³*;

g — ускорение силы тяжести, равное 9,81 *м/сек²*;

p — разрежение, создаваемое вентилятором или вытяжной трубой, в *мм вод. ст.*;

$V_ч$, $V_{сек}$ — расход воздуха в *м³/ч* и *м³/сек*;

N — мощность, потребная на привод вентилятора, в *квт*;

η — к. п. д. вентиляторной установки.

Конструктивные и геометрические

F — поверхность охлаждения в $м^2$;
S — живое сечение охладителя в $м^2$;
d — эквивалентный диаметр в $м$;
l — длина каналов охладителя в $м$;
H — высота вытяжной трубы в $м$.

2. Расчетные уравнения

Цель данной работы — создать простой, удобный для практического пользования метод поверочного теплового и аэродинамического расчета воздухоохладителя циркуляционной воды как при естественной, так и при искусственной тяге. В разработанной методике исходим из общеизвестных положений теплообмена и аэродинамики.

Уравнение теплового баланса

$$Q = V_z c_p \delta t_2 \gamma = 3600 S w c_p \delta t_2 \cdot 1{,}293 \frac{273}{273 + \overline{t_2}} \; ккал/ч, \qquad (112)$$

поскольку удельный вес воздуха при атмосферном давлении и средней температуре в охладителе

$$\gamma = 1{,}293 \frac{273}{273 + \overline{t_2}} = 1{,}293 \frac{273}{273 + t_2' + \frac{\delta t_2}{2}} \; кг/м^3. \qquad (113)$$

Из (112) в результате простейших преобразований, подстановки $c_p = 0{,}24$ и численных подсчетов, находим выражение для скорости воздуха в охладителе

$$w = \frac{Q}{1115 S \delta t_2} \cdot \frac{273 + \overline{t_2}}{273} = \frac{Q}{1115 \cdot S \delta t_2} \cdot \frac{273 + t_2' + \frac{\delta t_2}{2}}{273} \; м/сек. \qquad (114)$$

Уравнение тяги и аэродинамического сопротивления. Разрежение (тяга), создаваемое вытяжной трубой или вентилятором, расходуется на преодоление местных сопротивлений и трения. Как при естественной, так и искусственной тяге разрежение равно

$$p = \left(\xi \frac{l}{d} + \Sigma\zeta\right) \frac{w^2 \gamma}{2g} = Z \frac{w^2 \gamma}{2g} \; мм \; вод. \; ст; \qquad (115)$$

откуда скорость движения воздуха в охладителе

$$w = \sqrt{\frac{2gp}{Z\gamma}} \; м/сек. \qquad (116)$$

Дальнейшие выводы делаем отдельно для естественной и искусственной тяги. При естественной тяге разрежение равно

произведению высоты трубы на разность удельных весов холодного (наружного) и нагретого в охладителе воздуха

$$p = H \cdot 1{,}293\left(\frac{273}{273+t_2'} - \frac{273}{273+t_2'+\delta t_2}\right) = \frac{1{,}293 \cdot 273\delta t_2 H}{(273+t_2')(273+t_2'+\delta t_2)}$$

мм вод. ст. (117)

Подставляя это выражение и выражение (113) в уравнение (116), после простейших преобразований получим

$$w = \sqrt{\frac{2g \cdot H\delta t_2}{273Z}} \cdot \sqrt{\frac{1+\frac{t_2'}{273}+\frac{\delta t_2}{546}}{\left(1+\frac{t_2'}{273}\right)\left(1+\frac{t_2'}{273}+\frac{\delta t_2}{273}\right)}}$$

или

$$w = \sqrt[3]{\frac{0{,}0718H\delta t_2}{Z}} \sqrt{\frac{1+\frac{\bar{t}_2}{273}}{\left(1+\frac{t_2'}{273}\right)\left(1+\frac{t_2''}{273}\right)}} \text{ м/сек.} \quad (118)$$

Исключая из (114) и (118) скорость воздуха w, после преобразований и численных подсчетов находим повышение температуры воздуха в охладителе

$$\delta t_2 = \sqrt[3]{\frac{Q^2Z}{8{,}92 \cdot 10^4 S^2 H}} \cdot \sqrt[3]{\left(1+\frac{t_2'}{273}\right)\left(1+\frac{\bar{t}_2}{273}\right)\left(1+\frac{t_2''}{273}\right)} \text{°C.} \quad (119)$$

При искусственной тяге, считая заданными мощность и к. п. д. вентилятора и создаваемое им разрежение по общеизвестной формуле

$$p = \frac{102\eta N}{V_{сек}} = \frac{102\eta N}{Sw} \text{ мм вод. ст.} \quad (120)$$

Подставляя выражения p и γ из (120) и (113) в (116), найдем скорость воздуха в охладителе

$$w = \sqrt[3]{\frac{1{,}55 \cdot 10^3 \eta N}{ZS}} = \sqrt[3]{1+\frac{\bar{t}_2}{273}} \text{ м/сек.} \quad (121)$$

Это выражение для искусственной тяги соответствует выражению (118) для естественной тяги.

Приравнивая выражения для скорости воздуха по (114) и (121), находим повышение температуры воздуха в охладителе

$$\delta t_2 = \frac{Q}{1115S}\sqrt[3]{\frac{ZS}{1{,}55 \cdot 10^3 \eta N}}\sqrt[3]{\left(1+\frac{\bar{t}_2}{273}\right)^2}$$

или окончательно после простейших преобразований

$$\delta t = \frac{Q}{1{,}29 \cdot 10^4}\sqrt[3]{\frac{Z}{S^2\eta N}}\sqrt[3]{\left(1+\frac{\bar{t}_2}{273}\right)^2} \text{°C.} \quad (122)$$

Это выражение для искусственной тяги соответствует формуле (119) для естественной тяги.

Уравнение теплообмена (теплопередачи). В воздушных поверхностных охладителях циркуляционной воды коэффициент теплоотдачи со стороны воздуха α значительно ниже, чем с водяной стороны; поэтому коэффициент теплопередачи k можно принимать равным значению α, а количество передаваемого в охладителе тепла

$$Q = \alpha F (\bar{t}_1 - \bar{t}_2) \text{ ккал/ч}, \tag{123}$$

откуда средняя температура циркуляционной воды в охладителе

$$\bar{t}_1 = \bar{t}_2 + \frac{Q}{\alpha F} \text{ °C}. \tag{124}$$

3. Последовательность поверочного теплоаэродинамического расчета

Независимо от рода тяги — естественной или искусственной — последовательность проведения поверочного расчета одна и та же; имеется только разница в некоторых расчетных формулах.

Предварительно следует определить поверхность охлаждения F, живое сечение S и общий коэффициент сопротивления Z охладителя; если поверхность охлаждения оребренная, то при определении F следует учесть коэффициент эффективности ее ребер [11]. Тепловой расчет проводится в следующей последовательности.

1. Находим повышение температуры воздуха в охладителе: по (119) при естественной тяге или по уравнению (122) при искусственной; где δt_2 — входит и во второй радикал правой части этих выражений (в $\bar{t}_2$ и t''_2), но этот радикал является поправкой, по значению близкой к единице; поэтому для подсчета значения δt_2 проще всего использовать метод последовательных приближений. Принимая вначале значение второго радикала выражений (119) и (122) равным единице, находим δt_2, и подставляя это значение во второй радикал, находим уточненное значение δt_2; можно еще раз произвести соответственный пересчет, но зачастую это бывает излишне.

2. Находим скорость воздуха в охладителе по (114).

3. Находим по общеизвестным формулам коэффициент теплоотдачи α от стенки к воздуху.

4. По (124) находим среднюю температуру циркуляционной воды $\bar{t}_1$.

5. По известному расходу циркуляционной воды и количеству тепла Q находим перепад температуры воды δt_1 и температуры воды на входе в охладитель t'_1 и на выходе из него t''_1.

Расчет охладителя на этом собственно заканчивается. Целесообразно подсчитать еще некоторые величины для выбора вентилятора.

6. Определяем секундный и часовой расход воздуха:

$$V_{сек} = Sw \; м^3/сек; \; V_ч = 3600 \, V_{сек} \; м^3/ч.$$

7. Целесообразно выполнить контроль подсчетов, используя уравнение теплового баланса (112).

8. По (120) определяем разрежение, которое должен создать вентилятор.

9. Целесообразно сделать контроль подсчетов, используя уравнение (115) потери давления, которое совместно с (113) можно представить

$$p = \frac{1{,}293}{2g} \cdot \frac{273}{273 + \overline{t_2}} Zw^2 = \frac{18}{273 + \overline{t_2}} Zw^2 \; мм \; вод. \; ст. \quad (125)$$

4. Дополнительные указания

Предлагаемый метод позволяет с минимальной затратой времени выполнить поверочный теплоаэродинамический расчет охладителя, т. е. определить конечные температуры воды и воздуха, а также данные для выбора вентилятора (при искусственной тяге). Это позволяет путем подсчета разных вариантов найти оптимальное решение.

Следует учесть, что в данной методике, которая базируется на общеизвестных зависимостях, имеются два упрощения: во-первых, при принудительной тяге не учтена подъемная сила нагретого воздуха, а при естественной тяге — при подсчете подъемной силы не учтена высота охладителя. Эти упрощения дают некоторый «запас».

Во вторых, принята среднеарифметическая разность температур воды и воздуха вместо среднелогарифмической — это упрощение действует в противоположную сторону. Расхождение между обоими значениями средних температурных напоров обычно пренебрежимо мало при охладителях с принудительной тягой, а при естественной тяге — в пределах 5—9%. Но при подсчетах не представляет труда определить процентное расхождение между обоими температурными напорами, используя общеизвестные формулы или графики [39].

После выбора оптимального варианта при окончательном поверочном расчете целесообразно ввести уточнения с учетом подъемной силы как при искусственной, так и естественной тяге (в последнем случае — к высоте вытяжной трубы надо прибавить половину высоты охладителя), среднелогарифмического температурного напора, а также уточнить значения аэродинамических сопротивлений.

В заключение уместно указать метод определения температур воды t_1' и t_1'' по значению среднелогарифмического температурного напора

$$\Delta\bar{t} = \frac{(t_1' - t_2'') - (t_1'' - t_2')}{2{,}303 \lg \dfrac{t_1' - t_2''}{t_1'' - t_2'}} = \frac{\delta t_1 - \delta t_2}{2{,}303 \lg \dfrac{t_1' - t_2''}{t_1'' - t_2'}};$$

откуда

$$\lg \frac{t_1'' - t_2'}{t_1' - t_2''} = \frac{\delta t_2 - \delta t_1}{2{,}303 \Delta\bar{t}}.$$

Подставляя $t_1'' = t_1' - \delta t_1$, получим окончательно

$$\lg \frac{t_1' - (\delta t_1 + t_2')}{t_1' - t_2''} = \frac{\delta t_2 - \delta t_1}{2{,}303 \Delta\bar{t}}. \qquad (126)$$

В этом уравнении есть только одна неизвестная величина t_1 которую можно из него определить.

ГЛАВА XII

ВЫБОР ЗАЗОРОВ В РАЗЪЕМНЫХ АППАРАТАХ

Значение вопроса

В теплообменных аппаратах для изменения направлений движения теплоносителя в межтрубном пространстве устанавливаются перегородки. Если аппарат для возможности ревизии, чистки или ремонта делается разъемным, для чего предусматривается возможность выемки трубного пучка, то при этом неизбежно образуются зазоры между корпусом и перегородками. Через эти зазоры, помимо трубного пучка протекает часть теплоносителя, который в теплообмене не участвует. Протечки в межтрубном пространстве могут иметь место и в неразъемных аппаратах, если положение перегородок зафиксировано приваркой их к корпусу не по всей периферии, а только «прихваткой» в отдельных точках.

Несмотря на очевидность вреда протечек теплоносителя и их влияние на тепловые и гидродинамические показатели аппарата, зачастую этому вопросу не уделяется должного внимания. Более того, при стремлении упрощения технологии изготовления аппаратуры мирятся с наличием довольно больших зазоров, особенно при сварных корпусах без их внутренней расточки. Это являлось одной из основных причин низкой эффективности некоторых аппаратов, таких, например, как серийных маслоохладителей типа МП-21 и МП-37 [51], [11] и некоторых других аналогичных конструкций с поперечными перегородками типа «диск — кольцо», устанавливаемыми для изменения направления движения масла в межтрубном пространстве. В дальнейшем была изменена конструкция этих аппаратов, которая схематически показана на фиг. 42. Для уменьшения протечек масла между корпусом и перегородками типа «кольцо» установлен внутренний кожух из кольцевых обечаек. Это уплотнение усложняет и утяжеляет аппарат, но протечки полностью не устраняет.

Протечки теплоносителя, движущегося по трубкам в несколько заходов могут также иметь место через зазоры между трубными досками и перегородками распределительных камер. Эти зазоры могут быть в результате неправильного изготовления или

монтажа; а в некоторых конструкциях — таких, как например в многоходовых маслоохладителях НЗЛ [11], они неизбежны, так как из-за малой перемычки между трубками невозможно разместить прокладку между трубной доской и перегородками водяной камеры. Помимо перечисленных выше очевидных протечек через указанные зазоры могут иметь место также «неявные» протечки, когда расстояние между трубным пучком и корпусом выбрано слишком большим. В этом случае часть теплоносителя, проходящая через «зазор» между корпусом и пучком, недостаточно эффективно участвует в теплообмене.

В настоящее время нет методики расчета протечек через зазоры, если не считать одного примера в работе [11]. Отсутствует также методика определения влияния протечек на теплообмен, тепловую мощность аппаратов, конечные температуры теплоносителей и гидродинамическое сопротивление. Важность этих вопросов при конструировании теплообменной аппаратуры очевидна, так как она позволит обоснованно выбирать величины зазоров и допусков для них с учетом как усложнения изготовления при малых зазорах, так и необходимости увеличения размеров аппаратов при наличии больших протечек. Вероятно эта методика явится также стимулом для разработки и осуществления эффективных способов и конструкций для уплотнения зазоров.

§ 51. МЕТОДИКА РАСЧЕТА ПРОТЕЧЕК ЧЕРЕЗ ЗАЗОРЫ

Методика расчета протечек теплоносителя через зазоры базируется на теории распределения потоков в параллельно включенных участках; в данном случае такими участками являются соответственная часть поверхности теплообмена («пучок») и зазоры. Поскольку удельный вес теплоносителя, протекающего через пучок и зазоры, один и тот же, то расчетная зависимость имеет вид [11]

$$G_1 : G_2 : \ldots = \frac{S_1}{\sqrt{Z_1}} : \frac{S_2}{\sqrt{Z_2}} : \ldots, \qquad (127)$$

т. е. расходы теплоносителя (G_1 и G_2) через параллельно включенные участки пропорциональны проходным сечениям (S_1 и S_2) и обратно пропорциональны корням квадратным общего коэффициента сопротивления участков (Z_1 и $Z_2 \ldots$).

Общий коэффициент сопротивления Z для зазоров можно принимать равным 1,5 (резкое сужение и расширение при большом соотношении сечений). Общий коэффициент сопротивления участка поверхности теплообмена определяется по общей зависимости

$$Z = \xi \frac{L}{d} + \sum \zeta, \qquad (128)$$

где ξ — коэффициент трения;

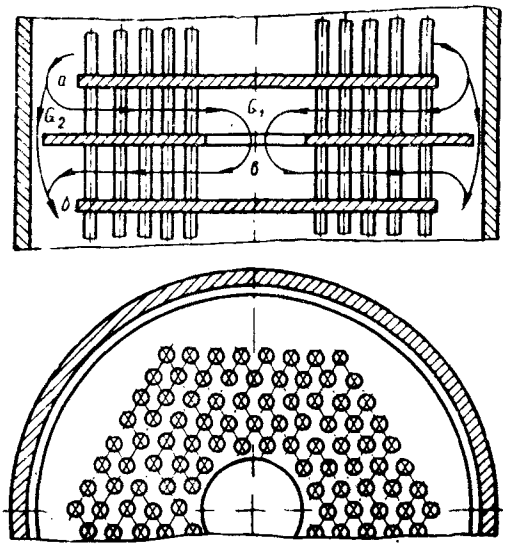
L — длина пути теплоносителя в *м*;

d — эквивалентный диаметр в $м$;

$\Sigma\zeta$ — сумма коэффициентов местных сопротивлений.

Разберем некоторые практически важные частные случаи.

а) Протечки через зазор между корпусом и поперечной кольцевой перегородкой. Расчетная схема показана на фиг. 119. В данном случае перепад (разность) давлений между камерами $а$ и $б$, т. е. по всему периметру зазора, один и тот же, и поэтому расчет ведется по уравнениям (127) и (128). Вводим обозначения: нижний индекс «1» — для основного потока, проходящий через пучок; индекс «2» — через зазор; без нижнего индекса — расчетные величины без учета протечек. Коэффициент сопротивления для зазора $Z_2 = 1{,}5$. Сечение зазора S_2 определяется как кольцо по внутреннему диаметру корпуса $D_в$ и наружному диаметру перегородки $D_{пер}$. Среднее живое сечение пучка S_1 в данном случае по всему периметру среднего шестигольника с учетом его загромождения трубками. Общий коэффициент сопротивления Z_1 складывается из следующих величин: два поворота у стенок корпуса (в точках $а$ и $б$) — ввиду малой скорости сопротивлением можно пренебречь; сопротивление двух поперечных ходов пучка; поворот на 180° в средней части пучка (точка $в$).



Фиг. 119. Схема к расчету протечек через зазор между корпусом и поперечной кольцевой перегородкой.

Поясним это численным примером. Трубный пучок согласно фиг. 119 имеет наружный диаметр трубок $d_н = 14$ *мм*; шаг треугольной разбивки $t = 17$ *мм*; расстояние между перегородками $h = 79$ *мм*; внутренний диаметр корпуса $D_в = 301{,}68$ *мм*, а кольцевой перегородки $D_{пер} = 300{,}4$ *мм* (с учетом максимальных допусков). В межтрубном пространстве движется масло; его кинематическая вязкость $\nu = 22{,}5 \cdot 10^{-6}$ *м²/сек*, а расчетная скорость в пучке, т. е. при отсутствии протечек, $w = 1{,}012$ *м/сек*. Следовательно, действительная скорость в пучке будет $w_1 = w\frac{G_1}{G}$, а критерий Рейнольдса

$$\mathrm{Re}_1 = \frac{d_н}{\nu} w_1 = \frac{d_н}{\nu} w \frac{G_1}{G} = \frac{0{,}014}{22{,}5 \cdot 10^{-6}} \cdot 1{,}012 \frac{G_1}{G} = 629 \frac{G_1}{G}.$$

Коэффициент сопротивления треугольного пучка на два поперечных хода [11]

$$\zeta_n = 2 \cdot 3{,}86 \frac{i+1}{\sqrt{\psi}} \mathrm{Re}_1^{-0,25} = 2 \cdot 3{,}86\,(5+1)\sqrt{\frac{14}{17}}\left(629\,\frac{G_1}{G}\right)^{-0,25} =$$

$$= 8{,}375\left(1+\frac{G_2}{G_1}\right)^{0,25}$$

($i = 5$ — число рядов пучке; $\psi = \frac{t}{d_н}$ — относительный шаг разбивки).

Коэффициент местного сопротивления при переходе из одной секции в другую для межтрубного потока [11] $\zeta = 2{,}5$.

Следовательно, суммарный коэффициент сопротивления

$$Z_1 = 2{,}5 + 8{,}375\left(1+\frac{G_2}{G_1}\right)^{0,25}.$$

Сечение кольцевого зазора

$$S_2 = \frac{\pi}{4}(D_в^2 - D_{пер})^2 = 0{,}785\,(0{,}30\,168^2 - 93\,004^2) = 0{,}000\,605\ м^2.$$

Сечение для прохода масла в пучке — шестиугольник со стороной в пять шагов

$$S_1 = 6 \cdot 5\,(t - d_н)\,h = 6 \cdot 5\,(0{,}017 - 0{,}014) \cdot 0{,}079 = 0{,}00\,714\ м^2.$$

Соотношение сечений $\frac{S_2}{S_1} = \frac{0{,}000\,605}{0{,}00714} = 0{,}0852$.

Соотношение расходов масла через зазор и пучок по (127)

$$\frac{G_2}{G_1} = \frac{S_2}{S_1}\sqrt{\frac{Z_1}{Z_2}} = 0{,}0852\sqrt{\frac{2{,}5 + 8{,}375\left(1+\frac{G_2}{G_1}\right)^{0,25}}{1{,}5}}.$$

Решение этого уравнения методом последовательных приближений или подбором дает $\frac{G_2}{G_1} = 0{,}234$, т. е. протечка через зазор составляет $\frac{0{,}234}{1{,}234} \cdot 100 = 19\%$ от общего расхода масла.

б) Протечки через зазор между корпусом и продольной перегородкой. Расчетная схема показана на фиг. 120. Существенное отличие от предыдущего случая заключается в том, что разность давлений по обе стороны продольной перегородки, т. е. по длине зазоров, является не постоянной, а переменной величиной. Задачу можно сформулировать следующим образом: определить весовой расход G *кг/сек* через щель длиною l *м* и шириною δ *м* при переменном по длине щели перепаде давления (разности давления по обе стороны перегородки) от p_1 до p_2 *мм вод. ст.*

Принимая линейное распределение перепада давления по длине щели (это допущение близко к действительному, когда про-

течка невелика по сравнению с основным потоком), перепад давления на расстоянии x от начала щели

$$p = p_2 + \frac{p_1 + p_2}{l} x. \qquad (а)$$

Расход на бесконечно малой длине щели

$$dG = w\gamma\delta dx. \qquad (б)$$

Из общего выражения $p = \zeta \cdot \frac{w^2\gamma}{2g} = \zeta \frac{G^2}{2gS^2\gamma}$ получаем

$$w = \sqrt{\frac{2gp}{\zeta\gamma}}; \qquad (в)$$

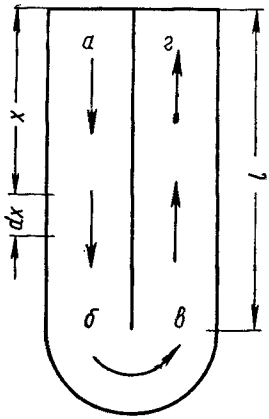
$$G = S\sqrt{\frac{2g\gamma p}{\zeta}} \qquad (г)$$

(S — сечение щели в $м^2$; $\zeta = 1{,}5$ — коэффициент местного сопротивления щели).

Подставляя (в б) выражения (в) и (а)

$$dG = \delta\sqrt{\frac{2g\gamma}{\zeta}}\sqrt{p_2 + \frac{p_1 - p_2}{l} x}\, dx \qquad (д)$$

и интегрируя в пределах от 0 до l, находим расход через щель



Фиг. 120. Схема к расчету протечек через зазоры между корпусом и продольной перегородкой.

$$G = \delta\sqrt{\frac{2g\gamma}{\zeta}}\int_0^l \sqrt{p_2 + \frac{p_1 - p_2}{l} x}\, dx. \qquad (е)$$

Поскольку

$$\int \sqrt{a + bx}\, dx = \frac{2}{3b}(a + bx)^{\frac{3}{2}} + C,$$

$$\int_0^l \sqrt{p_2 + \frac{p_1 - p_2}{l} x}\, dx = \frac{2l}{3}\sqrt{p_1}\,\frac{1 - \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{3}{2}}}{1 - \frac{p_2}{p_1}} \qquad (ж)$$

или окончательно, учитывая, что $\delta l = S$ (сечение щели)

$$G = \frac{2}{3} S\sqrt{\frac{2g\gamma p_1}{\zeta}} : \frac{1 - \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{3}{2}}}{1 - \frac{p_2}{p_1}} \; кг/сек. \qquad (129)$$

Если $p_2 \ll p_1$, то

$$G \approx \frac{2}{3} S \sqrt{\frac{2g\gamma p_1}{\varsigma}} \text{ кг/сек.} \qquad (130)$$

Сравнивая последнее выражение с (г) видим, что при $p_2 \ll p_1$ расход через продольную щель равен $^2/_3$ расхода через эту же щель при постоянном начальном перепаде давления p_1.

Если нас интересует распределение расхода по длине щели, то интегрируя (д) в пределах от 0 до x, получим расход на начальном участке длиной x

$$G_x \approx \frac{2}{3} S \sqrt{\frac{2g\gamma p_1}{\varsigma}} \cdot \frac{\left[\frac{p_2}{p_1} + \frac{x}{l}\left(1 - \frac{p_2}{p_1}\right)\right]^{\frac{3}{2}} - \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{3}{2}}}{1 - \frac{p_2}{p_1}}, \qquad (131)$$

а при $p_2 \ll p_1$

$$G_x \approx \frac{2}{3} S \sqrt{\frac{2g\gamma p_1}{\varsigma}} \left(\frac{x}{l}\right)^{\frac{3}{2}}, \qquad (132)$$

т. е. расход G_x пропорционален $x^{\frac{3}{2}}$.

Поясним это численным примером: длина перегородки (щелей) $l = 2{,}065$ *м*; оба зазора между корпусом и перегородкой по $\delta = 0{,}25 \cdot 10^{-3}$ *м*; согласно выполненного расчета (без учета протечек) сопротивление трения в каждом ходе, т. е. на участках *аб* и *вг*), составляет 700, а местное сопротивление на участке *бв* — 925 *мм вод. ст.* Теплоноситель (вода) продольно омывает трубы: ее расход $130 \cdot 10^3$ *кг/ч*, удельный вес $\gamma = 939{,}3$ *кг/м*^{3} (при 124,56 °С).

Перепад давлений в начале перегородки (вверху)

$$p_1 = 2 \cdot 700 + 925 = 2325 \text{ мм вод. ст.},$$

а внизу $p_2 = 925$ *мм вод. ст.*

$$\frac{p_2}{p_1} = \frac{925}{2325} = 0{,}397; \quad \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{3}{2}} = 0{,}250.$$

Общее сечение обеих щелей $S = 2\delta l = 2 \cdot 0{,}00025 \cdot 2{,}065 = 0{,}001\,032$ *м*^{2}.

По уравнению (129) протечки через зазоры

$$G = \frac{2 \cdot 0{,}001\,032}{3} \sqrt{\frac{2 \cdot 9{,}81 \cdot 939{,}3 \cdot 2325}{1{,}5} \cdot \frac{1 - 0{,}250}{1 - 0{,}397}} = 4{,}55 \text{ кг/сек},$$

или $3600 \cdot 4{,}55$ *кг/ч* $= 16\,500$ *кг/ч*. Это составляет $\frac{16\,500}{130\,000} \cdot 100 = 12{,}7\%$ от всего расхода воды.

Фактически протечки будут несколько ниже, так как из-за уменьшения расхода в основном потоке несколько уменьшается сопротивление, а следовательно, и перепад давлений, под которым происходит протечка. Если требуется точный расчет, то следует подсчитать по (131) протечки для разных участков и соответственно уточнить распределение расхода и сопротивление в основном потоке. Но можно использовать более простой приближенный метод уточнения протечек и их влияния на гидродинамическое сопротивление. При 12,7% протечек, местное сопротивление при переходе из одной секции в другую (участок *бв*), пропорциональное квадрату расхода, составит

$$p_2 = (1 - 0{,}127)^2 \cdot 925 = 705 \text{ мм вод. ст.}$$

Средний расход на участках *аб* и *вг* уменьшится в $1 - \frac{0{,}127}{2} = 0{,}9365$ раза. Уточненное значение сопротивления трения продольно омываемых пучков, пропорционально расходу в степени 1,75,

$$\Delta p_{mp} = 0{,}9365^{1{,}75} \cdot 1400 = 1250 \text{ мм вод. ст.}$$

Общее гидродинамическое сопротивление $p_1 = 1250 + 705 = 1955$ *мм вод. ст.*, т. е. уменьшилось на $\frac{2325 - 1955}{2325} \cdot 100 = 15{,}9\%$.

$$\frac{p_2}{p_1} = \frac{705}{1955} = 0{,}36; \quad \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{3}{2}} = 0{,}216.$$

Уточненное значение протечек по (129)

$$G = \frac{2 \cdot 0{,}001\,032}{3} \sqrt{\frac{2 \cdot 9{,}81 \cdot 939{,}3 \cdot 1955}{1{,}5}} \cdot \frac{1 - 0{,}216}{1 - 0{,}36} = 4{,}13 \text{ кг/сек}$$

или $3600 \cdot 4{,}13 = 14\,900$ *кг/ч*. Это составляет $\frac{14\,900}{130\,000} \cdot 100 = 11{,}42\%$ от общего расхода.

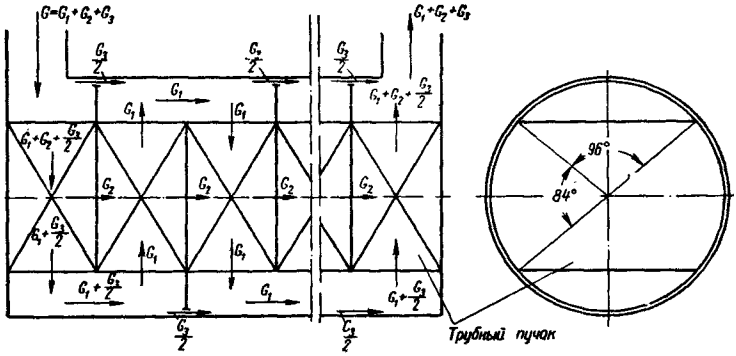
в) Протечки через зазоры между корпусом и сегментными перегородками. Схема распределения потоков — основного и протечек — при зигзагообразно-поперечном обтекании пучка показана на фиг. 121; сверху и снизу пучка имеются свободные участки, исполняющие роль распределительных камер; сегментные поперечные перегородки только в отдельных точках «прихвачены» к корпусу.

Через нижние и верхние зазоры (в распределительных камерах) протечки G_3 происходят под постоянной разностью давлений, равной сопротивлению двух ходов пучка плюс поворот на 180° из одного хода в другой. Методика расчета этих сопротивлений та же, что в разобранном выше случае с кольцевой поперечной перегородкой. Протечки G_2 через боковые зазоры (в пределах пучка) имеют место при переменной разности давлений, которая меняется от максимальной (два хода пучка плюс поворот на 180°)

до минимального (поворот на 180°). Так как это соотношение практически довольно велико, то в соответствии с пояснением к формуле (130) через зазоры «2» идет только $^2/_3$ протечек, соответствующих их сечению при максимальной разности давлений; поэтому распределение потоков

$$G_1 : G_2 : G_3 = \frac{S_1}{\sqrt{Z_1}} : \frac{\frac{2}{3} S_2}{\sqrt{Z_2}} : \frac{S_3}{\sqrt{Z_3}}. \qquad (133)$$

Поясним численным примером. Внутренний диаметр корпуса $D_в = 1200^{+4}$ *мм*; диаметр перегородки $D_{пер} = 1198^{-2,4}$ *мм*. Общий расход теплоносителя (воды) в межтрубном пространстве



Фиг. 121. Схема к расчету протечек через зазоры между корпусом и сегментными поперечными перегородками.

$G = 480$ *т/ч*. Разбивка трубок треугольная. Определить величину протечек при максимальном (в пределах допусков) значении зазоров.

Максимальная ширина зазоров

$$\delta = 0{,}5[(1200 + 4) - (1198 - 2{,}4)] = 4{,}2 \text{ мм} = 0{,}0042 \text{ м}.$$

Сечение зазоров (см. фиг. 121)

$$S_2 = \pi D_в \cdot \frac{84}{180} \delta = 3{,}14 \cdot 1{,}2 \cdot \frac{84}{180} \cdot 0{,}0042 = 0{,}0074 \text{ м}^2;$$

$$S_3 = \pi D_в \frac{96}{180} \delta = 3{,}14 \cdot 1{,}2 - \frac{96}{180} \cdot 0{,}0042 = 0{,}0084 \text{ м}^2.$$

Сечение пучка (узкое) $S_1 = 0{,}110$ *м*^{2} (подсчета его не приводим). Общий коэффициент сопротивления двух ходов $11{,}5 \cdot 2 = 23$ и поворота на 180° — 2,5, т. е. всего $Z_1 = 25{,}5$ (подсчеты проводятся по тем же формулам, что при поперечной кольцевой перегородке).

$Z_2 = Z_3 = 1{,}5$ (внезапное сужение и расширение). По выражению (133)

$$G_1 : G_2 : G_3 = \frac{0{,}110}{\sqrt{25{,}5}} : \frac{\frac{2}{3} \cdot 0{,}0074}{\sqrt{1{,}5}} : \frac{0{,}0084}{\sqrt{1{,}5}} = 0{,}0218 : 0{,}00\,404 : 0{,}00\,685;$$

$$0{,}0218 + 0{,}00\,404 + 0{,}00\,685 = 0{,}03\,269.$$

Общий расход поступающего в межтрубное пространство теплоносителя $G = G_1 + G_2 + G_3 = 480$ *т/ч* распределяется так:

$$G_1 = \frac{0{,}0218}{0{,}03\,269} = \cdot\, 480 = 320\ т/ч\ (66{,}7\ \%);$$

$$G_2 = \frac{0{,}00\,404}{0{,}03\,269} \cdot 480 = 59{,}3\ т/ч\ (12{,}35\ \%);$$

$$Q_3 = \frac{0{,}00\,685}{0{,}03\,269} \cdot 480 = 100{,}7\ т/ч\ (20{,}95\ \%).$$

Следует уточнить значение коэффициента сопротивления пучка при отсутствии протечек, который был подсчитан для одного хода = 11,5, так как через пучок идут только потоки G_1 и G_2, а не весь поток G. Соответственно число Рейнольдса (Re) уменьшится в 0,667 + 0,1235 = 0,7905 раза, а коэффициент сопротивления, пропорциональный $Re^{-0{,}25}$ [11], станет $\zeta_n = 11{,}5 \cdot 0{,}7905^{-0{,}25} = 12{,}2$. Следовательно, $Z_1 = 2 \cdot 12{,}2 + 2{,}5 = 26{,}9$. Соответственно распределение потоков

$$G_1 : G_2 : G_3 = 0{,}0218 \sqrt{\frac{25{,}5}{26{,}9}} : 0{,}00\,404 : 0{,}00\,685 =$$

$$= 0{,}0212 : 0{,}00\,404 : 0{,}00\,685;$$

$$G_1 = 317{,}4\ т/ч\ (66{,}1\ \%);\ G_2 = 60{,}4\ т/ч\ (12{,}6\ \%);$$

$G_3 = 102{,}2$ *т/ч* (21,3%), т. е. протечки через зазоры равны 12,6 + + 21,3 = 33,9% — около одной трети всего расхода.

Подсчитаем изменение гидродинамического сопротивления аппарата из-за протечек.

Согласно выполненного расчета (не приводится) при отсутствии протечек: сопротивление самих пучков $\Delta p_n = 10\,400$ *мм вод. ст.*; местные сопротивления при переходе из одного пучка в другой $\Delta p_м = 2070$; входное и выходное сопротивления $\Delta p_{вх} = 190$; а всего

$$\Delta p = 10\,400 + 2070 + 190 = 12\,660\ мм\ вод.\ ст.$$

Из-за наличия протечек через пучки проходят потоки G_1 и G_2, составляющие 0,661 + 0,126 = 0,787 от всего расхода. Поскольку

сопротивление пучка пропорционально расходу в степени 1,75, то уточненное значение

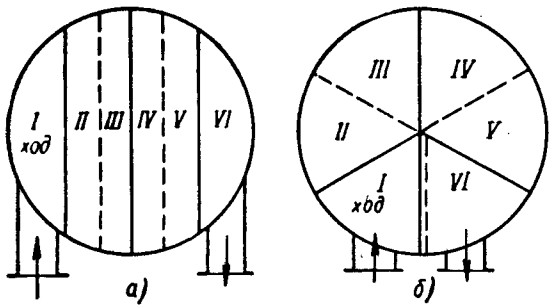
$$\Delta p_п = 0{,}785^{1{,}75} \cdot 10\,400 = 6890 \text{ мм вод. ст.}$$

Через переходы из одной секции в другую идут потоки G_1 и $\frac{G_3}{2}$, т. е. $0{,}661 + 0{,}5 \cdot 0{,}213 = 0{,}7675$ от всего расхода; местные сопротивления пропорциональны квадрату расхода и равны $\Delta p_м = 0{,}7675^2 \cdot 2070 = 1240$.

Входное и выходное сопротивления остаются неизменными.

Суммарное сопротивление аппарата $\Delta p = 6890 + 1240 + 190 = 8320$ вследствие протечек уменьшилось на $\frac{12\,660 - 8\,320}{12\,660} \cdot 100 = 34{,}3\%$.

г) Протечки через зазоры между трубной доской и перегородками распределительных камер. Если аппарат двухходовый (по теплоносителю в трубках), то имеется лишь одна перегородка в передней (со стороны входа и выхода) распределительной камере. При наличии зазора между этой перегородкой и трубной доской, протечки подсчитываются по уравнению (127), причем общий коэффициент сопротивления Z_1 основного потока соответствует обоим ходам плюс местные сопротивления.



Фиг. 122. Схема к расчету протечек через зазоры между трубной доской и перегородками распределительных камер:
а — расположение перегородок по хордам; *б* — сегментное расположение перегородок.

В случае многоходовых аппаратов расположение перегородок может быть по хордам или радиусам; при наличии второй (задней) камеры она тоже снабжена перегородками (фиг. 122). При расположении перегородок по хордам протечки через зазоры подсчитываются, как для двухходового аппарата, так как для любой перегородки в передней или задней камерах общий коэффициент сопротивления Z_1 основного потока соответствует двум ходам

пучка плюс местные сопротивления. При радиальном расположении перегородок наибольшая разность давления по обе стороны перегородки и соответствующий им общий коэффициент сопротивления Z_1 основного потока будет соответствовать: для передней камеры — между крайними ходами (*I* и *VI*), сопротивлению всего аппарата; для задней камеры — сопротивлению ходов *II*, *III*, *IV* и *V*, включая местные сопротивления; для остальных перегородок шестиходового аппарата общий коэффициент сопротивления Z_1 основного потока соответствует двум ходам.

В качестве примера определим величину протечек воды через зазоры между трубной доской и перегородками передней водяной камеры шестиходового по воде маслоохладителя НЗЛ типа «У-8» [11]. По конструктивным соображениям предусмотрены зазоры $\delta = 0{,}1 \div 0{,}5$ *мм*; длина каждой перегородки $l = 150$ *мм*. Трубки латунные прямые диаметром 14/12 *мм* длиной 1365 *мм* по 25 штук в каждом ходе. Подсчеты сделаем для максимального проектного зазора $\delta = 0{,}5$ *мм*.

Сечение каждого зазора $S_2 = 0{,}15 \cdot 0{,}0005 = 0{,}75 \cdot 10^{-4}$ *м*^{2}, коэффициент местного сопротивления $Z_2 = 1{,}5$.

Сечение трубок по воде

$$S_1 = \frac{\pi}{4} d_в^2 n = 0{,}785 \cdot 0{,}012^2 \cdot 25 = 28{,}26 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2.$$

Принимая коэффициент трения в латунных трубках $\xi = 0{,}02$, а местное сопротивление при повороте на 180° в камере будет равным 2,5, общий коэффициент сопротивления на один ход равен по [11] $0{,}02 \cdot \frac{1365}{12} + 2{,}5 = 4{,}77$, а на 6 ходов $Z_1 = 6 \cdot 4{,}77 = 28{,}6$.

Распределение воды через зазор между первой и последней секцией камеры (вход и выход воды) и пучком определяем по (127)

$$\frac{G_2}{G_1} = \frac{S_2}{S_1} \sqrt{\frac{Z_1}{Z_2}} = \frac{0{,}75}{28{,}26} \sqrt{\frac{28{,}6}{1{,}5}} = 0{,}116,$$

т. е. $\frac{0{,}116}{1{,}116} \cdot 100 = 10{,}4\%$ поступающей в маслоохладитель воды пройдет, минуя пучок. Кроме того, через зазоры каждой из следующих (промежуточных) перегородок, соответствующих двум соседним ходам воды, поскольку перепад давления равен $^1/_3$ общего, будет проходить $\frac{10{,}4}{\sqrt{3}} = 6\%$.

§ 52. ВЛИЯНИЕ ПРОТЕЧЕК НА КОЭФФИЦИЕНТ ТЕПЛОПЕРЕДАЧИ И ТЕПЛОВУЮ МОЩНОСТЬ АППАРАТА

Наличие протечек вызывает, во-первых, уменьшение скорости теплоносителя в пучке, а следовательно, уменьшение коэффициента теплоотдачи и соответственное снижение коэффици-

ента теплопередачи. Если обозначить через ε отношение расходов действительно проходящего через пучок, участвующего в теплообмене, теплоносителя к расчетному (без учета протечек), то уменьшение коэффициента теплоотдачи будет: при поперечном обтекании шахматного пучка пропорционально $\varepsilon^{0,6}$, а при продольном обтекании труб или движении в трубах — пропорционально $\varepsilon^{0,8}$.

Во-вторых, участвующая в теплообмене ε-ая часть потока после каждой секции перемешивается остальной частью потока, протекающей через зазор и не участвующей в теплообмене; в результате чего уменьшается изменение температуры теплоносителя и соответственно снижается тепловая мощность аппарата Q. Расчет тепловой мощности всего аппарата и изменения температуры теплоносителей при наличии протечек можно производить по отдельным секциям в следующей последовательности. Для первой секции, через которую проходит ε-ая часть всего теплоносителя, общеизвестными методами [39], [36] и [11], подсчитываем изменение температуры теплоносителя; при переходе из первой секции во вторую эта часть смешивается с остальной частью потока, которая не участвовала в теплообмене, при этом и изменение температуры всего теплоносителя будет равно произведению подсчитанного для первой секции изменения на ε; с этой температурой теплоноситель входит во вторую секцию, для которой выполняем аналогичные подсчеты; такие же подсчеты выполняем для всех секций.

Для многосекционных аппаратов такой метод последовательных подсчетов довольно трудоемок. Можно предложить приближенный, но весьма простой метод расчета. Уменьшение тепловой мощности аппарата из-за протечек и обусловленное этим уменьшение изменения температуры теплоносителя эквивалентно увеличению его водяного эквивалента в $\frac{1}{\varepsilon}$ раз. Следовательно, в расчете нужно принимать некое фиктивное значение водяного эквивалента $w_3 = \frac{W}{\varepsilon}$.

Изложенное поясним решением двух численных примеров.

Первый пример. Для водоводяного теплообменника с поперечно зигзагообразным движением первичного теплоносителя в межтрубном пространстве, имеющем 12 ходов (см. фиг. 121) во всех секциях, кроме первой и последней, поток G_1 активно участвует в теплообмене, поток G_3 не участвует, а поток G_2 — частично. Примем, что в теплообмене участвует $G_1 + \frac{G_2}{2}$, при котором согласно выше произведенных подсчетов $\varepsilon = 0{,}661 + 0{,}5 \cdot 0{,}126 = 0{,}724$ от всего расхода первичного теплоносителя. Расчетный (без учета протечек) коэффициент теплоотдачи составляет 10 450, но из-за протечек он уменьшится в

$0{,}724^{0{,}6}=0{,}824$ раза и составит $\alpha_1=0{,}824\cdot 10\,450=8610$ *ккал/м ч °С*. Соответственно этому термическое сопротивление $R_1=\frac{1}{\alpha_1}=1{,}162\cdot 10^{-4}$. Согласно расчета (который здесь не приводим) термическое сопротивление стенки трубки $R_c=0{,}4\cdot 10^{-4}$, а со стороны вторичного теплоносителя $R_2=1{,}748\cdot 10^{-4}$, и коэффициент теплопередачи при отсутствии протечек $\kappa=3220$ *ккал/м² ч °С*.

При наличии протечек общее термическое сопротивление $R=R_1+R_2+R_c=(1{,}162+1{,}748+0{,}4)\cdot 10^{-4}=3{,}31\cdot 10^4$, а коэффициент теплопередачи $\kappa=\frac{1}{R}=3020$, т. е. из-за протечек уменьшился на $\frac{3220-3020}{3220}\cdot 100=6{,}22\%$.

Переходим к подсчету (по приближенному методу) тепловой мощности аппарата и конечных температур теплоносителей при наличии протечек первичного теплоносителя. Для данного аппарата: поверхность теплообмена $F=450$ *м²*; начальные температуры первичного теплоносителя $t_1'=64°$, а вторичного $t_2'=10$ °С; водяные эквиваленты $w_1=480\cdot 10^3$ и $w_2=1500\cdot 10^3$ *ккал/ч* °С.

Из-за наличия протечек фиктивное значение водяного эквивалента $w_{1_э}=\frac{W_1}{\varepsilon}=\frac{480\cdot 10^3}{0{,}724}=664\cdot 10^3$. Безразмерные выражения:

$$\frac{W_{1_э}}{W_2}=\frac{664\cdot 10^3}{1500\cdot 10^3}=0{,}442;\quad \frac{kF}{W_{1_э}}=\frac{3020\cdot 450}{664\cdot 10^3}=2{,}04.$$

Определяем при противотоке значения выражения [39], [36] и [11]

$$Z=\frac{1-e^{-\left(1-\frac{W_1}{W_2}\right)\frac{\kappa F}{W}}}{1-\frac{W_1}{W_2}e^{-\left(1-\frac{W_1}{W_2}\right)\frac{\kappa F}{W_1}}}. \qquad (134)$$

Значение Z можно определить или непосредственным подсчетом по (134), или по графикам [39], [12] или по таблицам [36].

$$Z\,(0{,}442;\ 2{,}05)=0{,}795.$$

Изменение температуры первичного теплоносителя

$$\delta t_1=(t_1'-t_2')\,Z=(64-10)\cdot 0{,}795=42{,}9°,$$

а его конечная температура $t_1''=t_1'-\delta t_1=64-42{,}9=21{,}1°$.

Тепловая мощность аппарата равна произведению действительного водяного эквивалента на перепад температуры

$$Q=W_1\delta t_1=480\cdot 10^3\cdot 42{,}9=20{,}6\cdot 10^6\ \textit{ккал/ч}.$$

Перепад температур вторичного теплоносителя

$$\delta t_2 = \frac{Q}{W_2} = \frac{20{,}6 \cdot 10^6}{1500 \cdot 10^3} = 13{,}75°,$$

а его конечная температура $t_2'' = t_2' + \delta t_2 = 10 + 13{,}75 = 23{,}75°$.

Интересно сопоставить результаты подсчетов:

	δt_1 в °С	t_1'' в °С	δt_2 в °С	t_2'' в °С	Q в *ккал/ч*
без протечек	49,1	14,9	15,8	25,8	23,6·10
с протечками	42,9	21,1	13,75	23,75	20,6·10

Из-за протечек коэффициент теплопередачи уменьшился на 6,22%, а тепловая мощность уменьшилась на 12,7%. Соответственно уменьшились температурные перепады теплоносителей; в частности, конечная температура охлаждаемого конденсата стала выше на 6,2 °С.

Второй пример. Определим, как изменяется коэффициент теплопередачи и тепловая мощность маслоохладителя поверхностью теплообмена $F = 8$ *м*^{2} при наличии подсчитанных выше протечек масла и воды.

Коэффициент теплоотдачи от масла, подсчитанный при отсутствии протечек, $\alpha_1 = 614$ *ккал/м*^{2} *ч* °С. Из-за протечек через пучок проходит лишь 81% ($\varepsilon = 0{,}81$) всего масла, и коэффициент теплоотдачи $\alpha_{1_э} = \varepsilon^{0{,}6}\alpha_1 = 0{,}81^{0{,}6} \cdot 614 = 540$. Соответственное термическое сопротивление $R_{1_э} = \frac{1}{\alpha_{1_э}} = 18{,}5 \cdot 10^{-4}$.

Для движущейся в трубках воды при отсутствии протечек $\alpha_2 = 9750$. Через трубки проходит всего $\varepsilon = 1 - 0{,}104 - 0{,}06 = 0{,}836$ потока, и коэффициент теплоотдачи

$$\alpha_{2_э} = \varepsilon^{0{,}8}\alpha_2 = 0{,}836^{0{,}8} \cdot 9750 = 8480;$$

$$S_{2_э} = \frac{1}{\alpha_{2_э}} = 1{,}18 \cdot 10^{-4}.$$

При термическом сопротивлении стенки $R_c = 0{,}11 \cdot 10^{-4}$ коэффициент теплопередачи при наличии протечек

$$k_э = \frac{1}{R_{1_э} + R_c + R_{2_э}} = \frac{10^4}{18{,}5 + 0{,}11 + 1{,}18} = 505,$$ т. е.

на $\frac{573 - 505}{573} \cdot 100 = 11{,}9\%$ меньше, чем при отсутствии протечек ($\kappa = 573$).

Изменение тепловой мощности аппарата в результате протечек. Водяные эквиваленты теплоносителей при отсутствии протечек: $w_1 = 10\,700$; $w_2 = 25\,800$ *ккал/ч* °С.

Безразмерные выражения: $\frac{W_1}{W_2} = \frac{10\,700}{25\,800} = 0{,}415$; $\frac{kF}{W_1} = \frac{573 \cdot 8}{10\,700} =$ $= 0{,}429$. По уравнению (134) зачение функции Z (0,415; 0,429) = $= 0{,}327$.

Переходим к расчету тепловой мощности с учетом протечек. Протечка масла через зазоры (подсчет выполнен выше) составляет 19%, поэтому фиктивное значение водяного эквивалента $W_{1_э} = \frac{10\,700}{0{,}81} = 13\,200$.

В отношении протечек воды имеется одно существенное отличие от ранее рассмотренных случаев: 10,4% воды протекает через зазор между первым и последним (шестым) ходом, т. е. совершенно не участвует в тепловой работе аппарата; остальные 6% протечек имеют место через зазоры у промежуточных перегородок, т. е. перемешиваются с основным потоком; поэтому расход охлаждающей воды следует считать $w_2 = 0{,}896 \cdot 25\,800 = 23\,100$ *кг/ч*, а фиктивный расход, учитывающий протечки через зазоры у промежуточных перегородок, как и в других произведенных выше расчетах,

$$W_{2_э} = 23\,100 : \frac{0{,}836}{0{,}896} = 24\,800.$$

Безразмерные выражения:

$$\frac{W_{1_э}}{W_{2_э}} = \frac{13\,200}{24\,800} = 0{,}533; \quad \frac{k_э F}{W_{1_э}} = \frac{505 \cdot 8}{13\,200} = 0{,}305.$$

По (134) $Z_э$ (0,533; 0,305) = 0,247.

Тепловые мощности аппаратов при наличии протечек $Q_э$ и их отсутствии Q относятся как $Z_э$ к Z, т. е.

$$\frac{Q_э}{Q} = \frac{Z_э}{Z} = \frac{0{,}247}{0{,}327} = 0{,}756.$$

Следовательно, из-за протечек масла и воды тепловая мощность маслоохладителя уменьшилась на 24,4%.

ЛИТЕРАТУРА

1. Анатолиев Ф. А. Расчет вспомогательных устройств паросиловых установок. ОНТИ, 1936.

2. Антуфьев В. М. Теплоотдача и сопротивление пакетов из профильных листов с внешним обтеканием. «Теплоэнергетика», 1956, № 4.

3. Антуфьев В. М. Сравнительные исследования теплоотдачи и сопротивления ребристых поверхностей. «Энергомашиностроение», 1961, № 2.

4. Антуфьев В. М. и Белецкий Г. С. Теплоотдача и аэродинамическое сопротивление трубчатых поверхностей в поперечном потоке. Машгиз, 1948.

5. Антуфьев В. М. и Ламм Ю. А. Теплообменные аппараты новой конструкции для газотурбинных установок. Машгиз, 1956.

6. Берман Л. Д. Тепло- и массоотдача при конденсации пара в присутствии неконденсирующихся газов. «Известия ВТИ», 1947, № 8.

7. Берман Л. Д. Обобщение опытных данных по тепло- и массообмену между жидкостью и парогазовой смесью. «Теплоэнергетика», 1954, № 5.

8. Берман Л. Д. Массообмен в пленочных аппаратах с вертикальными каналами. «Теплоэнергетика», 1954, № 6.

9. Берман Л. Д. и Зингер Н. М. Руководящие указания по наладке и эксплуатации пароструйных эжекторов конденсационных установок. Госэнергоиздат, 1956.

10. Берман Л. Д. и Фукс С. Н. Влияние примеси воздуха на теплоотдачу при конденсации движущегося пара. «Известия ВТИ», 1952, № 11.

11. Берман С. С. Теплообменные аппараты и конденсационные устройства турбоустановок. Машгиз, 1959.

12. Берман С. С. Расчет теплообменных аппаратов турбоустановок. Госэнергоиздат, 1962.

13. Биркенфельд К. Г., Межирицкий Л. М. и Черникин В. И. Исследование ребристых теплообменников типа «труба в трубе». «Труды Московского нефтяного института им. И. М. Губкина», 1958, вып. 23.

14. Блюдов В. П. Конденсационные устройства паровых турбин. Госэнергоиздат, 1951.

15. Бориштанский В. М. и Мигай В. К. В секции теплообмена и горения Техсовета по турбостроению г. Ленинграда. «Энергомашиностроение», 1958, № 6.

16. Быховский Л. И. Винтовые теплообменные аппараты. «Теплоэнергетика», 1957, № 11.

17. Вопросы теплообмена при изменении агрегатного состояния вещества. Сб. статей под ред. С. С. Кутателадзе. Госэнергоиздат, 1953.

18. Гаусбранд Э. Выпаривание, конденсация и охлаждение. Гостехиздат, 1931.

19. Гришук И. К. и Кроткова М. А. Деаэрация питательной воды при повышенном давлении. «Известия ВТИ», 1952, № 11.

20. Егофов Н. Н. Охлаждение газа в скрубберах. Госхимиздат, 1954.

21. Егунов П. М. Пути повышения эффективности тепловозных холодильников. «Труды ВНИИ железнодорожного транспорта», вып. 149. Трансжелдориздат, 1958.

22. Жаворонков Н. М. Гидравлические основы скрубберного процесса и теплопередачи в скрубберах. Советская наука, 1944.
23. Казанский А. М. Конденсационные устройства. ОНТИ, 1939.
24. Казарновский Е. М. Регулирование температуры перегретого пара в мощных паровых котлах. Госэнергоиздат, 1954.
25. Карасина Э. С. Теплообмен в пучках труб с поперечными ребрами. «Известия ВТИ», 1952, № 12.
26. Касаткин А. Г. Основные процессы и аппараты химической технологии. Госхимиздат, 1950.
27. Каула Р., Робинсон И. В. и Яновский М. О. Конденсационные установки. Гостехиздат, 1930.
28. Кириллов И. И. Газовые турбины и газотурбинные установки, т. 2. Машгиз, 1956.
29. Коваленко Л. М. Пластинчатые теплообменники. «Вестник технической и экономической информации научно-исследовательского института технико-экономических исследований Государственного Комитета по химии», 1954, № 4.
30. Коваленко Л. М. Пластинчатые теплообменники. «Химическое машиностроение», 1961, № 2.
31. Костров Х. Н. Оценка совершенства регенератора газотурбинной установки. «Судостроение», 1958, № 6.
32. Краливнн А. М. Тепловой процесс водоструйного теплообмена. «Техника железных дорог», 1953, № 6.
33. Кремнев О. А., Зозуля Н. В. и Хавин А. А. Продольнооребренные трубчатые поверхности для регенераторов и воздухоподогревателей ГТУ. «Энергомашиностроение», 1961, № 1.
34. Кутателадзе С. С. Теплопередача при конденсации и кипении. Машгиз, 1952.
35. Кутателадзе С. С. и Боришанский В. М. Справочник по теплопередаче. Госэнергоиздат, 1959.
36. Лебедев П. Д. и Щукин А. А. Промышленная теплотехника. Госэнергоиздат, 1956.
37. Левин Б. И. и Думер А. Б. Оценка температуры стенки корпуса при конструировании теплообменных аппаратов. «Энергомашиностроение», 1956, № 3.
38. Макеев В. А. Конденсационные устройства паросиловых установок. Госэнергоиздат, 1933.
39. Михеев М. А. Основы теплопередачи. Госэнергоиздат, 1949 и 1956.
40. Павлов К. Ф., Романков П. Г. и Носков А. А. Примеры и задачи по курсу процессов и аппаратов химической промышленности. Госхимиздат, 1955.
41. Правила технической эксплуатации электрических станций и сетей. Госэнергоиздат, 1953.
42. Предтеченский Г. П. Газотурбинные установки. Госэнергоиздат, 1957.
43. Преображенский В. П. Теплотехнические измерения и приборы. Госэнергоиздат, 1953.
44. Рамм В. М. Теплообменные аппараты. Госхимиздат, 1948.
45. Рнсович А. И. Экспериментальное исследование эффективности оребрения обтекаемой формы для регенераторов ГТУ. «Инженерно-физический журнал», 1960, 3, № 5.
46. Ромм Э. И. Котельные установки, т. 2. Госэнергоиздат, 1946.
47. Саликов А. П. и Тулин С. Н. Трубки с проволочным оребрением оптимального размера для газоохладнтелей электрических генераторов. «Вестник электропромышленности», 1957, № 6.
48. Саликов А. П. и Тулин С. Н. Методика сравнения пучков трубок с проволочным оребреннем. «Энергомашиностроение», 1959, № 11.
49. Саликов А. П., Глазов С. В. и Клитин Н. П. Новый тип нетрубчатого регенератора ГТУ. «Энергомашиностроение», 1959, № 5.
50. Третьяков П. Г. Испытание экспериментального маслоохладителя. Сб. трудов ЛМЗ, т. 6. Машгиз, 1960.
51. Тубянский Л. И. и Френкель Л. Д. Паровые турбины высокого давления ЛМЗ. Госэнергоиздат, 1953.

52. Тулин С. Н. Теплоотдача и сопротивление в пучках трубок с проволочным оребрением. «Теплоэнергетика», 1958, № 3.
53. Тулин С. Н. и Саликов А. П. Трубки с проволочным оребрением для воздухоохладителей генераторов. «Электрические станции», 1959, № 6.
54. Фастовский В. Г. и Петровский Ю. В. Теплоотдача и сопротивление шахматных пучков из трубок с непрерывным спиральным оребрением. «Теплоэнергетика», 1960, № 6.
55. Фортескье П. и Холл В. Б. Исследование теплопередачи от тепловыделяющих элементов. «Вопросы ядерной энергетики», 1957, № 6.
56. Шаффрановский С. А., Переверзев Н. З. и Королев Н. И. Тепловозы. Трансжелдориздат, 1958.
57. Clarke Loyal, Winston R. E. Calculation of finside coefficients in longitudinal finned — tube exchangers... Chem. Engineering Progress, 1955, vol. 51, № 3.
58. Kays W. M., London A. L. Compact heat exchangers Mc. Graw—Hill Book Co, New York, 1958.
59. Knudsen Y. G., Katz D. L. Heat transfer and pressure drop in annuli. Measurements on plain and trensverse fin tubes using water. «Chem. Engineering Progress», 1950, vol. 46, № 10.
60. Merkel F. Die Grundlagen der Wärmeubertragung. Leipzig, 1927.
61. Nusselt W., «VDY», Bd. 60, № 27, 1928.
62. Potucek. Dieselmotorkunlung», 1957, 1.
63. Yacob M. Erk, Eck. «Forschung», № 4, 1932.

ОГЛАВЛЕНИЕ

Предисловие 3
Глава I. **Основные пути создания экономических теплообменников и их теплогидродинамическая оценка** 5
§ 1. Коэффициент полезного действия (к. п. д.) аппаратов 5
§ 2. Теплогидродинамическое совершенство аппаратов 8
§ 3. Сопоставление при двух газообразных теплоносителях 16
§ 4. Пути интенсификации теплообмена 18
Глава II. **Пластинчатая поверхность теплообмена повышенной турбулентности** 25
§ 5. Характеристика различных поверхностей теплообмена 25
§ 6. План исследований 29
§ 7. Методика исследования теплообмена и сопротивления 30
§ 8. Результаты исследования теплообмена и сопротивления 36
§ 9. Теплоаэродинамические показатели 43
§ 10. Гидравлические испытания элементов поверхности теплообмена 50
§ 11. Коэффициенты сопротивления движения воды в серповидных каналах 52
§ 12. Условный модуль упругости 54
Глава III. **Пластинчатые теплообменики для тепловозов** 55
§ 13. Сущность вопроса 55
§ 14. Воздухо-водяной пластинчатый теплообменник для тепловоза . 56
§ 15. Натурные секции воздухо-водяного теплообменника тепловоза 60
§ 16. Объем и методика исследования натурных секций 62
§ 17. Методика и результаты обработки опытных данных 64
§ 18. Сопоставление пластинчатых воздухо-водяных теплообменников с радиаторными 68
§ 19. Выводы и заключение 74
Глава IV. **Воздухоподогреватели пластинчатые для газотурбовозов** 75
§ 20. Выбор поверхности теплообмена 76
§ 21. Конструкция воздухоподогревателя 80
§ 22. Поверочный расчет воздухоподогревателя и эффективность регенерации 84
§ 23. Исследование герметичности узлов воздухоподогревателя разборной конструкции 86
Глава V. **Маслоохладители трубчатые с проволочным оребрением трубок** 90
§ 24. Целевое назначение и основное направление работы 90
§ 25. Исследование теплообмена и сопротивления одиночных трубок с проволочным оребрением 92
§ 26. Исследование опытных маслоохладителей 104
§ 27. Рекомендации по проектированию маслоохладителей из трубок с проволочным оребрением 109
§ 28. Эффективность оребренных трубок 110
Глава VI. **Трубки с проволочным оребрением для воздухо- и газоохладителей** 114
§ 29. Исследование трубок с проволочным оребрением при продольном обтекании воздухом 115

§ 30. Сопоставление продольного и поперечного обтекания воздухом трубок с проволочным оребреннем 121
§ 31. Схемы трубчатых воздухоохладителей с проволочным оребрением трубок 124
Глава VII. **Прямоточный пароводяной подогреватель** 125
§ 32. Анализ некоторых конструкций пароводяных подогревателей . 125
§ 33. Принципиальные особенности пароводяного прямоточного подогревателя 131
§ 34. Экспериментальное исследование моделей прямоточного подогревателя 134
§ 35. Проект опытного образца прямоточного подогревателя 142
Глава VIII. **Пароструйный эжектор с противоточными холодильниками** 147
§ 36. Сущность конструкции 147
§ 37. Экспериментальная установка и методика исследования 148
§ 38. Конденсация пара внутри вертикальных трубок пучка 152
§ 39. Конденсация пара из паровоздушной смеси внутри вертикальных трубок пучка 159
§ 40. Исследование охлаждения диффузора 168
§ 41. Проект опытного образца 173
Глава IX. **Конденсация пара из паровоздушной смеси путем смешивания ее с водой** 178
§ 42. Назначение и программа исследования 178
§ 43. Описание опытной установки 180
§ 44. Методика проведения исследований и обработки опытных данных 183
§ 45. Результаты и анализ экспериментальных данных 188
§ 46. Определение объемного коэффициента теплопередачи 193
§ 47. Методика расчета смешивающего конденсатора 201
§ 48. Некоторые рекомендации по конструированию смешивающих конденсаторов 203
Глава X. **Методика оценки эффективности промежуточных холодильников транспортных газотурбинных установок** 206
§ 49. Особенности оценки эффективности холодильников транспортных газотурбинных установок 206
Глава XI. **Методика теплоаэродинамического поверочного расчета поверхностного воздухоохладителя циркуляционной воды** 214
§ 50. Методика и последовательность поверочного теплоаэродинамического расчета 214
Глава XII. **Выбор зазоров в разъемных аппаратах** 221
§ 51. Методика расчета протечек через зазоры 222
§ 52. Влияние протечек на коэффициент теплопередачи и тепловую мощность аппарата 231

Литература 236

Технический редактор *Н. Ф. Дёмкина* Корректор *В. П. Крылова*
Переплет художника *А. В. Петрова*

Сдано в производство 1/III 1963 г. Подписано к печати 6/VIII 1963 г. Т-10532
Тираж 5000 экз. Печ. л. 15 Бум. л. 7,5
Уч.-изд. л. 14,5 Цена 83 коп. Формат 60 × 90¹/₁₆ Зак. 1257

Москва, Цветной бульв., д. 30

ЗАМЕЧЕННЫЕ ОПЕЧАТКИ

Страница	Строка	Напечатано	Должно быть
12		Графики фигур 1 и 2 поменять местами	
17	9-я снизу	$k_{вес} = \frac{b}{k}$	$k_{вес} = \frac{k}{b}$
54	7-и сверху	10 *м*	100 *мм*
54	13-я сверху	$E = 2,1 \div 10$ *кг/см²*,	$E = 2,1 \cdot 10^6$ *кг/см²*,
76	15-я снизу	$\overline{t_2} = 450 - \frac{0,75}{2}(450 - 235) = 315°$ C.	$\overline{t_2} = 235 + \frac{0,75}{2}(450 - 235) = 315°$ C.
76	17-я снизу	$\overline{t_1} = 450 - \frac{0,75}{\quad}(450 - 235) = 370°$ C,	$\overline{t_1} = 450 - \frac{0,75}{2}(450 - 235) = 370°$ C,
87	15-я снизу	$V = 1380 \cdot 10$ *м³*	$V = 1380 \cdot 10^6$ *м³*
99	8-я сверху, формула (58)	$П = \pi \cdot D_к \pi (d_н + 4\delta) + 2(h - 2\delta)\,z$,	$П = \pi D_к + \pi (d_н + 4\delta) + 2(h - 2\delta)\,z$,