РЕГЕНЕРАТИВНЫЕ ВРАЩАЮЩИЕСЯ ВОЗДУХОПОДОГРЕВАТЕЛИ

В. К. МИГАЙ, В. С. НАЗАРЕНКО, И. Ф. НОВОЖИЛОВ, Т. С. ДОБРЯКОВ

Рецензент *В. М. Антуфьев*

В. К. Мигай и др.

М 57 Регенеративные вращающиеся воздухоподогреватели. «Энергия», Л. 1971.

168 с. с илл.

В книге дается обзор конструкций регенеративных вращающихся воздухоподогревателей (РВП) для котельной и газотурбинной техники. Изложена методика теплового и аэродинамического расчета и приведены тепловые и аэродинамические характеристики различных типов поверхностей нагрева для РВП и результаты промышленных испытаний таких аппаратов. Кратко излагаются вопросы эксплуатации и обслуживания.

Книга рассчитана на инженеров, работающих в области проектирования и эксплуатации РВП, а также может быть полезна научным работникам, аспирантам и студентам старших курсов вузов.

3-3-3

38-71

6П2.22

Мигай Виктор Константинович *Назаренко Валентин Степанович*

Новожилов Иван Федорович *Добряков Тимофей Сергеевич*

РЕГЕНЕРАТИВНЫЕ ВРАЩАЮЩИЕСЯ ВОЗДУХОПОДОГРЕВАТЕЛИ

Редакторы К. И. Черкасов, В. А. Кипрушев

Художественный редактор Г. А. Гудков

Технический редактор В. Н. Семенова

Корректор Т. С. Большакова

Сдано в производство 25/XI 1970 г. Подписано к печати 17/III 1971 г. М-22161. Печ. л. 10,5. Уч.-изд. л. 11. Бум. л. 5,25. Бумага типографская № 2, формат 60×90¹/₁₆. Тираж 4000 экз. Цена 69 коп. Заказ № 2554.

Ленинградское отделение издательства «Энергия», Марсово поле, 1.

Ленинградская типография № 4 Главполиграфпрома Комитета по печати при Совете Министров СССР, Социалистическая, 14.

ВВЕДЕНИЕ

Создание материально-технической базы коммунистического общества в нашей стране осуществляется, в частности, на основе широкой электрификации народного хозяйства. В Директивах XXIV съезда КПСС намечено в 1975 г. выработать до 1030—1070 миллиардов киловатт-часов электроэнергии. Основная доля вводимых мощностей падает на тепловые электростанции, использующие в качестве топлива уголь, газ и мазут. Увеличение потребления топлива вызывает необходимость совершенствования процессов их сжигания, процессов утилизации тепла отходящих газов. Повышение экономичности современных котельных агрегатов является насущной задачей энергетики.

Важным фактором, способствующим экономии топлива в современных котельных установках, является подогрев воздуха за счет уходящих газов, который увеличивает испарительную способность котлоагрегата и приводит к снижению потерь с уходящими газами. Впервые подогрев воздуха, поступающего в топку для улучшения процесса горения, предложил Джемс Уатт в 1785 г. Роберт Стерлинг в 1816 г. впервые осуществил подогрев воздуха за счет тепла отходящих газов в регенеративной печи. В настоящее время воздухоподогреватель является неотъемлемой частью котла.

Снижение температуры уходящих газов на каждые 17—18° С дает экономию топлива в размере 1%. Применение воздухоподогревателей в современных котельных агрегатах обеспечивает экономию топлива до 15%. Увеличение температуры в топке приводит к повышению теплопередачи к экранным трубам. Низкосортные топлива с низкой теплотворной способностью или высоким содержанием золы и влаги могут эффективно сжигаться только при условии подогрева воздуха. Большинство углей не может сжигаться в современных топках без подачи нагретого воздуха, который существенно способствует улучшению процесса сгорания. Кроме высокой степени подогрева воздуха (охлаждение уходящих газов) воздухоподогреватель для котельной установки должен отвечать следующим требованиям: 1) компактность; 2) небольшой вес; 3) доступность всех узлов; 4) отсутствие коррозии; 5) легкость очистки. Этим требованиям в значительной степени отвечает регенеративный вращающийся воздухоподогреватель (РВП).

Для котельных установок РВП впервые были выпущены в 1923 г. шведской фирмой «Актиболагет Юнгстрем ангтур-

бин». По мере совершенствования конструкции и технологии изготовления РВП находят все более широкое применение, и в настоящее время они являются основным типом воздухоподогревателей, используемым в котлостроении технически развитых капиталистических стран, особенно в энергетике США [1]. О степени использования РВП в котлостроении США в последние годы можно судить по данным [2]: из 45 энергетических блоков мощностью более 300 *Мвт*, вводимых в эксплуатацию в 1966—1970 гг., 80% по количеству или 79% по мощности имеют регенеративные воздухоподогреватели.

Столь широкое применение РВП получили благодаря ряду их преимуществ по сравнению с трубчатыми воздухоподогревателями. К ним можно отнести следующие: 1) меньшие затраты металла; 2) меньшие габариты по высоте; 3) использование неметаллической антикоррозийной поверхности нагрева без ухудшения теплообмена; 4) простоту организации обдувки и промывки поверхности нагрева воздухоподогревателя.

В Советском Союзе первые образцы РВП были изготовлены Таганрогским заводом «Красный котельщик» (ТКЗ) и введены в эксплуатацию в 1959 г. С 1961 г. начинают выпускать РВП Подольский завод им. Орджоникидзе (ЗиО) и Барнаульский котельный завод (БКЗ). В отечественной энергетике РВП устанавливаются на котлах любой мощности, вплоть до котельного агрегата крупнейшего на сегодня в Европе энергоблока мощностью 800 *Мвт*.

Вращающийся регенеративный воздухоподогреватель представляет собой непрерывнодействующий теплообменник. Основным элементом воздухоподогревателя является барабан — ротор, заполненный стальными профильными листами толщиной 0,5—1,5 *мм* таким образом, что по проходам между листами набивки параллельно оси ротора могут проходить дымовые газы или воздух. Ротор установлен в неподвижном кожухе и вращается со скоростью 1,5—4,0 *об/мин*. Ротор разделен на секторы сплошными радиальными перегородками [рис. В-1].

Дымовые газы проходят через большее сечение крышек кожуха, омывают находящуюся в этой части ротора набивку и отдают ей тепло. При вращении ротора набивка попадает на сторону меньшего сечения, где противотоком по отношению к дымовым газам омывается воздухом, который нагревается за счет тепла, аккумулированного металлом набивки. Поскольку поверхность нагрева, находящаяся на стороне входа воздуха (соответственно выхода газов), имеет сравнительно низкую температуру, которая для некоторых топлив ниже точки росы дымовых газов, то эта часть поверхности нагрева подвержена интенсивной коррозии и загрязнению. Для увеличения срока службы «холодная» часть поверхности нагрева изготавливается из более толстых листов (1,0—1,5 *мм*), чем «горячая» часть, толщина листов которой 0,5—0,8 *мм*.

Обычно в котельных установках воздушная сторона РВП имеет большее давление по сравнению с газовой и достигает

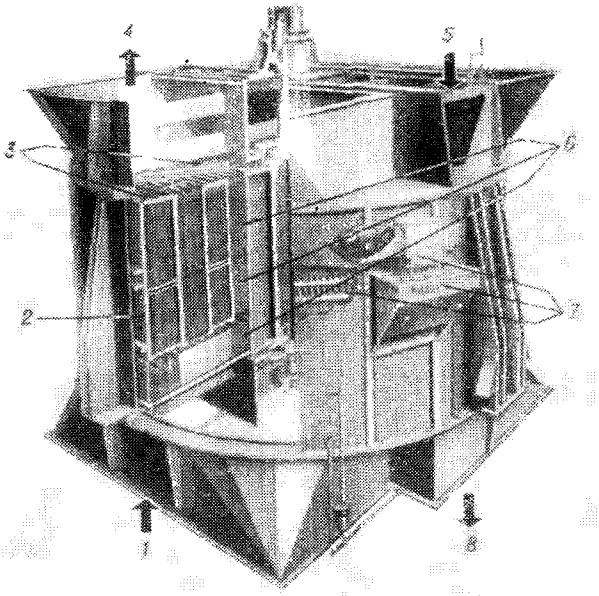


Рис. В-1. Общий вид котельного РВП

1 — вход воздуха; *2* — ротор; *3* — уплотнение; *4* — выход воздуха; *5* — вход газа; *6* — поверхность нагрева; *7* — привод; *8* — выход газов

300—400 *мм вод. ст.*, а в котлах с циклонными топками до 800—1000 *мм вод. ст.*, что заставляет воздух перетекать на газовую сторону, через имеющиеся зазоры между ротором и кожухом. Для уменьшения перетекания воздуха на газовую сторону на роторе и кожухе РВП устанавливаются специальные уплотняющие устройства. Величина перетечки воздуха на газовую сторону зависит от степени совершенства конструкции и качества изготовления уплотнений.

Как показал опыт эксплуатации, первые образцы отечественных РВП оказались недостаточно надежными в работе и имели повышенные перетечки воздуха на газовую сторону. Это объяснялось отсутствием опыта проектирования, изготовления и эксплуатации РВП такого типа. К моменту начала проектирования РВП на отечественных заводах имелись лишь теоретиче-

ские работы [3, 4, 5, 6, 7], в которых анализировалось влияние различных конструктивных факторов (скорость вращения ротора, толщина листов набивки и др.) на тепловую эффективность РВП, приводились общие соображения по тепловому расчету РВП, а методика теплового и аэродинамического расчета базировалась всего лишь на двух сериях лабораторных опытов, проведенных в Центральном котлотурбинном институте им. И. И. Ползунова (ЦКТИ) и Московском высшем техническом училище им. Баумана (МВТУ) в 1946 и 1947 гг. [8].

Начиная с 1957 г. работы по исследованию РВП существенно расширились. В ЦКТИ проводятся лабораторные исследования различных типов набивок; систематически осуществляются промышленные испытания воздухоподогревателей. На ЗиО проведены подробные исследования уплотнений заводской конструкции на холодной модели, а затем на натурном РВП; создан горячий стенд, позволивший совместной бригаде ЗиО и ЦКТИ выполнить комплекс работ по исследованию температурного режима РВП и теплообмена при различных скоростях вращения ротора. В ВТИ и ОРГРЭС производятся промышленные испытания РВП и исследования коррозии поверхности нагрева, разрабатываются мероприятия по ее снижению; в Киевском политехническом институте выполнены теоретические разработки и лабораторные исследования по теплообмену в поверхностях нагрева, на ТКЗ, МО ЦКТИ и ВТИ, созданы стенды по исследованию тепловых характеристик пакетов листов. Котельные РВП, кроме США, нашли широкое применение также в энергетике ФРГ, Японии, Швеции — практически во всех промышленно развитых странах. За рубежом имеется ряд публикаций, посвященных конструированию, расчету и опыту эксплуатации таких аппаратов.

В настоящее время накоплен обширный экспериментальный и теоретический материал по работе котельных РВП.

Для газотурбинных установок (ГТУ) впервые были предложены и разработаны РВП в Германии в начале 40-х годов. В дальнейшем указанные разработки проводились в Англии и США. Ряд опытно-конструкторских работ был проведен в СССР. Наличие большого перепада давления между газовой и воздушной сторонами по сравнению с котельными РВП обеспечивает критические скорости перетечек через зазоры уплотнений, чрезвычайно усложняя решение задачи создания надежных уплотнительных устройств для РВП этого типа. За прошедший период опубликовано большое количество как теоретических, так и опытно-конструкторских работ, посвященных РВП для ГТУ. В настоящее время ощущается потребность в систематическом изложении и обобщении имеющегося обширного материала, посвященного РВП для котлов и ГТУ, имея в виду также их использование и в других отраслях техники. Настоящая книга является первой попыткой в этом направлении.

ГЛАВА ПЕРВАЯ

ТЕПЛООБМЕН В РВП

1-1. Общие положения

Рассмотрим усредненные величины температур газа, воздуха и металла набивки, соответственно для газовой и воздушной сред. Напишем уравнения теплообмена:

$$Q_г = \alpha_1 H_г (t_г - t_н^г); \qquad (1\text{-}1)$$

$$Q_в = \alpha_2 H_в (t_н^в - t_в), \qquad (1\text{-}2)$$

где $Q_г$ и $Q_в$ — количество тепла, отданное газами и воспринятое воздухом, *ккал/ч*; α_1 и α_2 — коэффициенты теплоотдачи от газов к поверхности нагрева и от поверхности нагрева к воздуху, *ккал/(м²·ч·град)*; $H_г$ и $H_в$ — соответственно поверхности нагрева, омываемые газами и воздухом, *м²*; $t_г$ и $t_в$ — средняя температура газов и воздуха, °С; $t_н^г$ и $t_н^в$ — средняя температура поверхности нагрева на газовой и воздушной сторонах, °С.

При установившемся состоянии $Q_г$ и $Q_в$ равны между собой (пренебрегая потерями тепла в окружающую среду), поэтому приравнивая уравнения (1-1) и (1-2) и производя преобразования, получим

$$Q = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1 H_г} + \frac{1}{\alpha_2 H_в}} [t_г - t_в - (t_н^г - t_г^в)] =$$

$$= \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1 x_1} + \frac{1}{\alpha_2 x_2}} H (t_г - t_в - \Delta t_н), \qquad (1\text{-}3)$$

где $x_1 = H_г/H$; $x_2 = H_в/H$ — доли поверхности нагрева, находящиеся на газовой и воздушной сторонах; $\Delta t_н = t_н^г - t_н^в$ — разность между средней температурой поверхности нагрева на газовой и воздушной сторонах, °С.

Сравнивая (1-3) с уравнением теплопередачи $Q = kH\Delta t$, получим

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1 x_1} + \frac{1}{\alpha_2 x_2}} \left(1 - \frac{\Delta t_н}{t_г - t_в}\right).$$

Здесь k — коэффициент теплопередачи, *ккал/(м²·ч·град)*; H — поверхность нагрева, *м²*; Δt — логарифмический температурный напор, °С.

Если назвать «идеальным РВП» такой, в котором средняя температура поверхности нагрева на газовой стороне такая же, как на воздушной, т. е. $\Delta t_н = 0$, то

$$k_{ид} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1 x_1} + \frac{1}{\alpha_2 x_2}} \qquad (1\text{-}4)$$

или

$$k = k_{нд}\left(1 - \frac{\Delta t_н}{t_г - t_в}\right) = \Pi k_{нд}. \qquad (1\text{-}5)$$

Таким образом, для того чтобы определить коэффициент теплопередачи в РВП, необходимо знать коэффициент теплоотдачи от газов к поверхности нагрева α_1 и от поверхности нагрева к воздуху α_2 и коэффициент нестационарности Π, учитывающий снижение температурного напора вследствие разных значений средних величин температуры поверхности нагрева на газовой и воздушной сторонах.

1-2. Исследования теплообмена в набивках РВП

Коэффициенты теплоотдачи в набивках РВП зависят от типа профиля набивки, составляющей поверхность нагрева. На рис. 1-1 показаны последовательно применявшиеся в зарубежной практике типы набивок. Первоначально набивка набиралась из плоских и гофрированных листов таким образом, что в сечении образовывались примерно равносторонние треуголь-

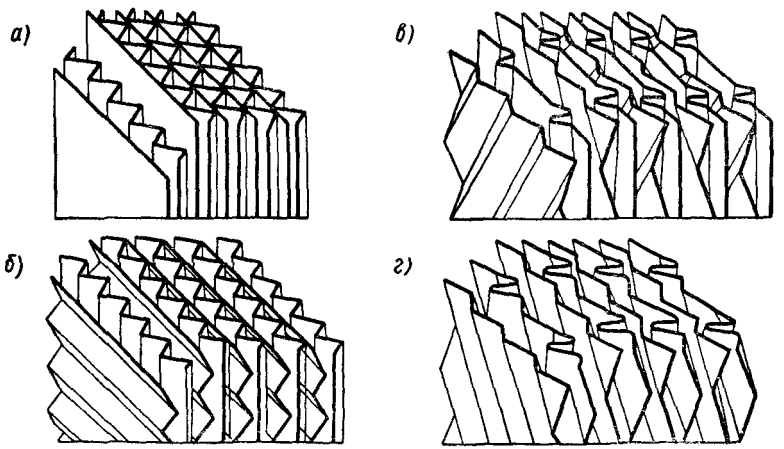


Рис. 1-1. Последовательное развитие профиля набивки РВП *а* — набивка с гладкими треугольными каналами; *б* — набивка с волнистыми треугольными каналами; *в* — набивка с гладкими дистанционирующими листами, *г* — набивка с волнистыми дистанционирующими листами (интенсифицированная набивка)

ники с эквивалентным диаметром $d_э = 5 \div 8$ *мм*. В этих условиях при сравнительно низких скоростях газа и воздуха и отсутствии турбулизации получаются относительно низкие значения коэффициентов теплоотдачи. На рис. 1-2, 1-3 изображены данные по теплообмену и трению для гладкого треугольного канала по опытам Л. Н. Ильина [9]. Физические постоянные отнесены к температуре стенки. На рис. 1-4, 1-5 нанесены данные Л. Н. Ильина для треугольного канала, на одной из стенок которого были изготовлены волны под углом 45 и 90° к по-

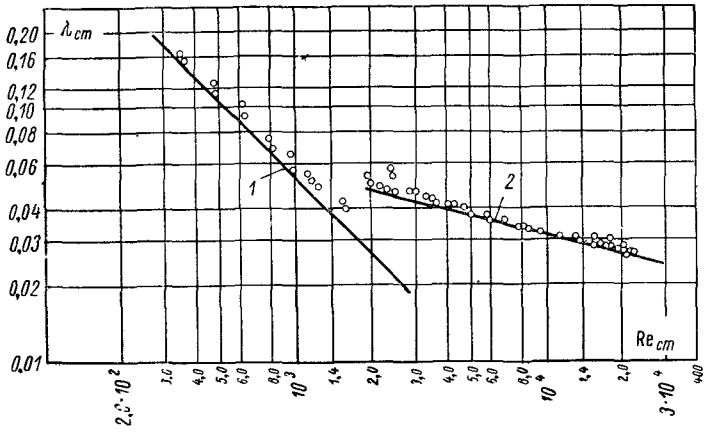


Рис. 1-2. Гидравлическое сопротивление гладких треугольных каналов. Сечение — равносторонний треугольник, $d_э = 13{,}06$ *мм*, $l/d_э = 92{,}5$

1 — $\lambda = 53{,}3/\mathrm{Re}$; *2* — $\lambda = 0{,}316/\mathrm{Re}^{0{,}25}$

току [9]. Как следует из графиков, дополнительная турбулизация потока приводит к повышению теплообмена и трения. При обработке этих опытов физические постоянные относились к температуре стенки. Разница при отнесении постоянных к температуре потока не превышает 5—7%.

Начиная с 30-х годов широкое распространение получил профиль, изображенный на рис. 1-6, *а*, обеспечивающий высокую теплопередачу при умеренном сопротивлении. Основой набивки являлись слабо изогнутые листы, имеющие волну, идущую под углом 30° к направлению потока. Гладкие дистанционирующие листы имели зигзагообразные выступы по всей высоте для обеспечения постоянства ширины проходов. В последнее время в зарубежных конструкциях применяется более усовершенствованный профиль. Этот профиль отличается от предыдущего тем, что гладкие участки дистанционирующего листа заменены волнистыми с наклоном волн также под углом 30° к направлению потока. В отечественных РВП в качестве поверхности нагрева

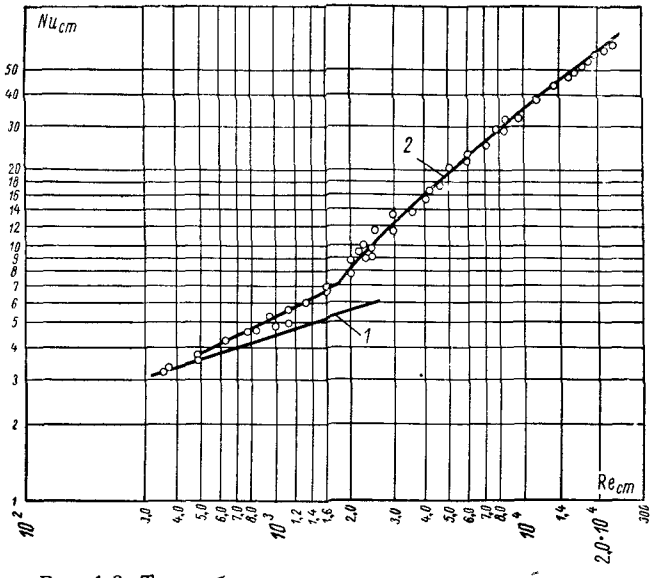


Рис. 1-3. Теплообмен в гладких треугольных каналах
1 — опыты Краусольда при нагревании масла, $l/d_э = 61$; *2* — $Nu = 0{,}02\ Re^{0{,}8}$

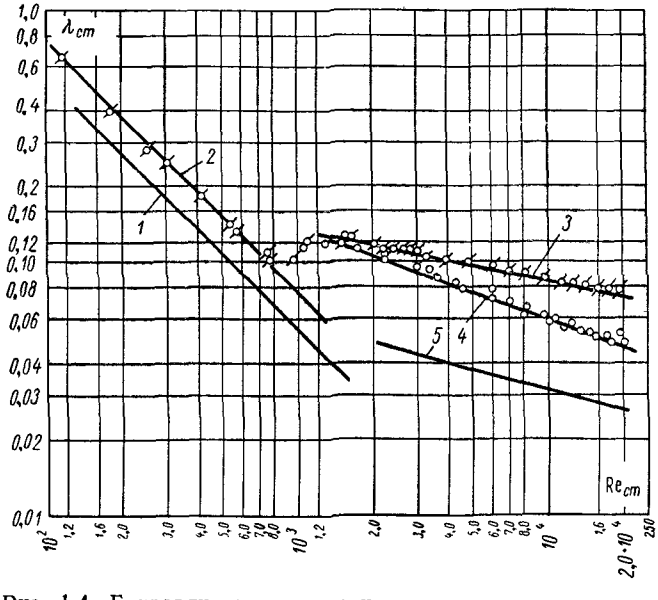


Рис. 1-4. Гидравлическое сопротивление в волнистых треугольных каналах
1 — $\lambda = 53{,}3/Re$; *2* — $\lambda = 77/Re$; *3* — поперечная волна, $d_э = 13{,}4$ *мм*, $l/d = 93{,}2$; *4* — волна под углом 45°, $d_э = 13{,}34$ *мм*, $l/d = 93{,}8$; *5* — гладкий канал

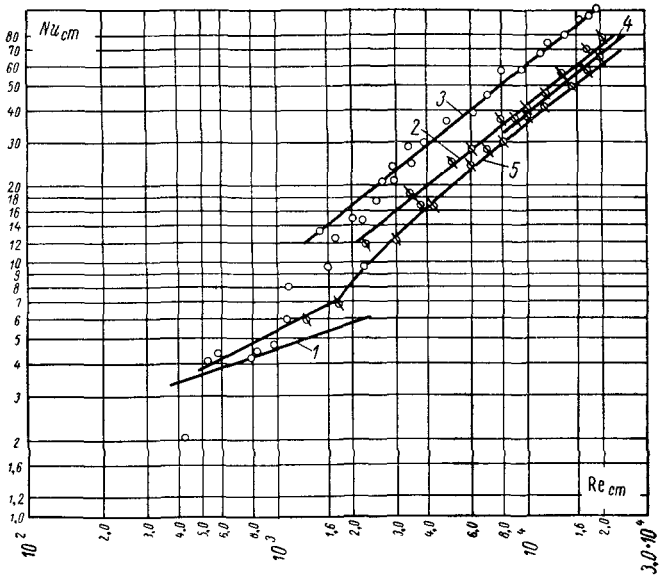


Рис. 1-5. Теплообмен в волнистых треугольных каналах

1 — опыты Крауссольда при нагревании масла в гладком канале; *2* — волна под углом 45°, $d_э$=13,34 *мм*, *l*/*d*=93,8; *3* — поперечная волна, $d_э$=13,4 *мм*, *l*/*d*=93,8; *4* — волна под углом 30°; *5* — гладкий канал

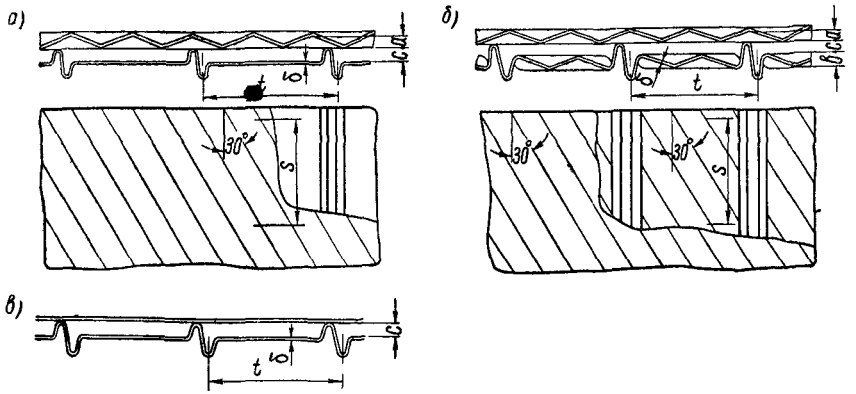


Рис. 1-6. Эскизы профилей набивок, применяемых в отечественных РВП: *а* — набивка горячей части с плоским дистанционирующим листом; б — набивка горячей части с волнистым дистанционирующим листом; *в* — набивка холодной части

применялись профили набивки подобные зарубежным. Первоначально для горячей части применялся профиль набивки, изображенный на рис. 1-6, *а*. Профиль состоял из волнистых листов с учетом наклона волн к направлению потока, равном 30°, и из гладких дистанционирующих листов, имеющих прямые гофры. Дистанционирующие и волнистые листы чередуются один с другим, в результате чего образуются каналы сложной формы, которые омываются поочередно потоками газов и воздуха.

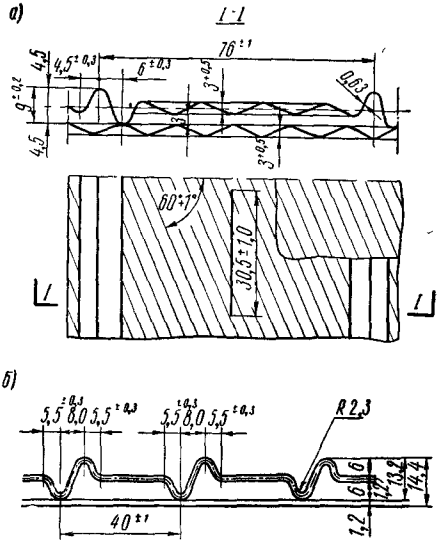


Рис. 1-7. Геометрические размеры и допуски для поверхностей нагрева РВП: *а* — профиль листов поверхности нагрева горячего слоя, $d_э$=9,8 *мм*, коэффициент свободного сечения K=0,889; *б* — профиль листов поверхностей нагрева холодного слоя, $d_э$=9,86 *мм*, коэффициент свободного сечения K=0,808

Впоследствии для поверхности горячей стороны РВП был рекомендован профиль интенсифицированной набивки, изображенный на рис. 1-6, *б*. Данный профиль имеет такой же волнистый лист, что и профиль, показанный на рис. 1-6, *а*, но дистанционирующие листы имеют на поверхности между гофрами волны, наклоненные под углом 30° к направлению потока. Этот профиль более эффективен по теплотехническим показателям, чем профиль рис. 1-6, *а*. Поверхность нагрева горячей части РВП изготавливается из стальных листов толщиной 0,6—0,8 *мм*. В холодной части РВП используется упрощенный профиль набивки (рис. 1-6, *в*), который состоит из гладкого дистанционирующего и прямого листов. Этот профиль набивки применяется для снижения загрязнения особенно подверженной этому холодной части поверхности нагрева РВП.

Для увеличения срока службы при сжигании сернистых топлив холодная часть поверхности нагрева изготавливается из листов толщиной 1,2—1,5 *мм*. На рис. 1-7 показаны допуски, которые рекомендуется выдерживать при изготовлении современной набивки горячей и холодной сторон РВП.

Создание волнистых каналов технологически сложно и дорого осуществить на трубчатой поверхности, а для поверхности РВП указанное выполняется путем прокатки или штамповки больших листов сравнительно легко и недорого. Кроме того,

гофрированные пары листов не требуют плотного соединения друг с другом. Отметим также, что любое оребрение в РВП имеет к. п. д. ребра равным единице, в то время как в рекуперативных теплообменниках к. п. д. ребра, как правило, меньше единицы.

Таким образом, интенсификация конвективного теплообмена в регенеративных теплообменниках осуществляется значительно проще, чем в рекуперативных аппаратах.

Применяемые в настоящее время поверхности нагрева РВП состоят из системы шероховатых каналов, где роль высоты элемента шероховатости выполняет высота волны как дистанционирующего, так и волнистого листов. Линейным масштабом для процессов теплообмена и трения для таких каналов служит толщина вязкого подслоя, которая для рассматриваемых условий порядка долей миллиметра. Небольшое изменение высоты волны приведет к существенному изменению характеристик трения и теплообмена [10]. Расстояние между волнами, характеризующее условие распространения и развития вихрей, также должно влиять на теплотехнические характеристики. Таким образом, имеем параметр $2(a+b)/(m+n)$, характеризующий эффективность набивок, где a, b — высоты волн дистанционирующего и волнистого листов в свету (высота волны минус толщина листов); m, n — соответственно шаг волнистого и дистанционирующего листов, $(m+n)/2$ — средний шаг. Учитывая опасность заносов, шаг между волнами принимается в пределах 26—30 *мм*, т. е. меняется слабо. Основным параметром, влияющим на теплотехнические характеристики, остается суммарная высота волн листов набивки.

Набивка с волнистым дистанционирующим листом была испытана в [11]. Однако в [11] исследовался пакет с согласным расположением волн волнистого и дистанционирующего листов при случайном их взаимном расположении, причем опыты по сопротивлению и теплообмену проводились при разном взаиморасположении. Следует полагать, что теплотехнические характеристики в какой-то мере зависят от этого фактора. Кроме того, в [11] относительная длина канала $l/d_э=30$; данных же по стабилизации теплообмена (зависимость среднего теплообмена от длины) для таких каналов не имеется. При перекрестном расположении волн двух листов фактор взаимного расположения не играет роли. Кроме того, представляется, что перекрестное расположение обеспечит более интенсивную турбулизацию потока. Набивка с волнистым дистанционирующим листом с перекрестным расположением гофр испытывалась в ЦКТИ на установке и по методике, указанной в [12]. Относительная длина набивки $l/d_э=64{,}3$, $d_э=10{,}85$, $a=2{,}4$, $b=2{,}4$, $m=30$, $n=30$. Данные по теплообмену и гидравлическому сопротивлению показаны на рис. 1-8, 1-9. Там же нанесены опытные данные для набивки с гладким дистан-

ционирующим листом, полученные для тарировки установки, поскольку ранее такая набивка испытывалась [8], а также некоторые данные по промышленным испытаниям таких набивок (подробнее по промышленным испытаниям РВП см. § 1-4). Как следует из графиков, новые лабораторные данные для набивки с гладким дистанционирующим листом совпадают с результатами [7]. Отметим только, что переходная область по новым данным начинается не при $Re \approx 5000$, как в [8], а при $Re \approx 3000$. По данным промышленных исследований переходная область смещается в сторону еще меньших чисел Re, что следует объяснить некоторым отличием температурных условий (закон распространения температур), а также турбулизацией. В общем, с точностью 10% лаборатор-

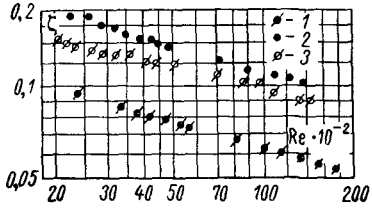


Рис. 1-8. Гидравлическое сопротивление набивок РВП

1 — набивка с гладким дистанционирующим листом; *2* — набивка с прерывистыми треугольными каналами фирмы «Ротемюле»; *3* — набивка с волнистым дистанционирующим листом

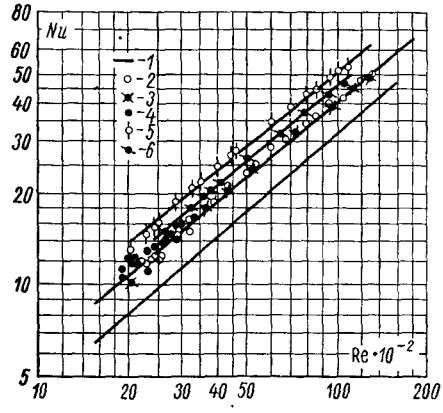


Рис 1-9. Теплообмен в набивках РВП

1 — гладкий щелевой канал; *2* — набивка с гладким дистанционирующим листом по данным [7]; *3* — набивка с гладким дистанционирующим листом по данным ЦКТИ; *4* — результаты промышленных испытаний [19]; *5* — набивка с волнистым дистанционирующим листом; *6* — прерывистые треугольные каналы

ные и промышленные данные совпадают друг с другом. Дополнительно для тарировки установки был исследован гладкий канал. Эти данные с точностью 3% отвечают известному уравнению $Nu = 0{,}02\ Re^{0{,}8}$. Как следует из графиков, дополнительная турбулизация повышает теплообмен на 20% по сравнению с набивкой с гладким дистанционирующим листом. Коэффициент сопротивления при этом увеличивается на 33%. Однако в связи с пропорциональной зависимостью теплосъема и мощности от скорости при равной мощности, потребной на преодоление сопротивления, в итоге получается выигрыш в теплосъеме на 10—20%. При $Re > 2700$ опытные точки отвечают уравнению $Nu = 1{,}6\ Nu_0$. (В промышленных установках теплообмен хуже, чем в лабораторных, поэтому для них вводится коэффициент использования.)

При $Re \leqslant 2{,}7 \cdot 10^3$ опытные точки лежат несколько ниже. Важным геометрическим параметром набивки является рас-

стояние между листами C (в свету). Для выявления этого фактора было исследовано 9 пакетов с параметрами $c=2$, 3, 4 *мм* и $a=b=3{,}04$; 2,0; 1,5 *мм*. Оказалось, что при введении в критерии подобия в качестве характерного размера величины $d_э$ число Nu изменяется при изменении c максимум на 5%. Можно считать, что практически параметр c в указанных пределах не влияет на теплообмен. Коэффициент гидравлического сопротивления λ в значительной степени зависит от параметра c, уменьшаясь с увеличением c (рис. 1-10). Таким образом, гидравлический диаметр, который главным образом зависит от параметра c, при введении его в критерии подобия практически не оказывает дополнительного влияния на теплообмен так же, как и для гладких каналов.

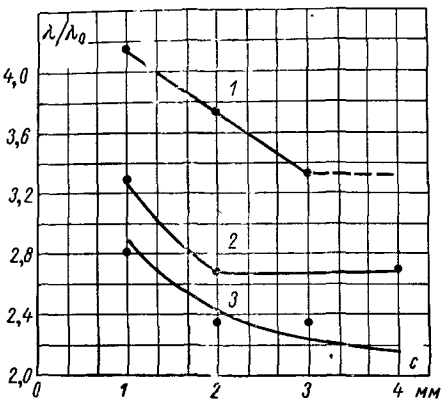


Рис. 1-10. Зависимость гидравлического сопротивления в набивках от параметра c
1 — $a=b=3{,}04$; *2* — $a=b=2{,}0$; *3* — $a=b=1{,}5$

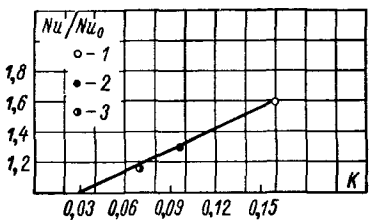


Рис. 1-11. Влияние параметра K на теплообмен
1 — набивка с волнистым дистанционирующим листом; *2* — набивка с гладким дистанционирующим листом (типа «Хауден»); *3* — набивка с гладким дистанционирующим листом (типа АРС)

Гидравлическое сопротивление существенно зависит от параметра c и поэтому нельзя получить подобной универсальной зависимости.

Основным критерием является параметр $2(a+b)/(m+n)=K$, справедливый как для набивок с волнистым, так и с гладким дистанционирующим листом. В последнем случае этот параметр равен $K=a/m$. На рис. 1-11 в координатах $\mathrm{Nu/Nu_0}$, K для $\mathrm{Re}>2{,}7\cdot10^3$ показаны опытные данные для набивки с гладким дистанционирующим листом (набивка типа «Хауден»), типа АРС и набивки с волнистым дистанционирующим листом. Поскольку шаг волны у всех набивок был примерно одинаковый (30 *мм*), то параметр K практически выражает влияние суммарной высоты волны (абсолютной шероховатости). Характерно, что при $K\leqslant0{,}03$ интенсивность теплообмена не повышается. Расчеты показывают, что в этом случае высота элемента

шероховатости меньше, чем толщина вязкого подслоя, и шероховатость не влияет на сопротивление. Опытные точки на рис. 1-11 отвечают линейной зависимости $Nu/Nu_0=12{,}3\ K-0{,}37$; $0{,}16>K>0{,}03$. Экстраполировать эту зависимость нельзя. В связи с тем, что весьма часто высота волны на практике отличается от проектной величины, указанная зависимость может быть использована для оценок тепловой эффективности реальных аппаратов.

Рассматриваемые каналы набивок РВП являются частным случаем шероховатых труб.

Проблема теплообмена в шероховатых трубах и каналах в теоретическом плане до настоящего времени не нашла своего разрешения. Ниже приводится разработанная в ЦКТИ методика расчета, позволяющая теоретически определить интенсивность теплообмена в рассматриваемых набивках в зависимости от их геометрических параметров и коэффициентов сопротивления λ. Для пограничного слоя в шероховатом канале рассмотрим четырехслойную схему (вязкий подслой, промежуточная область, вихревое ядро — во впадение в турбулентное ядро со стабилизированным профилем скорости — для основного потока). Напряжение трения τ и тепловой поток q в турбулентном потоке определяются зависимостями:

$$\tau=(\nu+\nu_т)\rho\frac{\partial u}{\partial y};$$

$$q=-\left(\frac{\nu}{Pr}+\frac{\nu_т}{Pr_т}\right)\rho c_p\frac{\partial t}{\partial y},$$

где $\nu_т$ — коэффициент турбулентной вязкости; $\nu_т/Pr_т$ — коэффициент турбулентного переноса тепла; $Pr_т$ — турбулентное число Pr. Полагаем $Pr_т=1$. Учет влияния $Pr_т$ произведен в дальнейшем. Для турбулентного ядра потока $\nu_т\gg0$ и тогда $dt=q_w du/(c_p\tau_w)$ или $t_т-t_{гр}=q_w(u_т-u_{гр})/(c_p\tau_w)$, где $t_т$, $u_т$ — температура и скорость на оси трубы, $t_{гр}$, $u_{гр}$ — соответственно на уровне вершин элементов шероховатости или на границе турбулентного ядра. Используя известные соотношения $(u_т-\overline{u})/V_x=3{,}75$; $\lambda=8\,V_x^2/\overline{u^2}$, а также степенной закон Нуннера [13], удачно обобщивший опытные данные по гладким и шероховатым трубам $u/u_\tau=(y/R_0)^{\sqrt{\lambda}}$, получаем для ядра потока

$$t_т-t_{гр}=\frac{q_w\overline{u}}{c_p\tau_w}\left(1{,}325\sqrt{\lambda}+1\right)\left[1-\left(\frac{a}{R_0}\right)^{\sqrt{\lambda}}\right]. \qquad (1\text{-}6)$$

В пределах вязкого подслоя вследствие малой его толщины $\tau=\tau_{ст}$, $q=q_{ст}$. Для перепада температур в вязком подслое находим

$$\Delta t_п=\frac{q_w n}{\rho c_p}\int_0^{y_1}\frac{dy}{\frac{\nu}{Pr}+\nu_т}=\frac{q_w n}{\rho c_p}\sqrt{\frac{\rho}{\tau_w n}}Pr\int_0^{\eta_1}\frac{d\eta}{1+Pr\frac{\nu_т}{\nu}}, \qquad (1\text{-}7)$$

где $n=F_{ш}/F_{гл}$; $F_{ш}$ — полная шероховатая поверхность; $F_{гл}$ — поверхность гладкой трубы того же диаметра; q_w — тепловой поток, отнесенный к поверхности $F_{гл}$; τ_w — напряжение трения, отнесенное к поверхности $F_{гл}$. Исходя из последних опытных данных [14], в пределах подслоя $\nu_т \approx y^3$, $\eta_1 \approx 5$. Расчеты показали, что величины $\int_0^{\eta_1} \frac{d\eta}{1+\mathrm{Pr}\frac{\nu_т}{\nu}}$, вычисленные для случаев $\nu_т \approx y^3$ и $\nu_т \approx y^4$, в интересном для практики диапазоне изменения числа Прандтля практически совпадают, и аппроксимируя интеграл степенным полиномом, окончательно имеем

$$\Delta t_{п}=\frac{q_w\sqrt{n}}{\rho c_p}\sqrt{\frac{\rho}{\tau_w}}\,5\,\mathrm{Pr}\left(\frac{1{,}285}{\mathrm{Pr}^{0{,}21}}-\frac{0{,}265}{\mathrm{Pr}^{1{,}2}}\right). \qquad (1\text{-}8)$$

На основании данных [15] полагаем, что между вихревым ядром впадины и вязким подслоем располагается участок логарифмического профиля скорости (по Карману). Температурный перепад в этом слое определяется выражением:

$$\Delta t_{пр}=\frac{q_w\sqrt{n}}{\rho c_p}\sqrt{\frac{\rho}{\tau_w}}\int_5^{30}\frac{d\eta}{\frac{1}{\mathrm{Pr}}+\frac{\eta}{5}-1}=\frac{q_w\sqrt{n}}{\rho c_p}\sqrt{\frac{\rho}{\tau_w}}\,5\ln(1+5\,\mathrm{Pr}). \qquad (1\text{-}9)$$

Как показали исследования структуры потока в области, соответствующей вихревому ядру, профили скорости подчиняются закономерностям, характерным для свободных струй [16]. Следовательно, по аналогии со струями можно полагать, что в области от конца переходной зоны до вершины бугорков шероховатости коэффициент турбулентного обмена сохраняет постоянное значение. Использовав выражение для универсального профиля скорости в шероховатой трубе $u/V_x=A+\frac{1}{\varkappa}\ln\frac{y}{a}$, получим для коэффициента турбулентного обмена:

$$\left.\frac{\nu_т}{\nu}\right|_{гр}=\frac{\tau_w\left(1-\frac{a}{R_0}\right)}{\frac{du}{dy}}=0{,}4\,\mathrm{Re}\sqrt{\frac{\lambda}{32}}\left(1-\frac{a}{R_0}\right).$$

Для перепада температур в вихревом ядре впадины имеем:

$$\Delta t_{я.\,в}=\frac{q_w}{\rho c_p\nu}\int_{y_2}^{a}\frac{dy}{\frac{1}{\mathrm{Pr}}+\frac{\nu_т}{\nu}}=$$

$$=\frac{q_w\sqrt{n}}{c_p\rho}\sqrt{\frac{\rho}{\tau_w}}\,\frac{\left(\frac{a}{R_0}\,\mathrm{Re}\sqrt{\frac{\lambda}{32}}-\frac{30}{n}\right)}{\frac{1}{\mathrm{Pr}}+0{,}4\,\mathrm{Re}\sqrt{\frac{\lambda}{32}}\left(1-\frac{a}{R_0}\right)\frac{a}{R_1}}.$$

На основании опытов Нуннера [13] по шероховатым трубам принимаем для отношения $(t_w - t_т)/(t_w - \bar{t})$ зависимость для гладкой трубы [17], а именно $\frac{t_w - t_т}{t_w - \bar{t}} = 1 + \frac{1{,}75}{\mathrm{Pr} + 8}$.

Указанное наряду с реальным учетом влияния шероховатости на профиль скорости приводит практически к учету влияния числа $\mathrm{Pr}_т$. Суммируя выражения (1-1), (1-3 — 1-5) и используя указанные соображения, окончательно находим

$$\mathrm{Nu} = \frac{\left(1 + \frac{1{,}75}{\mathrm{Pr} + 8}\right)\mathrm{Re}\,\mathrm{Pr}}{\sqrt{\frac{8}{\lambda}}\left\{\sqrt{\frac{8}{\lambda}}(1{,}325\sqrt{\lambda} + 1)\left[1 - \left(\frac{a}{R_0}\right)^{\sqrt{\lambda}}\right] + \right.}$$

$$\left. + \sqrt{n}\,5\,\mathrm{Pr}\left(\frac{1{,}285}{\mathrm{Pr}^{0{,}21}} - \frac{0{,}265}{\mathrm{Pr}^{1{,}2}}\right) + \sqrt{n}\,5\ln(5\,\mathrm{Pr} + 1) + \right.$$

$$\left. + \sqrt{n}\,\frac{\frac{a}{R_0}\mathrm{Re}\sqrt{\frac{\lambda}{32}} - \frac{30}{\sqrt{n}}}{\frac{1}{\mathrm{Pr}} + 0{,}4\,\mathrm{Re}\sqrt{\frac{\lambda}{32}}\left(1 - \frac{a}{R_0}\right)\frac{a}{R_0}}\right\}.$$

В случае, когда $\frac{a}{R_0} \leqslant \frac{30}{\mathrm{Re}\sqrt{\frac{\lambda}{32}}\sqrt{n}}$, т. е. высота шероховатости меньше, чем толщина промежуточной области, четвертое слагаемое в фигурных скобках, характеризующее термическое сопротивление вихревого ядра впадины, должно быть равно нулю. На рис. 1-9 сплошными линиями показаны результаты расчета для набивки типа «Хауден» и для набивки с волнистым дистанционирующим листом. Сравнение с результатами опытов показывает хорошее совпадение с теорией. Указанная методика расчета может быть использована для определения теплообмена при проектировании новых набивок. При расчетах принято: средняя высота шероховатости $a = \delta/2$, где δ — глубина волны (треугольная шероховатость). Величина R_0, входящая в симплекс (относительная шероховатость) для набивки типа «Хауден» (односторонняя шероховатость) $R_0 = \delta + c$, где c — расстояние между листами в свету; для интенсифицированной набивки (двусторонняя шероховатость) $R_0 = \delta + c/2$. В критерии подобия входит величина $d_э = 4F/u$, где F — проходная площадь; u — периметр канала.

Для рассматриваемых набивок все сопротивления представляют собой сопротивление трения ($\lambda \approx \mathrm{Re}^{-0{,}25}$) и поэтому нет необходимости выделять сопротивление трения, эквивалентное теплообмену. Приведенные формулы позволяют вычислять интенсивность теплообмена в набивках по известному значению λ. Кроме набивок, в которых теплообмен интенсифицируется за

счет волнистости (шероховатости), могут быть созданы перфорированные поверхности нагрева. В основу перфорированных листов положен принцип обновления пограничного слоя. При обтекании такой поверхности на входных кромках отдельных ее элементов толщина пограничного слоя минимальна, прерывистость поверхности препятствует значительному увеличению этой толщины. Таким образом, конвективное термическое сопротивление

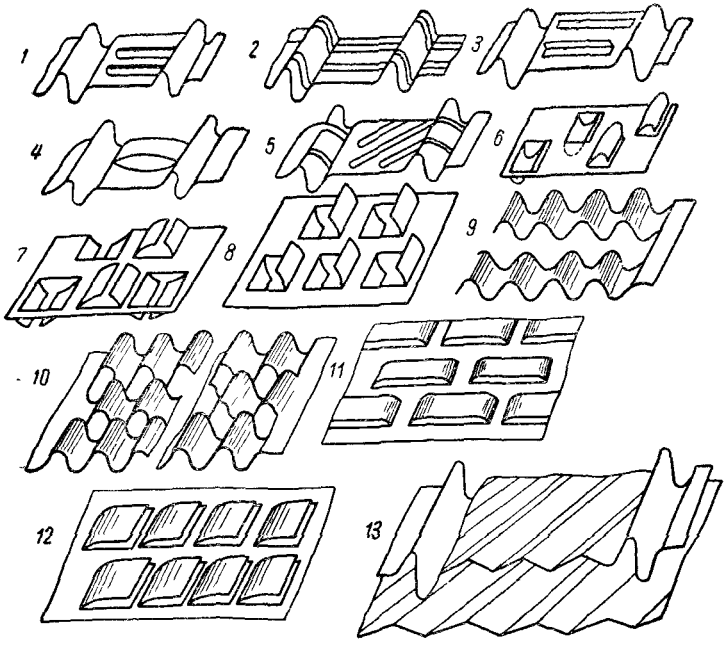


Рис. 1-12. Перфорированные поверхности нагрева для котельных РВП

1, 2 и *3* — дистанционирующие листы с поперечными прорезями; *4* — дистанционирующий лист с отогнутой перемычкой; *5* — дистанционирующий лист с косыми прорезями; *6, 7* и *8* — листы с прерывистым дистанционированием, *9, 10* — дистанционирующий лист гребенчатого типа, *11, 12* — прерывистые гладкие листы; *13* — современные сплошные волнистые поверхности

уменьшается и процесс теплообмена интенсифицируется. В ЦКТИ было разработано несколько типов перфорированных поверхностей (рис. 1-12). На этом рисунке изображены перфорированные дистанционирующие листы *1—10*, которые фиксируют высоту зазора между листами, и гладкие листы *11*, *12*, которые располагаются между дистанционирующими листами, а также современные волнистые листы *13*.

Рассмотренные перфорированные дистанционирующие и гладкие листы, в отличие от ныне применяемых, проницаемы в нормальном направлении. Для устранения проницаемости в РВП набивка может набираться из таких листов, сложенных

попарно с непроницаемыми (волнистыми). Простейшей перфорированной набивкой является поверхность в виде гофрированных лент *9* (рис. 1-12), заключенных между гладкими листами. Геометрические размеры приведены в табл. 1-1. Главное преимущество этих поверхностей применительно к РВП по сравнению с их применением в рекуператорах заключается в том, что зигзагообразные короткие ребра перестают играть роль ребер как таковых и отпадает операция их припайки, приварки и т. п. к плоским пластинам Указанные набивки были исследованы на той же установке и по той же методике, что и для сплошных набивок, т. е. был принят рекуперативный метод исследования [12]. Это значит, что в опытах ребра должны были припаиваться к гладким поверхностям с обеспечением надежного теплового контакта. Элемент набивки (пара листов) впаивался в бак, в котором во время опытов находилась кипящая вода. По замерам температур до и после элемента из уравнения теплового баланса определялся коэффициент теплопередачи, отнесенный к среднелогарифмическому температурному напору.

Таблица 1-1

Геометрические размеры перфорированных каналов, *мм*

Наименование набивки	Ширина лепестка	Расстояние между лепестками	$d_э$	$l/d_э$
Гладкий треугольный канал	—	—	5,48	59,7
Перфорированный канал, $h=10$ *мм*	10	10	7,14	46,7
» » , $h=5$ *мм*	5	5	7,55	43,7
Комбинированный канал	10	10	10,5	31

Из полученных коэффициентов теплопередачи, содержащих термическое сопротивление ребер, расчетным путем определялись коэффициенты конвективного теплообмена. Для уменьшения термического сопротивления ребер перфорированные по верхности нагрева изготовлялись из красно-медного лист. Вначале в опытах определялась величина приведенного коэффициента теплоотдачи $\alpha_1=\dfrac{1}{\dfrac{F_п}{F_1}\dfrac{1}{k}-\dfrac{F_п}{F_1\alpha^2}}$, где α_2 — коэффициент теплоотдачи со стороны кипящей воды, равный для данных условий $\alpha_2=2900$ *ккал/(м²·ч·град)*; $F_п$ — полная поверхность канала; F_1 — несущая поверхность канала; k — коэффициент теплопередачи. По величине α_1 определялась конвективная составляющая теплообмена:

$$\alpha_k=\frac{\alpha_1}{\dfrac{F_р}{F_п}(E-1)+1},$$

где $F_р$ и E — поверхность и коэффициент эффективности ребер

В настоящих опытах ребра надежно припаивались к гладким поверхностям. Определенные таким образом конвективные коэффициенты теплообмена соответствуют эффективности этих поверхностей при применении их в регенераторах В пакете с гладкими листами было испытано две системы перфорированных треугольных каналов с шириной ленты $h=5$ и 10 *мм* и расстоянием между лентами соответственно 5 и 10 *мм*. Специальными опытами было установлено, что пайка не вносит заметных возмущений в поток (коэффициенты сопротивления в случае пайки и без нее оказались одинаковыми). Коэффициенты теплоотдачи отнесены к полной поверхности с учетом двусторонней поверхности оребрения Опытные данные по теплообмену и гидравлике показаны на рис. 1-13 и 1-14. Уменьшение ширины ленты приводит к повышению теплообмена и гидравлического сопротивления, что объясняется меньшей средней толщиной пограничного слоя. Таким образом, перфорированные каналы характеризуются высокой интенсивностью теплообмена. Представляет интерес комбинированная набивка, состоящая из перфорированного треугольного канала в качестве дистанционирующего листа и сплошных волнистых листов.

В качестве волнистых листов принимались ныне применяемые листы, а ширина ленты дистанционирующего листа была принята $h=10$ *мм*.

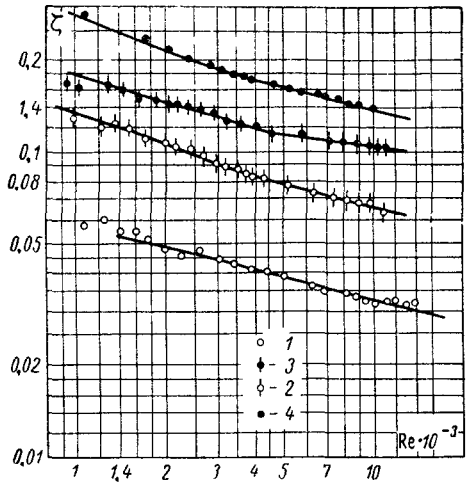


Рис 1-13 Гидравлическое сопротивление перфорированных набивок в котельных РВП (см табл 1-1)

1 — гладкий треугольный канал, *2* — перфорированный канал, $h=10$ *мм*, *3* — перфорированный канал, $h=5$ *мм*, *4* — комбинированный канал

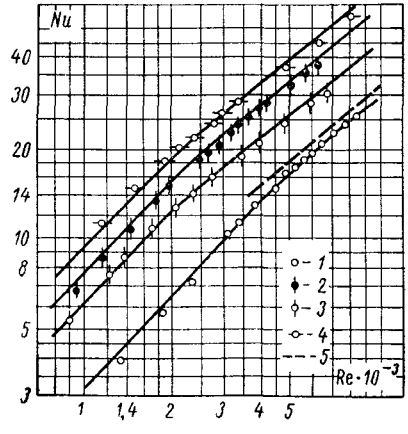


Рис. 1-14. Теплообмен в перфорированных набивках котельных РВП (см. табл 1-1)

1 — гладкий треугольный канал *2* — перфорированный канал, $h=10$ *мм*, *3* — перфорированный канал $h=5$ *мм*, *4* — комбинированный канал; *5* — $Nu=0{,}02\ Re^{0{,}8}$

Как следует из графиков совместный эффект перфорации и шероховатости приводит к росту теплообмена и сопротивления. На рис. 1-15 изображенные данные сравниваются в энергетических координатах. Сравнение показывает, что при равной мощности, потребной на преодоление сопротивления, рассматриваемые набивки характеризуются повышением теплосъема по сравнению с гладким каналом на 30—40%. Фирма «Ротемюле» предложила набивку в виде прерывистых треугольных каналов (рис. 1-16). Пакет такой набивки (с размерами $d_э=9{,}2$; $l/d_э \approx 78$) был изготовлен и испытан в ЦКТИ. Результаты опытов показаны на рис. 1-8 и 1-9. Как следует из графиков, данная набивка по эффективности несколько уступает набивке с волнистым дистанционирующим листом. При этом был исследован, возможно, не оптимальный вариант геометрических размеров.

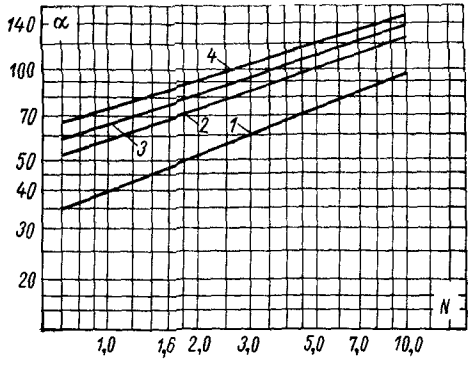


Рис. 1-15 Энергетическое сравнение перфорированных набивок (см. табл 1-1)

1 — гладкий треугольный канал; *2* — перфорированный канал, $h=10$ *мм*; *3* — перфорированный канал, $h=5$ *мм*; *4* — комбинированный канал

Представляют интерес такие поверхности с малыми проходными сечениями каналов ($d_э=5\div6$ *мм*).

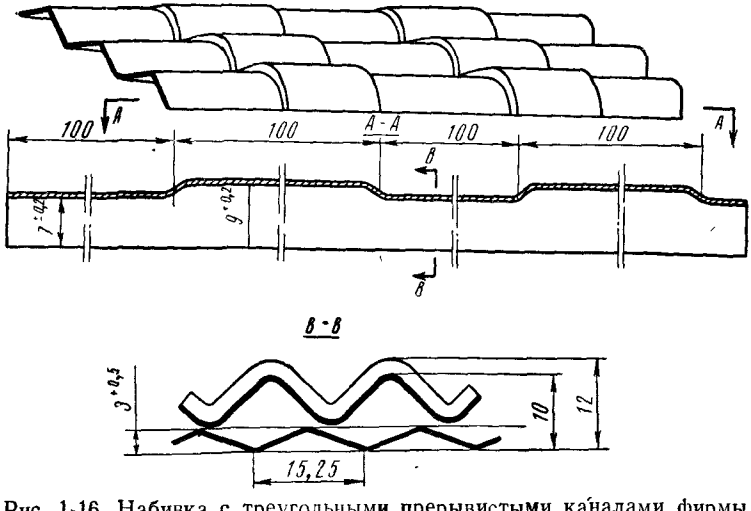


Рис. 1-16. Набивка с треугольными прерывистыми каналами фирмы «Ротемюле»

1-3. Теплообмен и гидравлическое сопротивление в шариковых набивках

В схемах РВП с шариковыми набивками ротор разделен на секторы, в котором размещены зигзагообразные кассеты с шариками [18]. Ограничивающие поверхности обойм покрыты отверстиями для входа и выхода газов и воздуха. Площадь живого сечения сверлений в стенках обоймы составляет 50% всей поверхности кассеты. Диаметр отверстий принимается равным 60—70% диаметра шарика. Отверстия могут быть и овальной формы. Шарики заполняют 90% объема кассет, что обеспечивает их свободное перекатывание. Перекатывание шариков в кассете и движение воздуха и газа обеспечивает самоочистку поверхности нагрева воздухоподогревателя. Теплообмен в шариковом слое РВП можно определить по данным [18].

$$\mathrm{Nu} = 0{,}075\,\mathrm{Re}_{\Phi}\left(\frac{h}{d_{ш}}\right)^{0{,}68}\mathrm{H}_0^{-0{,}25}\,\mathrm{Pr}^{0{,}33}$$

при $\mathrm{Re}_{\Phi}<300$
и

$$\mathrm{Nu} = 0{,}0046\,\mathrm{Re}_{\Phi}^{1{,}5}\left(\frac{h}{d_{ш}}\right)^{0{,}68}\mathrm{H}_0^{-0{,}25}\,\mathrm{Pr}^{0{,}33}$$

при $\mathrm{Re}_{\Phi}>300$.

Здесь $\mathrm{Re}_{\Phi}=w_{\Phi}d_{ш}/\nu$ — критерий Рейнольдса; $\mathrm{Nu}=d_{ш}\alpha/\lambda$ — критерий Нуссельта; $\mathrm{H}_0=w_{\Phi}\tau/h$ — критерий гомохронности; h — высота слоя шариков, включая и толщину стенки обоймы, *м*; τ — время пребывания насадки в той или иной зоне: для газовой зоны $\tau_{\mathrm{г}}=w_{\mathrm{г}}\tau_{\mathrm{пер}}/2P$, для воздушной зоны $\tau_{\mathrm{в}}=w_{\mathrm{в}}\tau_{\mathrm{пер}}/2P$; $\tau_{\mathrm{пер}}$ — время одного оборота наладки, *сек*; w_{Φ} — скорость фильтрации через шариковый слой, *м/сек*; $d_{ш}$ — диаметр шарика, *м*.

Физические постоянные отнесены к температуре потока. По данным [18] коэффициент гидравлического сопротивления при порозности $f=0{,}5$ и $\mathrm{Re}>250$ не зависит от числа Re и равен

$$\zeta = \frac{\Delta P}{\frac{n}{d_{ш}}\cdot\frac{\rho w^2}{2}} = 22 \div 24.$$

По данным [18] теплообмен в шариковой насадке выше, чем в пластинчатой набивке, однако проблема очистки для такого воздухоподогревателя, видимо, более сложна, чем для набивки обычного типа. Необходимы специальные опыты с натурными загрязненными газами.

1-4. Промышленные исследования РВП

Для исследования работы РВП в промышленных условиях были проведены испытания ряда установок [19].

Основные конструктивные и тепловые характеристики испытывающихся воздухоподогревателей приведены в табл. 1-2,

Основные конструктивные характ

Наименование величины		Криворожская ГРЭС	ТЭЦ завода «Большевик»	Грозненская ТЭЦ	Таллинская ТЭ
Тип котла		—	—	—	—
Паропроизводительность котла, *т/ч*		75	110	110	35
Сжигание топлива		АШ	Воркута мазут	мазут	сланец
Год ввода в эксплуатацию		1949	1948	1949	1949
Изготовитель		«Хауден»	АРС	АРС	Таллинский маш. з-
Количество РВП на котел		1	1	1	1
Двустороннняя верхиость нагрева одиого РВП, *м²*	горячая	6200	4050	4600	2600
	холодная	—	810	—	—
Высота поверхности нагрева, *мм*	горячая	889 + 305	813	900 + 420	800
	холодная	—	203	—	—
Доля поверхности нагрева	на газовой стороие	0,272—0,373	0,5	0,5	0,57
	на воздушной стороне	0,36	0,333	0,333	0,306
Расположение оси вращения ротора		горизонтальное	вертикальное	горизонтальное	вертикальное
Внутренний диаметр ротора, *мм*		4420	4058	3620	3700
Число секторов в роторе, шт.		12	12	12	16
Скорость вращения ротора, *об/мин*		2,0	2,7	2,4	3,5 : 2,0
Тип привода		центральный	центральный	пернфернйный — зубчатый	цевочный
Мощность мотора привода, *квт*		2,2	2,2	2,2	4,5
Скорость вращения мотора привода, *об/мин*		955	1500	1500	950
Организация, проводившая испытания		ЦКТИ	ЦКТИ	ЦКТИ	ЦКТИ

а типы и размеры набивок — в табл. 1-3. При обработке опытных данных большинства серий испытаний для определения расхода воздуха и газов через РВП распределение перетечки воздуха в газовый поток между уплотнениями горячей и холодной части РВП принималось исходя из следующих допущений: 1) Величина зазоров в уплотнениях горячей и холодной частей РВП, а соответственно и живые сечения для прохода воздуха одинаковы; 2) Коэффициенты сопротивления уплотнений горячей и холодной частей равны между собой и не зависят от числа Re; 3) Температура воздуха, перетекающего через уплотнения холодной части, принималась равной $t_{хв}$; температура воздуха,

Таблица 1-2

ристики воздухоподогревателей

ТЭЦ № 9 Мосэнерго	Ленинградская ГЭС № 7	Заинская ГРЭС	Уфимская ГРЭС	Черепетская ГРЭС	Новорязанская ТЭЦ	Уфимская ТЭЦ № 2
ТГМ-84 420 газ	БКЗ-160-100 гм 160 газ	ПК-41-1 320×2 мазут	БКЗ-320-140 гм 320 мазут	ТПП-110 950 АШ	ТГМ-151 220 мазут	— 75 газ мазут
1960	1962	1963	1965	1963	—	
ТКЗ 2	БКЗ 2	ЗиО 2×2	БКЗ 2	ТКЗ 4	ТКЗ 2	«Хаудек» 1
12 250	3840	11 100	7970	27 300 23 200	6967	5200
3230	2390	3500	2975	5450	1683	—
700 × 2	990	710 × 2	980	1200 × 2 1000 × 2	700 × 2	1092 + 380
500	680	600	500	600	500	—
0,5	0,495	0,5	0,53	0,5	0,5	0,457
0,33	0,333	0,39	0,35	0,333	0,333	0,373
вертикальное 5400 24 3,0 центральное	вертикальное 3600 18 4,0 центральный	вертикальное 5046 18 2,2 центральный	вертикальное 5100 18 — цевочный	вертикальное 6800 24 2,0 цевочный	вертикальное 4100 24 2,1 цеитральный	вертикальное 3816 12 1,45
7,0 730 ЦКТИ ТКЗ	7,5 730 ЦКТИ	9,0 480 ЦКТИ, ВТИ, ЗиО	— — ЦКТИ, БКЗ	10,0 — ТКЗ ЦКТИ	4,5 480 ВТИ	2,2 — ВТИ

перетекающего через уплотнения горячей части, принималась равной $t_{г.в}$. Исходя из перепада статических давлений, расход воздуха через уплотнения составляет

$$V = F\sqrt{\frac{2g\Delta P}{\zeta\gamma}}\frac{\gamma}{\gamma_0} = \mu F\sqrt{\frac{2g\Delta P}{\gamma}}\frac{\gamma}{\gamma_0},\ нм^3/сек, \qquad (1\text{-}10)$$

где F — живое сечение для прохода воздуха через уплотнения, $м^2$; ΔP — перепад статических давлений между воздушной и газовой сторонами, $кГ/м^2$; γ и γ_0 — фактический и нормальный удельный вес воздуха, $кГ/м^3$; μ — коэффициент расхода уплотнений; ζ — коэффициент сопротивления уплотнений.

Таблица 1-3

Размеры набивок, установленных в воздухоподогревателях, *мм*

Место установки		Изготовитель	Эквивалентный диаметр	Высота волны (в свету)			Шаг волны (по ходу среды)	Высота щели между листами	Шаг дистанционирующих выступов	Толщина листов
				волнистого листа	дистанционного листа	суммарно				
Криворожская ГРЭС		«Хауден»	10,55	2,4	—	2,4	30,3	4,65	81	0,8
ТЭЦ завода «Большевик»	горячая сторона	АРС	8,1	1,8	—	1,8	29,7	3,4	61,5	0,7
	холодная сторона		11,6	—	—	—	—	5,8	61,5	0,6
Грозненская ТЭЦ		АРС	8,2	2,6	—	2,6	29,0	3,2	61,5	0,8
Таллинская ТЭЦ		Таллинский машиностроительный завод	9,2	2,8	—	2,8	31,0	3,65	70	0,7
ТЭЦ № 9 Мосэнерго	горячая сторона	ТКЗ	7,8	2,4	—	2,4	26,4	3,2	40	0,6
	холодная сторона		9,84	—	—	—	—	6,0	40	1,2

Ленинградская ГЭС № 7	горячая сторона	БКЗ	7,8	2,4	—	2,4	26,4	3,2	40	0,6
	холодная сторона		9,84	—	—	—	—	6,0	40	1,2
Заинская ГРЭС	горячая сторона	ЗиО	7,8	2,4	—	2,4	26,4	3,2	40	0,63
	холодная сторона		9,84	—	—	—	—	6,0	40	1,2
Уфимская ТЭЦ № 2	горячая сторона	БКЗ	7,8	2,4	—	2,4	26,4	3,2	40	0,6
	холодная сторона		9,84	—	—	—	—	6,0	40	1,2
Черепетская ГРЭС	горячая сторона 1966 г.	ТКЗ	9,7	1,5	1,0	2,5	26,4	3,7	76	0,6
	горячая сторона 1967 г.		9,7	2,4	2,4	4,8	26,4	3,0	76	0,6
	холодная сторона		9,84	—	—	—	—	6,0	40	1,2
Новорязанская ТЭЦ	горячая сторона	ТКЗ	7,8	2,4	—	2,4	26,4	3,2	40	0,6
	холодная сторона		9,84	—	—	—	—	6,0	40	1,2
Уфимская ТЭЦ № 2		«Хауден»	10,55	2,4	—	2,4	30,3	4,65	81	0,7

На основании изложенных допущений и выражения (1-10) можно получить величину относительной перетечки воздуха на горячей ($a_г$) и холодной ($a_х$) сторонах РВП

$$a_х = \frac{V_х}{V_х + V_г} \approx \frac{F\sqrt{\frac{2g\Delta P_х}{\zeta\gamma_х}\frac{\gamma_х}{\gamma_0}}}{\frac{F}{\gamma_0}\sqrt{\frac{2q}{\zeta}}\left(\sqrt{\frac{\Delta P_х}{\gamma_х}}\gamma_х + \sqrt{\frac{\Delta P_г}{\gamma_г}}\gamma_г\right)} \approx$$

$$\approx \frac{1}{1+\sqrt{\frac{\Delta P_г}{\Delta P_х}\frac{T_{х.в}}{T_{г.в}}}},$$

где $T_{х.в}$ и $T_{г.в}$ — температура холодного и горячего воздуха, °К.

Соответственно, доля воздуха, перетекающего на газовую сторону через уплотнения горячей части, составляет

$$a_г = 1 - a_х = \frac{1}{1+\sqrt{\frac{\Delta P_х}{\Delta P_г}\frac{T_{г.в}}{T_{х.в}}}}. \qquad (1\text{-}11)$$

Расчеты по формулам (1-10) и (1-11) показали, что в промышленных установках величина относительной перетечки воздуха через уплотнения холодной части составляет 55—60%. В практических расчетах можно принимать равное распределение перетечек воздуха на газовую сторону между уплотнениями горячей и холодной сторон РВП. Такая условность упрощает расчеты РВП, практически не оказывая влияния на точность тепловых расчетов. Температурный напор в РВП определялся по следующим температурам газов (поддающимся непосредственному замеру): на входе в РВП — температура перед местом перетечки воздуха (газ не разбавлен воздухом, проникающим через уплотнения горячей стороны); на выходе — температура за местом перетечки воздуха (газ разбавлен воздухом, проникающим через уплотнения холодной стороны).

Значения температурного напора, подсчитанного по указанным температурам газов, практически не отличаются от фактически имеющего место в РВП при распределении воздуха между уплотнениями, согласно (1-11). Суммарный опытный коэффициент теплопередачи относился к полной двусторонней поверхности листов, расположенных в роторе РВП. При определении скоростей газов и воздуха и коэффициентов x_1 и x_2 часть сечения и поверхности нагрева РВП, находящаяся под секторными плитами радиальных уплотнений, в определении живого сечения и поверхности нагрева, омываемой газами и воздухом, не учитывалась, что соответствует условию $x_1 + x_2 < 1$. Такой метод подсчета скоростей незначительно сказывается на величине расчетного коэффициента теплопередачи,

однако дает лучшую сходимость между опытными и расчетными величинами сопротивления набивки.

Ввиду того, что в РВП воздух и газ омывают одни и те же каналы набивки, находящиеся в практически одинаковом состоянии, имеется возможность определить коэффициенты теплоотдачи по газовой и воздушной сторонам по результатам замеров суммарного коэффициента теплопередачи набивки. Указанное позволяет получить зависимость по теплообмену в обычном виде $Nu=f(Re)$, исходя из следующих соотношений:

$$\frac{1}{k_{оп}} = \frac{1}{x_1\alpha_1} + \frac{1}{x_2\alpha_2}$$

или

$$\frac{1}{k_{оп}} = \frac{1}{\alpha_2 x_2}\left[1 + \frac{\alpha_2 x_2}{\alpha_1 x_1}\right], \qquad (1\text{-}12)$$

где $k_{оп}$ — коэффициент теплопередачи, полученный по результатам испытаний воздухоподогревателя, *ккал/(м² · ч · град)*.

Как будет показано ниже, коэффициент нестационарности $П$ для воздухоподогревателей, применяемых в котельных агрегатах, близок к единице, поэтому он не введен в уравнение коэффициента теплопередачи.

Обозначив

$$Nu = \alpha d_э/\lambda = a\,Re^n\,Pr^{0,4}, \qquad (1\text{-}13)$$

получим выражение для Nu отдельно для воздушной и газовой сторон:

$$Nu_в = \frac{\alpha_2 d_э}{\lambda_в} = \left[1 + \frac{\lambda_в}{\lambda_г}\frac{x_2}{x_1}\left(\frac{Pr_в}{Pr_г}\right)^{0,4}\left(\frac{Re_в}{Re_г}\right)^n\right]\frac{d_э k_{оп}}{x_2\lambda_в} =$$

$$= a\,Re_в^n\,Pr_в^{0,4} \qquad (1\text{-}14)$$

и

$$Nu_г = \frac{\alpha_1 d_э}{\lambda_г} = \left[1 + \frac{\lambda_г}{\lambda_в}\frac{x_1}{x_2}\left(\frac{Pr_г}{Pr_в}\right)^{0,4}\left(\frac{Re_г}{Re_в}\right)^n\right]\frac{d_э k_{оп}}{x_1\lambda_г} =$$

$$= a\,Re_г^n\,Pr_г^{0,4} \qquad (1\text{-}15)$$

Для поверхности нагрева ряда РВП по формулам (1-14) и (1-15) получена зависимость $Nu=f(Re)$, которая показана на рис. 1-17. Во время испытаний критерий Re изменялся в достаточно широком интервале. Так, в РВП Грозненской ТЭЦ диапазон изменения критерия Рейнольдса составлял 1500—4100; в РВП Криворожской ГРЭС — 1400—2900; в РВП Таллинской ТЭЦ — 600—1800. Анализ опытных данных (рис. 1-17) показывает, что во всем диапазоне зависимость

$$Nu = a\,Re^{0,8}\,Pr^{0,4}, \qquad (1\text{-}16)$$

соответствует турбулентному режиму течения потока.

Коэффициент a колеблется в сравнительно небольших пределах (табл. 1-4). В среднем, для всех серий опытов значение коэффициента a близко к величине 0,027. Лишь при $Re<1000$ намечается повышение показателя степени критерия Рейнольдса (РВП Таллинской ТЭЦ). Полученный результат отличается от

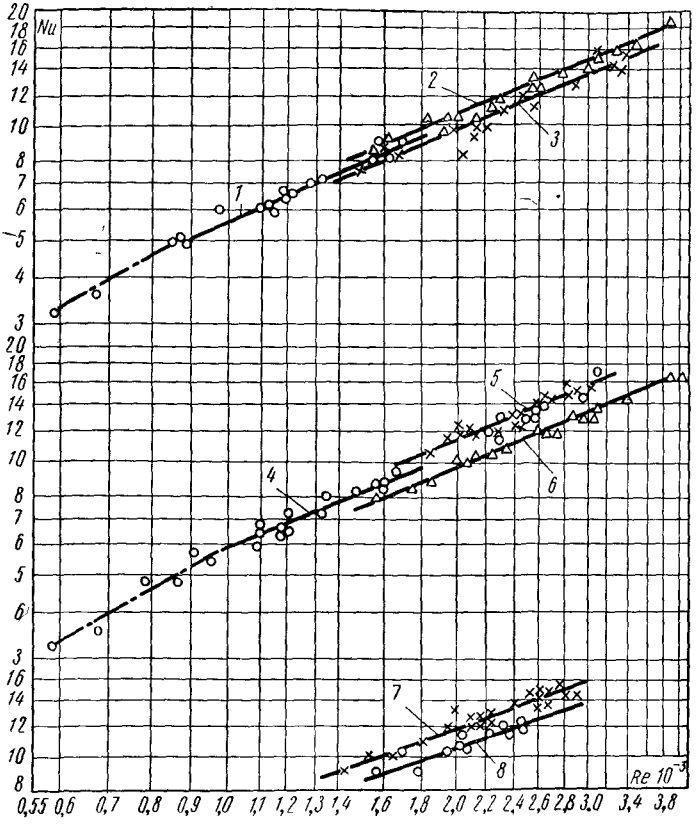


Рис. 1-17 Теплообмен в РВП

1 — Таллинская ТЭЦ, n=2 *об/мин*; *2* — ТЭЦ завода «Большевик», опыты 1957 г., ПЖ; *3* — ТЭЦ завода «Большевик», опыты 1957 г., мазут; *4* — Таллинская ТЭЦ, n=3,5 *об/мин*, *5* — Грозненская ТЭЦ, опыты 1959 г, загрязненный и чистый РВП; *6* — Грозненская ТЭЦ, опыты 1957 г; *7* — Криворожская ГРЭС, опыты 1957 г.; *8* — то же, опыты 1958 г.

лабораторных продувок набивки данного профиля, по которым для области $Re<3000$, показатель степени числа Re равен 1,0, что соответствует переходному режиму течения потока. Различие в характере течения потоков при равных числах Re в лабораторных и промышленных условиях объясняется, по-видимому, различными законами изменения температуры стенки, а также тем, что шероховатость листов набивки промышленных

Таблица 1-4

Значения коэффициента a по результатам промышленных испытаний в формуле (1-16)

Место установки		Изготовитель РВП	Время проведения опытов (год)	Топливо	a	Среднее значение, a
Криворожская ГРЭС		«Хауден»	1957	Донецкий АШ	0,0298	0,0286
			1958	Донецкий АШ	0,0275	
ТЭЦ завода «Большевик»		АРС	1957	Воркутинский ПЖ	0,0283	0,0274
			1959	мазут	0,0266	
Грозненская ТЭЦ	загрязненный	АРС	1957	мазут	0,0252	0,0276
			1959	мазут	0,0288	
	чистый		1959	мазут	0,0288	
Таллинская ТЭЦ	$n=3{,}5$ *об/мин*	Таллинский машиностроительный завод	1959	эстонский сланец	0,027	0,027
	$n=2{,}0$ *об/мин*		1959	эстонский сланец	0,0256	0,0256

воздухоподогревателей существенно выше, чем листов, используемых при лабораторных продувках. Это обстоятельство сдвигает начало турбулентного движения потока газа и воздуха в зону пониженных значений Re. Возможно, что ранняя турбулизация возникает также из-за наличия золовых отложений на поверхности нагрева воздухоподогревателей. Сопоставляя результаты промышленных испытаний с лабораторными при турбулентном режиме, видно, что в промышленных условиях эффективность теплообмена несколько ниже ($a=0{,}027$ против $a=0{,}029$ в лабораторных опытах). Законы изменения температуры поверхности в указанных случаях различны, в связи с чем для практических расчетов принимается $a=0{,}027$.

Таким образом, результаты испытаний позволяют для расчета теплообмена в набивках с волнистым листом и прямым

дистанционирующим листом рекомендовать следующую формулу [19]:

$$\alpha = 0{,}027\frac{\lambda}{d_э}\mathrm{Re}^{0{,}8}\,\mathrm{Pr}^{0{,}4}\,C_l C_l \quad ккал/(м^2 \cdot ч \cdot град), \qquad (1\text{-}17)$$

(при $\mathrm{Re} > 1000$),

где C_l — поправка на температурный фактор; C_l — поправка на относительную длину канала.

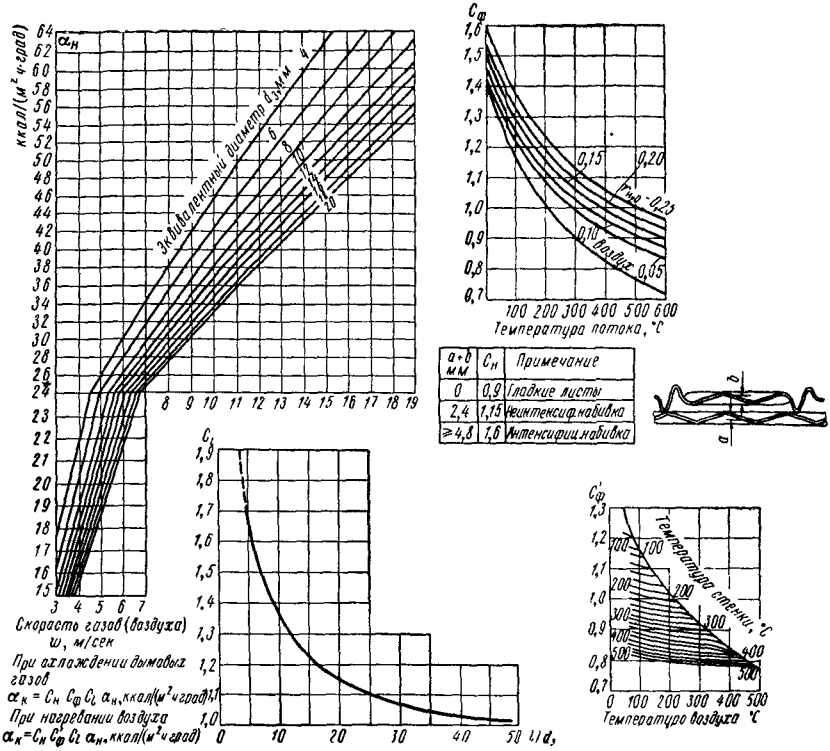


Рис. 1-18. Коэффициент теплоотдачи для РВП при $\mathrm{Re} \geqslant 1000$

Поправка C_t определяется по формуле [20]: $C_t = (T/T_{ст})^{0,5}$, где T — температура греющей среды, °К; $T_{ст}$ — температура стенки, °К.

Поправка C_l определяется по номограмме рис. 1-18.

Получить в промышленных условиях характеристики отдельно интенсифицированной набивки до настоящего времени не представилось возможным, так как РВП с интенсифицированной набивкой имеют также слой поверхности нагрева с упрощенным профилем («холодный» слой), что затрудняет получение опытных данных непосредственно для интенсифицированной поверхности нагрева. Учитывая несколько пониженный

теплообмен в натурных РВП по сравнению с лабораторными данными при турбулентном режиме течения (коэффициент $a=0{,}027$ в промышленных и $a=0{,}029$ в лабораторных опытах), можно рекомендовать следующие формулы для определения коэффициентов теплоотдачи в указанной набивке:

$$\alpha = 0{,}0368\frac{\lambda}{d_э}\,\mathrm{Re}^{0{,}8}\,\mathrm{Pr}^{0{,}4}\,C_t C_l \ \textit{ккал/(м}^2\cdot\textit{ч}\cdot\textit{град)}. \qquad (1\text{-}18)$$

Опытные данные по испытаниям РВП котлов ТГМ-84 (ТЭЦ № 9 Мосэнерго), БКЗ-160-100 ГМ (ЛенГЭС № 7), ПК-47-1 (Заинская ГРЭС), БКЗ-320-140 ГМ (Уфимская ТЭЦ № 2), ТПП-110 (Черепетская ГРЭС) не позволяют выделить отдельно зависимость по теплообмену для каждого слоя поверхности нагрева, так как профиль набивки горячей и холодной частей различен. Поэтому эти серии опытов обрабатывались по РВП с определением общего опытного коэффициента теплопередачи $k_{оп}$ и коэффициента использования ξ. Последние определяются по соотношению $\xi = k_{оп}/k_р$, где $k_р$ — расчетный коэффициент теплопередачи, подсчитанный на основании формул (1-17) и (1-18). В целом для РВП расчетный коэффициент теплопередачи определялся как средневзвешенный из коэффициентов теплопередачи горячей и холодной частей поверхности нагрева:

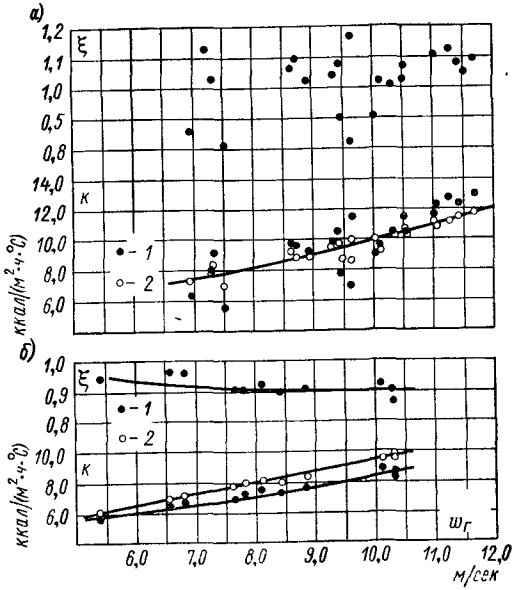


Рис. 1-19 Зависимость опытных и расчетных коэффициентов теплопередачи $к$ и коэффициентов использования РВП ξ от скорости газов в горячей части: $а$ — котел ТГМ-84 (газ); $б$ — котел БКЗ-160-100 ГМ (газ)

1 — по замерам; *2* — по расчету

$$k_р = \frac{k_р^г H_г + k_р^х H_х}{H_г + H_х}.$$

На рис. 1-19 — 1-22 показаны значения опытных и расчетных коэффициентов теплопередачи и коэффициентов использования РВП в зависимости от средней скорости газов. Как видно из графиков коэффициентов использования РВП котла ТГМ-84 при сжигании газа в диапазоне изменения скорости газов от 6,5

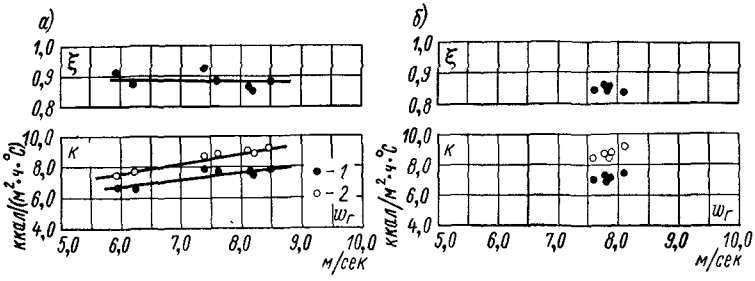


Рис. 1-20 Опытные и расчетные коэффициенты теплопередачи $к$ и коэффициенты использования РВП ξ в зависимости от скорости газов в горячей части котла ТГМ-151: *а* — топливо газ; *б* — топливо мазут

1 — по замерам; *2* — по расчетам

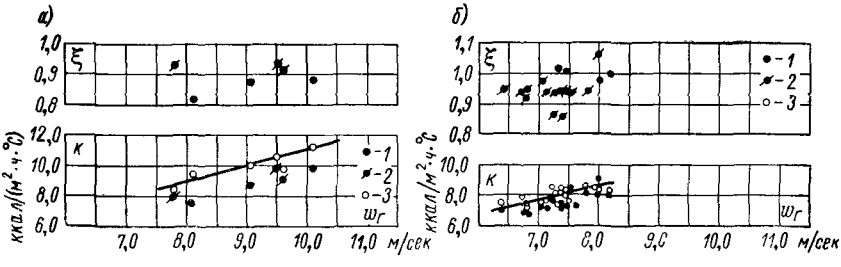
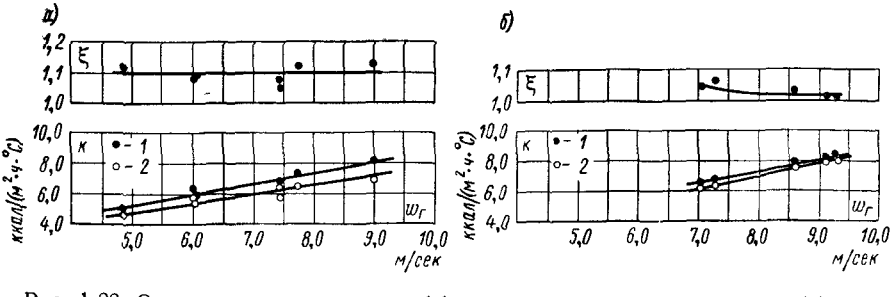


Рис. 1-21 Опытные и расчетные коэффициенты теплопередачи $к$ и коэффициенты использования РВП ξ в зависимости от скорости газов в горячей части: *а* — котел ПК-47-1, мазут; *б* — котел БКЗ-320-140, ГМ (мазут)

1 — по замерам на чистом РВП; *2* — по замерам на загрязненном РВП; *3* — по расчету



Рнс. 1-22 Опытные и расчетные коэффициенты теплопередачи $к$ и коэффициенты использования РВП ξ в зависимости от скорости в горячей части для РВП фирмы «Хаудеи» (Уфимская ТЭЦ № 2): *а* — топливо газ; *б* — топливо мазут

1 — по замерам; *2* — по расчету

до 11,5 *м/сек* составляет в среднем $\xi=1{,}05$. Коэффициент использования РВП котла БКЗ-160-100 ГМ также при сжигании газа несколько ниже и составляет $\xi=0{,}9$ при изменении скорости газов от 5,4 до 10,3 *м/сек*. Воздухоподогреватели котла ПК-47-1 при сжигании мазута, неотрегулированных уплотнениях в загрязненном состоянии поверхности нагрева имеют коэффициент использования $\xi=0{,}92$ в диапазоне скоростей газов 7,8—9,6 *м/сек*. Коэффициент использования РВП котла БКЗ-320-140 ГМ при сжигании мазута в среднем составляет $\xi=0{,}94$ в диапазоне скорости газов от 6,3 до 8,2 *м/сек*. Из графиков видно, что коэффициент использования ξ воздухоподогревателей когла ТГМ-151 Новорязанской ТЭЦ при сжигании мазута в среднем составляет 0,85 в интервале скоростей газов 7,5—8,2 *м/сек* и при сжигании газа 0,88 при изменении скоростей газов от 5,9 до 8,5 *м/сек*. Коэффициент использования РВП Уфимской ТЭЦ № 2 при сжигании мазута составляет 1,03 при скоростях газов 7,0—9,5 *м/сек*. При сжигании газа коэффициент использования в среднем равен 1,1 в интервале скоростей газов 4,8—9,0 *м/сек*.

Рассматривая опытные данные по коэффициентам использования, можно видеть, что во всех сериях опытов они имеют достаточно стабильные значения в довольно широком диапазоне изменения скоростей газов, а следовательно, и чисел Re при определении расчетных коэффициентов теплоотдачи по формулам (1-16) и (1-17), что подтверждает правильность принятой методики. В табл. 1-5 приведены средние значения коэффициентов использования РВП всех серий опытов. Если учесть, что коэффициент использования импортных РВП, результаты которых применены при выводе расчетной формулы (1-21), в среднем равен $\xi\approx1{,}0$, то можно видеть, что коэффициент использования отечественных РВП при одинаковых профилях набивки меньше, чем импортных, и составляет $\xi\approx0{,}85\div1{,}05$.

Таблица 1-5

Коэффициенты использования воздухоподогревателей

	ТЭЦ № 9 Мосэнерго	Ленинградская ГЭС № 7	Заинская ГРЭС	Уфимская ТЭЦ № 2	Новорязанская ТЭЦ	Уфимская ТЭЦ № 2
Тип котла	ТГМ-84	БКЗ-160-100ГМ	ПК-47-1	БКЗ-320-140ГМ	ТГМ-151	—
Паропроизводительность котла *т/ч*	420	160	320 × 2	320	220	75
Изготовитель РВП	ТКЗ	БКЗ	ЗиО	БКЗ	ТКЗ	«Хаудэн»
Сжигаемое топливо	газ	газ	мазут	мазут	мазут, газ	газ, мазут
Коэффициент использования РВП	1,05	0,9	0,89	0,94	0,88 0,85	1,1 1,05
Организация, проводившая испытание	ЦКТИ, ТКЗ	ЦКТИ	ВТИ, ЦКТИ, ЗиО	ЦКТИ	ВТИ	ВТИ

Одной из причин пониженной тепловой эффективности отечественных воздухоподогревателей котлов БКЗ-160-100 ГМ, БКЗ-320-140 ГМ, ПК-47-1 и ТГМ-151 может служить повышенная протечка газов и воздуха через щели между пакетами и перегородками ротора, а также через значительные проходы внутри пакетов между набивкой и обвязкой пакетов. В воздухоподогревателях же Криворожской ГРЭС, Грозненской и Таллинской, Уфимской ТЭЦ и ТЭЦ завода «Большевик» поверхность нагрева устанавливалась россыпью без пакетирования. Вследствие этого заполнение объема ротора набивкой в этих воздухоподогревателях более полное, т. е. величина свободного сечения, через которое может происходить байпассирование газов и воздуха, существенно меньшее. Влияние величины свободного сечения для прохода газов и воздуха на снижение тепловой эффективности можно оценить расчетным путем. Учитывая, что коэффициент теплоотдачи (и теплопередачи) в набивке пропорционален $Re^{0,8}$, коэффициент, учитывающий эффективность воздухоподогревателя при протечке среды, помимо набивки, можно получить из соотношения:

$$x = \frac{k_н}{k_р} = \left(\frac{Re_н}{Re_р}\right)^{0,8} \approx \left(\frac{w_н}{w_р}\right)^{0,8}, \qquad (1\text{-}19)$$

где $k_н$ и $k_р$; $Re_н$ и $Re_р$; $w_н$ и $w_р$ — фактические и расчетные коэффициенты теплопередачи, критерий Рейнольдса и скорости среды.

Поскольку процесс происходит в одной и той же набивке, отношения критериев Re можно заменить отношением скоростей среды, так как эквивалентный диаметр набивки является постоянной величиной, а изменение коэффициента кинематической вязкости незначительно. Соотношение скоростей получим, рассматривая движение среды через набивку и свободное сечение как через параллельные каналы при равном перепаде давлений. В этом случае скорость среды в набивке:

$$w_н = \sqrt{\frac{\Delta P \cdot 2g}{\zeta_н \gamma_н}}.$$

Скорость среды в свободном сечении:

$$w_с = \sqrt{\frac{\Delta P \cdot 2g}{\zeta_с \gamma_с}}.$$

Отношение этих скоростей составит

$$\frac{w_н}{w_с} = \sqrt{\frac{\zeta_с \gamma_с}{\zeta_н \gamma_н}}, \qquad (1\text{-}20)$$

где $w_н$ и $w_с$ — скорость среды (газов или воздуха) через набивку и свободное сечение, *м/сек*; $\zeta_н$ и $\zeta_с$ — коэффициент сопротивления каналов набивки и свободного сечения; $\gamma_н$ и $\gamma_с$ —

удельный вес среды при движении через набивку и свободное сечение, $кГ/м^3$, ΔP — аэродинамическое сопротивление воздухоподогревателя, $кГ/м^2$.

Вследствие худшего теплообмена при движении среды в свободном сечении по сравнению с движением в набивке, на воздушной стороне средняя температура воздуха в свободном сечении будет ниже, чем в набивке, поэтому $\gamma_с/\gamma_н > 1$. В то же время на газовой стороне $\gamma_с/\gamma_н < 1$. Поэтому в целом для воздухоподогревателя можно принять $\gamma_с/\gamma_н \approx 1$, т. е. $\gamma_с \approx \gamma_н$.

Для продольных каналов, из которых состоит набивка и свободное сечение, коэффициент сопротивления:

$$\zeta = \lambda \frac{l}{d_э},$$

где λ — коэффициент сопротивления трения; l — длина канала, $м$; $d_э$ — эквивалентный диаметр канала, $м$.

Учитывая, что длина каналов набивки и свободного сечения одинакова, получим

$$\frac{w_н}{w_с} = \sqrt{\frac{\lambda_с}{\lambda_н}\frac{d_{э.\,н}}{d_{э.\,с}}}.$$

Отсюда

$$w_с = w_н \sqrt{\frac{\lambda_н}{\lambda_с}\frac{d_{э.\,с}}{d_{э.\,н}}} \quad м/сек. \tag{1-21}$$

Секундный расход среды через свободное сечение (принимая долю свободного сечения от живого сечения для прохода среды равной $a_с$) составит $V_с = w_н a_с F \gamma_с/\gamma_0$, $нм^3/сек$. Секундный расход среды через набивку: $V_н = w_н(1-a_с)F\gamma_н/\gamma_0$, $нм^3/сек$, где F — живое сечение для прохода среды, $м^2$.

Из соотношений находим среднюю (расчетную) скорость среды:

$$w_р = \frac{V_с + V_н}{F}\frac{\gamma_0}{\gamma_р} = \frac{w_с a_с F\frac{\gamma_с}{\gamma_0} + w_н(1-a_н)F\frac{\gamma_0}{\gamma_0}}{F}\frac{\gamma_0}{\gamma_р} =$$

$$= \left[w_с a_с \frac{\gamma_с}{\gamma_0} + w_н(1-a_с)\frac{\gamma_0}{\gamma_0}\right]\frac{\gamma_0}{\gamma_р} \quad м/сек.$$

Принимая на основании вышеизложенного $\gamma_с = \gamma_н = \gamma_р$, получаем $w_р = w_с a_с + w_н(1-a_с)$.

Учитывая (1-21), находим

$$w_р = w_н \sqrt{\frac{\lambda_н}{\lambda_с}\frac{d_{э.\,с}}{d_{э.\,н}}} a_с + w_н(1-a_с) =$$

$$= w_н\left[a_с \sqrt{\frac{\lambda_н}{\lambda_с}\frac{d_{э.\,с}}{d_{э.\,н}}} + (1-a_с)\right], \tag{1-22}$$

отсюда получим отношение

$$\frac{w_н}{w_р} = \frac{1}{a_с\left(\sqrt{\frac{\lambda_н}{\lambda_с}\frac{d_{э.с}}{d_{э.и}}}\right)+1},$$

или зависимость тепловой эффективности РВП от величины свободного сечения для прохода среды

$$x = \left(\frac{w_н}{w_р}\right)^{0,8} = \frac{1}{\left[a_с\sqrt{\frac{\lambda_н}{\lambda_с}\frac{d_{э.с}}{d_{э.н}}}-1\right)+1\Bigg]^{0,8}}. \qquad (1\text{-}23)$$

На рис. 1-23 показана зависимость коэффициента, учитывающего эффективность воздухоподогревателя от доли свободного сечения в роторе.

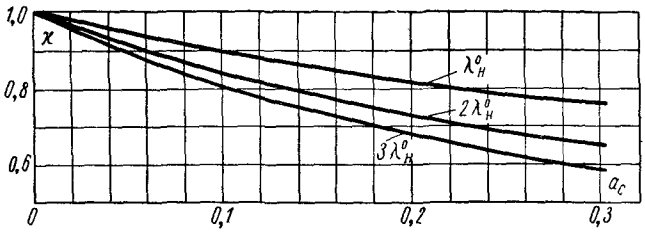


Рис. 1-23. Коэффициент, учитывающий тепловую эффективность РВП в зависимости от доли свободного сечения (не занятого набивкой) в роторе ($a_с$)

Как видно из графиков, по мере увеличения доли свободного сечения происходит значительное снижение тепловой эффективности РВП подогревателей. При величине свободного сечения, равной 10%, тепловая эффективность РВП составляет 0,9; с увеличением величины свободного сечения до 20% она снижается до 0,82. Таким образом, существенное повышение коэффициента использования РВП может быть достигнуто путем ликвидации имеющихся свободных проходов в роторе за счет плотной установки поверхности нагрева в пакетах и тщательного заполнения промежутков между пакетами набивки и перегородками ротора.

Рассматривая табл. 1-5, можно видеть, что при сжигании мазута коэффициент использования РВП несколько ниже, чем при сжигании газа (воздухоподогреватели Уфимской и Новорязанской ТЭЦ). Понижение коэффициента использования РВП при сжигании мазута объясняется рядом факторов, связанных с наличием золовых отложений на поверхности нагрева. В случае чрезмерного загрязнения воздухоподогревателей, повидимому, коэффициент использования РВП снижается вслед-

ствие выключения из работы части поверхности нагрева при полном перекрытии сечения некоторых каналов набивки, а также возможного уменьшения фактической высоты волны листов, составляющих поверхность нагрева ротора. При наличии свободных проходов в воздухоподогревателе загрязнение набивки также приводит к снижению тепловосприятия РВП, так как вследствие повышения аэродинамического сопротивления набивки происходит дополнительное снижение скорости в поверхности нагрева. Особенно резко влияние загрязнения может сказываться при сжигании сернистых топлив (в особен-

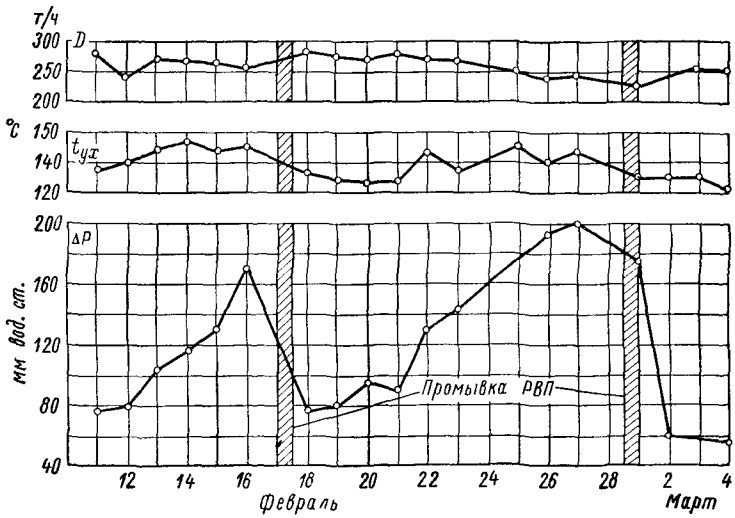


Рис. 1-24. График работы воздухоподогревателя котла ТГМ-84 Ярославской ТЭЦ-3

ности мазута с обычными избытками воздуха) и низких температурах уходящих газов и воздуха на входе в воздухоподогреватель. В этих условиях, вследствие высокой температуры точки росы (для мазута $t_р = 130 \div 150°$ С) происходит загрязнение «холодной» поверхности нагрева набивки РВП. Как показала практика, сопротивление РВП в условиях эксплуатации может увеличиваться в несколько раз по сравнению с исходным через 150—300 *ч* работы. На рис. 1-24 изображены графики работы РВП котла ТГМ-84 Ярославской ТЭЦ-3 при сжигании сернистого мазута. Как видно из графиков, сопротивление РВП увеличивается от 75 до 200 *мм вод. ст.* через 10 сут. работы. Об ухудшении работы РВП можно судить по резкому повышению температуры уходящих газов, которая повысилась за этот период от 125 до 140—150° С при одновременном снижении нагрузки котла на 50 *т/ч*.

На рис. 1-23 нанесены результаты расчетов по формуле (1-23), показывающие влияние загрязнения на тепловую эффективность воздухоподогревателей. При наличии свободного сечения в размере 15% от живого сечения ротора и при повышении коэффициента сопротивления набивки в два раза эффективность поверхности нагрева снижается от 0,86 до 0,78, т. е. на 10%. При повышении коэффициента сопротивления набивки в три раза эффективность РВП составляет 0,73, т. е. снижается по сравнению с исходным на 15%. При более плотном заполнении ротора набивкой загрязнение поверхности нагрева и связанное с этим перераспределение потоков газа и воздуха оказывает значительно меньшее влияние на тепловую работу РВП. Во время испытаний РВП Уфимской и Новорязанской ТЭЦ при сжигании мазута сопротивление РВП было на 15% выше, чем при сжигании газа, т. е. величина золовых отложений, по-видимому, была небольшой. Поэтому коэффициент использования снизился всего на 5—6%. При испытаниях РВП Грозненской ТЭЦ перед промывкой и сразу после промывки, когда сопротивление загрязненного РВП было выше чистого также на 15%, разницы в тепловой работе поверхности нагрева не было замечено. Коэффициент a в формуле (1-16) в обеих сериях опытов остался равным 0,0288 (табл. 1-4).

Опытные данные по теплообмену в РВП показывают, что наличие небольших золовых отложений на поверхностях нагрева оказывает незначительное влияние на коэффициент использования РВП. В этих условиях в большей степени оказывает влияние не вид сжигаемого топлива, а качество изготовления и монтажа поверхности нагрева (плотность установки набивки). Поэтому при тепловом расчете РВП и сжигании газообразных, твердых и жидких топлив при наличии эффективной очистки поверхности нагрева целесообразно вводить коэффициент использования $\xi=0{,}9$. Эта величина коэффициента РВП принята в нормативном методе теплового расчета котельных агрегатов [20]. По мере накопления опытного материала по теплообмену в воздухоподогревателях с разными профилями набивки при сжигании различного топлива величина коэффициента использования РВП должна уточняться.

Испытания воздухоподогревателей с интенсифицированной набивкой были проведены только на котле ТПП-110 (Черепетская ГРЭС). Они показали, что коэффициент использования РВП на обоих корпусах котла весьма близок между собой и составляет в разных сериях опытов в среднем $\xi=0{,}8\div0{,}85$.

ГЛАВА ВТОРАЯ

КОЭФФИЦИЕНТ НЕСТАЦИОНАРНОСТИ ПРОЦЕССА

2-1. Общие положения и расчетные формулы

Как указывалось в гл. 1, на теплообмен в РВП оказывает влияние нестационарность процесса переноса тепла. Влияние нестационарности сказывается на величине суммарного температурного напора в теплообменнике. Это связано с тем, что при вращении ротора воздухоподогревателя изменение температуры металла набивки на газовой и воздушной сторонах за цикл имеет разный характер (рис. 2-1). Вследствие этого средняя температура металла на газовой стороне несколько выше, чем на воздушной, поэтому фактический температурный напор, который складывается из температурного напора на газовой $\Delta t_г = t_г - t^г_н$ и воздушной $\Delta t_в = t^в_н - t_в$ сторонах, ниже расчетного, который определяется разностью между средними температурами газов и воздуха без учета температуры металла $\Delta t = t_г - t_в$. Это влияние нестационарности процесса на теплообмен, как уже указывалось, учитывается коэффициентом $П$. При определенных условиях тепловая эффективность РВП достигает максимального значения, приближаясь к эффективности рекуперативного теплообменника. Поэтому анализ зависимости коэффициента нестационарности от основных условий работы РВП позволяет более правильно оценить влияние отдельных конструктивных и эксплуатационных факторов на эффективность воздухоподогревателя. Другой характеристикой, показывающей степень полноты использования всего температурного перепада воздухоподогревателя, является коэффициент регенерации. По воздушной стороне коэффициент регенерации определяется выражением $\eta_в = (t_в'' - t_в')/(t_г' - t_в')$. Соответственно для газовой стороны $\eta_г = (t_г' - t_г'')/(t_г' - t_в')$. Влияние нестационарности процесса работы РВП изучалось в работах [4, 7, 21]. Полученные в этих работах зависимости весьма сложны и неудобны для практических расчетов. Весьма простой и удобный метод учета влия-

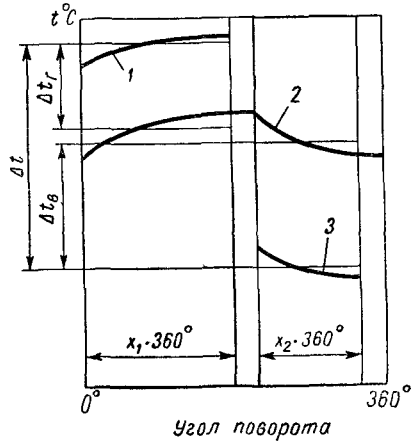


Рис. 2-1. Распределение температур в сечении, перпендикулярном оси ротора

1 — дымовые газы; *2* — набивка; *3* — воздух

ния нестационарности был разработан С. С. Кутателадзе [3]. Полученные им соотношения выведены с учетом следующих упрощающих решение предпосылок. Температура листов в данный момент постоянна и меняется только со временем, температуры газа и воздуха также постоянны. Принимая режимы охлаждения и нагревания листов регулярными (автоматически получается при $\lambda \to \infty$), с помощью метода С. С. Кутателадзе получены следующие формулы:

$$П = \left(\frac{1}{m_1} + \frac{1}{m_2}\right) \frac{(1 - e^{-m_1})(1 - e^{-m_2})}{1 - e^{-(m_1 + m_2)}} =$$

$$= \left(\frac{W_н}{W_{г.с}} + \frac{W_н}{W_{в.с}}\right) \frac{\left(1 - e^{-\frac{W_{г.с}}{W_н}}\right)\left(1 - e^{-\frac{W_{в.с}}{W_н}}\right)}{1 - e^{-\left(\frac{W_{г.с}}{W_н} + \frac{W_{в.с}}{W_н}\right)}}, \qquad (2\text{-}1)$$

где $m_1 = \frac{2\alpha_1 x_1}{c\gamma\delta n}$; $m_2 = \frac{2\alpha_2 x_2}{c\gamma\delta n}$; $W_н = \frac{c\gamma\delta n H}{2}$ — водяной эквивалент набивки, *ккал/(ч · град.)*; $W_{г.с} = \alpha_1 x_1 H$; $W_{в.с} = \alpha_2 x_2 H$; $c\gamma$ — объемная теплоемкость металла набивки, *ккал/(м³ · град)*; n — скорость вращения ротора, *об/ч*; δ — толщина листов поверхности нагрева, *м*.

При выводе формулы для коэффициента регенерации был использован метод С. С. Кутателадзе. Для воздушной стороны теплообменника была получена следующая формула:

$$\eta_{в} = \frac{2}{\frac{4V_в c_в}{c\gamma\delta n H} \frac{1 - e^{-(m_1 + m_2)}}{(1 - e^{-m_1})(1 - e^{-m_2})} + \frac{V_в c_в}{V_г c_г} + 1} =$$

$$= \frac{2}{\frac{2W_в}{W_н} \frac{1 - e^{-\left(\frac{W_{г.с}}{W_н} + \frac{W_{в.с}}{W_н}\right)}}{\left(1 - e^{-\frac{W_{г.с}}{W_н}}\right)\left(1 - e^{-\frac{W_{в.с}}{W_н}}\right)} + \frac{W_в}{W_г} + 1}, \qquad (2\text{-}1а)$$

где $V_в$ и $V_г$ — расход воздуха и газа, *нм³/ч*; $c_в$ и $c_г$ — теплоемкость воздуха и газа, *ккал/(нм³ · град)*; $W_в = V_в c_в$ — водяной эквивалент воздушного потока, *ккал/(ч · град)*; $W_г = V_г c_г$ — водяной эквивалент газового потока, *ккал/(ч · град)*.

При выводе формул (2-1) и (2-1а) приняты допущения о постоянстве температуры среды в плоскости, перпендикулярной направлению потока газов и воздуха. В [22] также приведены формулы для определения коэффициентов нестационар-

ности и регенерации с учетом неравномерности поля температур среды и насадки во времени и по высоте воздухоподогревателя:

$$П = \frac{(1-e^{-m_1\tau_1})(1-e^{-m_2\tau_2})}{1-e^{-(m_1\tau_1+m_2\tau_2)}}\left[\frac{1}{m_1\tau_1}+\frac{1}{m_2\tau_2}\right]; \qquad (2\text{-}1б)$$

$$\eta_{в} = 1-\frac{(1-e^{-m_1\tau_1})(1-e^{-m_2\tau_2})}{1-e^{-(m_1\tau_1+m_2\tau_2)}}\frac{W_н}{W_в}, \qquad (2\text{-}1в)$$

где

$$m_1\tau_1 = \frac{W_н}{W_г}\left(1-e^{-\frac{W_{г.с}}{W_г}}\right);$$

$$m_2\tau_2 = \frac{W_г}{W_н}\left(1-e^{-\frac{W_{в.с}}{W_г}}\right).$$

Однако, как показано ниже, результаты расчетов по этим формулам дают расхождения с опытными данными.

2-2. Вывод и анализ формулы для коэффициента нестационарности

Формула для определения коэффициента нестационарности, учитывающая влияние основных условий работы РВП, может быть получена из уравнения:

$$П = 1-\frac{\Delta t_н}{\bar{t}_г-\bar{t}_в} = 1-\frac{\bar{t}_н^г-\bar{t}_н^в}{\bar{t}_г-\bar{t}_в},$$

где $\bar{t}_н^г$ и $\bar{t}_н^в$ — средняя температура металла набивки на газовой и воздушной сторонах, °С; $\bar{t}_г$ и $\bar{t}_в$ — средняя температура газа и воздуха в РВП, °С.

Температуры металла, газов и воздуха можно определить из уравнений теплового баланса на газовой и воздушной сторонах. Для этого будем рассматривать элементарный сектор ротора с высотой, равной высоте набивки (рис. 2-2). Количество тепла, которым обменивается протекающая через сектор среда (газ или воздух) и набивка, расположенные в этом секторе, можно определить тремя уравнениями: уравнением количества тепла, переданного средой; уравнением теплообмена между средой и набивкой и уравнением количества тепла, воспринятого набивкой. При этом принимается, что теплопроводность металла по толщине листа набивки (перпендикулярно потоку) $\lambda_м \to \infty$ и в направлении, параллельном потоку $\lambda \to 0$; температуры металла и среды в радиальном направлении постоянны. Уравнения теплового баланса этого сектора, расположенного

на газовой стороне РВП, для отрезка времени $d\tau$, за которое ротор повернется на угол $d\varphi$, имеют следующий вид:

$$dQ = \frac{H}{2\pi} d\varphi \frac{\delta}{2} c\gamma dt_{н}^{г}, \qquad (2\text{-}2)$$

где H — двусторонняя поверхность нагрева, расположенная во всем роторе, $м^2$; δ — толщина листов набивки, $м$; $c\gamma$ — объемная теплоемкость металла набивки, $ккал/(м^3 \cdot град)$; $dt_{н}^{г}$ — изменение температуры набивки при повороте ротора на угол $d\varphi$,° С.

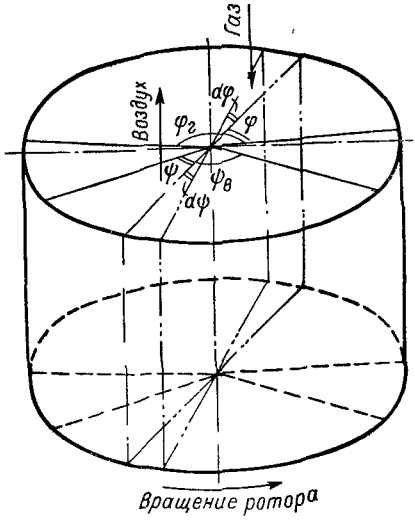


Рис 2-2 Элементарный сектор принятой расчетной схемы

Количество тепла, переданное от газов к набивке:

$$dQ = \frac{H}{2\pi} d\varphi \alpha_1 (t_{г} - t_{н}^{г}) d\tau.$$

Здесь $d\tau = d\varphi/2\pi n$, тогда

$$dQ = \frac{H}{2\pi} d\varphi \alpha_1 (t_{г} - t_{н}^{г}) \frac{d\varphi}{2\pi n}, \qquad (2\text{-}3)$$

где α_1 — коэффициент теплоотдачи от газа к стенке, $ккал/(м^2 \cdot ч \cdot °С)$; n — скорость вращения ротора, $об/ч$; $t_{г}$ — средняя температура газов в секторе, °С; $t_{н}^{г}$ — средняя температура набивки в секторе, °С.

Количество тепла, отданное газами:

$$dQ = \frac{(Vc)_{г}}{\varphi_{г}} d\varphi (t_{г}' - t_{г}'') d\tau = \frac{(Vc)_{г}}{\varphi_{г}} d\varphi (t_{г}' - t_{г}'') \frac{d\varphi}{2\pi n}, \qquad (2\text{-}4)$$

где $V_{г}$ — расход газа через РВП, $нм^3/ч$; $c_{г}$ — теплоемкость газа, $ккал/(нм^3 \cdot град)$; $\varphi_{г}$ — полный угол газовой стороны ротора, $рад$; $t_{г}'$, $t_{г}''$ — температура газа на входе и выходе, °С.

Для простоты принимаем прямолинейный закон распределения температуры газа в направлении его движения. В этом случае

$$t_{г} = \frac{1}{2}(t_{г}' + t_{г}''),$$

отсюда $t_{г}'' = 2t_{г} - t_{г}'$.

Подставляя это выражение в уравнение (2-4), получим

$$dQ = \frac{(Vc)_{г}}{\varphi_{г}} d\varphi (t_{г}' - t_{г}) \frac{d\varphi}{\pi n}. \qquad (2\text{-}4а)$$

Из уравнений (2-3) и (2-4а) получим выражение для температуры газа:

$$t_г = \frac{t_н^г + 2W_г/W_{г.с}\, t_г'}{1 + 2W_г/W_{г.с}}. \qquad (2\text{-}5)$$

Здесь $W_г = (Vc)_г$ — водяной эквивалент всего газового потока в воздухоподогревателе; $W_{г.с} = x_1\alpha_1 H$ — определяет количество тепла, которое передается от газов к поверхности нагрева на газовой стороне при температурном напоре в 1° С.

Из уравнений (2-2) и (2-5) определим температуру металла:

$$\left(1 + \frac{W_{г.с}}{2W_г}\right)\frac{dt_н}{t_г' - t_н^г} = \frac{\alpha_1}{\pi c\gamma\delta n}\, d\varphi.$$

Интегрируя от начальной температуры металла на входе в газовую часть $t_н^I$ до $t_н$ и от начального угла, равного 0, до φ, получим

$$\ln\frac{t_г' - t_н^I}{t_г - t_н^I} = -\frac{\alpha_1/(\pi c\gamma\delta n)}{1 + W_{г.с}/2W_г}\varphi,$$

отсюда

$$t_н^г = t_г' - (t_г' - t_н^I)\, e^{-a_1\varphi}, \qquad (2\text{-}6)$$

где

$$a_1 = \frac{\alpha/(\pi c\gamma\delta n)}{1 + W_{г.с}/2W_г}.$$

Применим аналогичные рассуждения для воздушной стороны воздухоподогревателя.

Количество тепла, которое отдает набивка, расположенная в секторе с углом $d\psi$:

$$dQ = -\frac{H}{2\pi}\, d\psi\, \frac{\delta}{2}\, c\gamma dt_н^в. \qquad (2\text{-}7)$$

Количество тепла, переданное от набивки к воздуху:

$$dQ = \frac{H}{2\pi}\, d\psi\alpha_2 (t_н^в - t_в)\frac{d\psi}{2\pi n}. \qquad (2\text{-}8)$$

Количество тепла, воспринятое воздухом:

$$dQ = \frac{(Vc)_в}{\psi_в}\, d\psi (t_в - t_в')\frac{d\psi}{\pi n}. \qquad (2\text{-}9)$$

Из уравнений (2-8) и (2-9) получаем выражение для температуры воздуха:

$$t_в = \frac{t_н^в + \dfrac{2W_в}{W_{в.с}}\, t_в'}{1 + \dfrac{2W_в}{W_{в\,с}}}. \qquad (2\text{-}10)$$

Здесь $W_в = (Vc)_в$ — водяной эквивалент всего воздушного потока в воздухоподогревателе; $W_{в.с} = x_2\alpha_2 H$ — количество тепла, которое передается от поверхности нагрева к воздуху на воздушной стороне при температурном напоре в 1° С.

Из уравнений (2-7) и (2-8) имеем

$$\frac{dt_н^в}{t_н^в - t_в} = -\frac{\alpha_2}{\pi c\gamma\delta n}\,d\psi.$$

Подставляя значение $t_в$ из уравнения (2-10) и интегрируя от начальной температуры набивки на входе в воздушную часть $t_н^{II}$ до $t_н^в$ и от начального угла, равного 0, до текущего угла ψ, получим

$$\ln\frac{t_н^в - t_в}{t_н'' - t_в'} = -\frac{\alpha_2/(\pi c\gamma\delta n)}{1 + W_{в.с}/2W_в}\psi,$$

отсюда

$$t_н^в = t_в' + (t_н^{II} + t_в')\,e^{-a_2\psi}, \qquad (2\text{-}11)$$

где

$$a_2 = \frac{\alpha_2/(\pi c\gamma\delta n)}{1 + W_{в.с}/W_в}.$$

Значения температуры металла на входе в газовую ($t_н^I$) и воздушную ($t_н^{II}$) части получим, исходя из граничных условий:

При $\varphi = 0$, $\psi = \psi_в$, $t_н^в = t_н^г = t_н^I$.

В этом случае из уравнения (2-11) получаем

$$t_н^I = t_в' + (t_н^{II} - t_в')\,e^{-a_2\psi_в}. \qquad (2\text{-}12)$$

При $\varphi = \varphi_г$, $\psi = 0$, $t_н^г = t_н^в = t_н^{II}$.

Из уравнения (2-6)

$$t_н^{II} = t_г' - (t_г' - t_н^I)\,e^{-a_1\varphi_г}. \qquad (2\text{-}13)$$

Из уравнений (2-12) и (2-13) получаем

$$t_н' = \frac{t_в'\left(1 - e^{-a_2\varphi_в}\right) + t_г'\left(1 - e^{-a_1\varphi_г}\right)e^{-a_2\psi_в}}{1 - e^{-(a_1\varphi_г + a_2\psi_в)}};$$

$$t_н'' = \frac{t_г'\left(1 - e^{-a_1\varphi_1}\right) + t_в'\left(1 - e^{-a_2\psi_в}\right)e^{-a_1\varphi_г}}{1 - e^{-(a_1\varphi_г + a_2\psi_в)}}.$$

Поскольку $\varphi_г = x_1 2\pi$, $\psi_в = x_2 2\pi$, то

$$a_1\varphi_г = b_1 = \frac{1}{W_н/W_{г.с} + W_н/2W_г}, \qquad (2\text{-}14)$$

где $W_н = c\gamma\delta nH/2$ — водяной эквивалент набивки.

Аналогично

$$b_2 = a_2\psi_в = \frac{1}{W_н/W_{в.с} + W_н/2W_в}, \qquad (2\text{-}15)$$

следовательно,

$$t_н^{I} = \frac{t'_в(1-e^{-b_2}) + t'_г(1-e^{-b_1})e^{-b_2}}{1-e^{-(b_1+b_2)}}; \qquad (2\text{-}16)$$

$$t_н^{II} = \frac{t'_г(1-e^{-b_1}) + t'_в(1-e^{-b_2})e^{-b_1}}{1-e^{-(b_1+b_2)}}. \qquad (2\text{-}17)$$

Подставляя (2-16) в (2-6) и в (2-11), получим уравнения температуры металла на газовой и воздушной сторонах в зависимости от угла поворота ротора:

$$t_н^г = t'_г - (t'_г - t'_в)\frac{1-e^{-b_2}}{1-e^{-(b_1+b_2)}}e^{-a_1\varphi}; \qquad (2\text{-}18)$$

$$t_н^в = t'_в + (t'_г - t'_в)\frac{1-e^{-b_1}}{1-e^{-(b_1+b_2)}}e^{-a_2\psi}. \qquad (2\text{-}19)$$

Средние температуры металла на газовой и воздушной сторонах:

$$\bar{t}_н^г = \frac{1}{\varphi_г}\int_0^{\varphi_г} t_н^г d\varphi; \quad \bar{t}_н^в = \frac{1}{\psi_в}\int_0^{\psi_b} t_н^b d\psi.$$

После интегрирования уравнений (2-18) и (2-19) получим:

$$\bar{t}_н^г = t'_г - (t'_г - t'_в)\frac{A}{b_1}; \qquad (2\text{-}20)$$

$$\bar{t}_н^в = t'_в + (t'_г - t'_в)\frac{A}{b_2}, \qquad (2\text{-}21)$$

где

$$A = \frac{(1-e^{-b_1})(1-e^{-b_2})}{1-e^{-(b_1+b_2)}}.$$

Таким образом, разность средней температуры металла на газовой и воздушной сторонах:

$$\Delta t_н = \bar{t}_н^г - \bar{t}_н^в = (t'_г - t'_в)\left[1 - A\left(\frac{1}{b_1} + \frac{1}{b_2}\right)\right]. \qquad (2\text{-}22)$$

Средняя температура газов в воздухоподогревателе:

$$\bar{t}_г = \frac{1}{\varphi_г}\int_0^{\varphi_г} \frac{t_н^г + \frac{2W_г}{W_{г.с}}t'_г}{1+\frac{2W_г}{W_{г.с}}} d\varphi.$$

Подставив значение $t_н^г$ из (2-18) и произведя интегрирование и преобразования, получим

$$\bar{t}_г = t'_г - (t'_г - t'_в) A \frac{W_н}{2W_г}. \qquad (2\text{-}23)$$

Таким же образом из уравнений (2-10) и (2-21) получим выражение для средней температуры воздуха:

$$\bar{t}_в = t'_в - (t'_г - t'_в) A \frac{W_н}{2W_в}. \qquad (2\text{-}24)$$

Из уравнений (2-23) и (2-24) получаем

$$\bar{t}_г - \bar{t}_в = (t'_г - t'_в)\left[1 - A\left(\frac{W_н}{2W_г} + \frac{W_н}{2W_в}\right)\right]. \qquad (2\text{-}25)$$

Таким образом уравнения (2-22), (2-24) и (2-25) позволяют получить выражение для коэффициента нестационарности:

$$П = 1 - \frac{\Delta t_н}{\bar{t}_г - \bar{t}_в} = \frac{\dfrac{W_н}{W_{г.с}} + \dfrac{W_н}{W_{в.с}}}{\dfrac{1}{A} - \left(\dfrac{W_н}{2W_г} + \dfrac{W_н}{2W_в}\right)} \qquad (2\text{-}26)$$

или

$$П = \frac{\dfrac{W_н}{W_{г.с}} + \dfrac{W_н}{W_{в.с}}}{\dfrac{1 - e^{-(b_1+b_2)}}{(1-e^{-b_1})(1-e^{-b_2})} - \left(\dfrac{W_н}{2W_г} + \dfrac{W_н}{2W_в}\right)}. \qquad (2\text{-}27)$$

Рассматривая формулы (2-27), (2-14) и (2-15), можно видеть, что коэффициент нестационарности зависит от четырех параметров: $W_н/W_{г.с}$; $W_н/W_{в.с}$; $W_н/2W_г$; $W_н/2W_в$. В РВП котельных агрегатов параметры $W_н/W_{г.с}$ и $W_н/W_{в.с}$ зависят, в основном, от числа оборотов ротора и типа применяемой набивки. При уравновешенной тяге для РВП с интенсифицированной набивкой в диапазоне скоростей вращения ротора $n = 1{,}5 \div 3{,}0$ *об/мин* указанные параметры имеют величины: $W_н/W_{г.с} = 0{,}7 \div 1{,}8$; $W_н/W_{в.с} = 1{,}2 \div 2{,}6$.

Параметры $W_н/2W_г$ и $W_н/2W_в$, кроме скорости вращения ротора и типа набивки, зависят также от вида сжигаемого топлива, а вернее от необходимой температуры горячего воздуха и температурной зоны газов, в которой работает воздухоподогреватель, что оказывает влияние на величину поверхности нагрева. Для указанного выше диапазона скоростей вращения ротора при сжигании АШ (высокий подогрев воздуха) и температуре уходящих газов 120° С $W_н/2W_г = 4{,}0 \div 8{,}0$; $W_н/2W_в = 4{,}8 \div 9{,}6$; при сжигании мазута и температуре уходящих газов 150° С $W_н/2W_г = 1{,}9 \div 3{,}8$; $W_н/2W_в = 2{,}4 \div 4{,}8$. Приведенные

цифры показывают, что параметры, относящиеся к газовой стороне ($W_н/W_{г.с}$ и $W_н/2W_г$), для котлов с уравновешенной тягой меньше параметров для воздушной стороны ($W_н/W_{в.с}$ и $W_н/2W_в$) вследствие того, что водяной эквивалент газов ($W_г$) больше водяного эквивалента воздуха ($W_в$), доля поверхности нагрева, находящейся на газовой стороне (x_1), и, следовательно, $W_{г.с}$ больше, чем на воздушной. Соотношение между $W_г$ и $W_в$ и между $W_{г.с}$ и $W_{в.с}$ для котлов с уравновешенной тягой составляет примерно следующие величины: $W_г/W_в = 1{,}2 \div 1{,}3$; $W_{г.с}/W_{в.с} = 1{,}4 \div 1{,}7$.

Для воздухоподогревателей котлов, работающих под наддувом, водяные эквиваленты газового и воздушного потоков выравниваются, а также сближаются величины $W_г$ и $W_{в.с}$, так как в этом случае доли поверхности нагрева на газовой и воздушной сторонах примерно равны между собой. Разница в величинах $W_{г.с}$ и $W_{в.с}$ может быть вызвана только за счет несколько разных величин коэффициентов теплоотдачи. Если принять $W_г \approx W_в$ и $W_{г.с} \approx W_{в.с}$, т. е. $W_н/W_г = W_н/W_в = W_н/W_{ср}$ и $W_н/W_{г.с} = W_н/W_{в.с} = W_н/W_{п.н}$, то формула (2-27) существенно упрощается и становится более удобной для анализа:

$$П = \frac{2\dfrac{W_н}{W_{п.с}}}{\dfrac{1+e^{-b}}{1-e^{-b}} - 2\dfrac{W_н}{2W_{ср}}}, \qquad (2\text{-}28)$$

где $$b = \frac{1}{\dfrac{W_н}{W_{п.н}} + \dfrac{W_н}{2W_{ср}}}.$$

По формуле (2-28) на рис. 2-3 показана графическая зависимость коэффициента $П$ от параметров $W_н/W_{п.н}$ и $W_н/2W_{ср}$, на которой наглядно видно, что коэффициент нестационарности возрастает при увеличении параметров $W_н/W_{п.н}$ и $W_н/2W_{ср}$. Учитывая, что $W_н/W_{п.н} = c\gamma\delta nH/(2\alpha xH)$ и $W_н/2W_{ср} = c\gamma\delta nH/4(Vc)_{ср}$ из графика следует, что для сохранения коэффициента нестационарности на достаточно высоком уровне, применение более эффективных набивок требует повышения скорости вращения ротора, так как увеличение коэффициента теплоотдачи и уменьшения поверхности нагрева приводят к уменьшению $W_н/W_{п.н}$ и $W_п/2W_{ср}$. Как указывалось выше, повышение температуры горячего воздуха (увеличение поверхности нагрева) приводит к увеличению параметра $W_п/2W_{ср}$, т. е. позволяет несколько снизить скорость вращения ротора. Снижение скорости вращения ротора также возможно при уменьшении скорости среды (увеличение диаметра ротора), что приводит к уменьшению коэффициента теплоотдачи и к увеличению поверхности нагрева, а также при увеличении толщины

листов набивки. При размещении воздухоподогревателя в зоне более высоких температур газа необходимо увеличивать скорость вращения ротора, так как за счет повышения температурного напора поверхность нагрева уменьшается. Снижение нагрузки котельного агрегата приводит к увеличению коэффициента нестационарности, так как увеличивается $W_{п}/W_{п.н}$ и $W_{п}/2W_{ср}$ за счет снижения коэффициента теплоотдачи и уменьшения расхода среды. Приведенный анализ показывает, что для заданных условий работы воздухоподогревателя (температуры газа и воздуха, оптимальные скорости среды, профиль и тол-

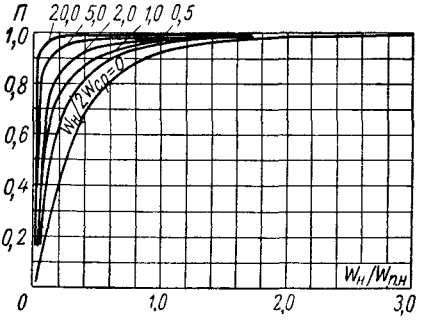


Рис. 2-3. Коэффициент нестационарности в зависимости от конструктивных и режимных факторов.

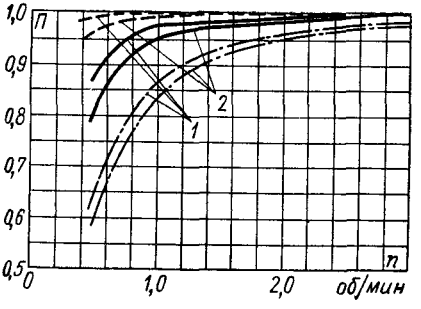


Рис. 2-4. Коэффициент нестационарности в зависимости от скорости вращения ротора

1 — котел ТПП-110, АШ, *2* — котел ТГМ-84А, мазут; ——— по формуле (2-27); —·—·— по формуле (2-1); — — — — — по формуле (2-16)

щина листов набивки) основным фактором, определяющим величину коэффициента нестационарности, является скорость вращения ротора. На рис. 2-4 показаны зависимости коэффициентов нестационарности воздухоподогревателей котельных агрегатов, работающих на АШ и мазуте, от числа оборотов ротора, подсчитанных по формуле (2-27). Расчеты приведены для горячей стороны воздухоподогревателей с интенсифицированной набивкой котла ТПП-110 производительностью 950 *т/ч* при сжигании АШ и котла ТГМ-84А производительностью 420 *т/ч* при сжигании мазута. Конструктивные характеристики и основные условия работы воздухоподогревателей (температуры и скорости газов и воздуха) взяты из тепловых расчетов ТКЗ.

График показывает, что при сжигании мазута резкое снижение коэффициента нестационарности наблюдается при скорости вращения ротора $n<1{,}5$ *об/мин*. При $n=1{,}5$ *об/мин* $П$ достаточно высок ($\sim 0{,}98$) и с увеличением числа оборотов ротора ассимптотически приближается к единице. При сжигании АШ коэффициент нестационарности несколько выше, чем при

сжигании мазута. Высокое значение коэффициента ($П>0{,}98$) сохраняется до скорости вращения ротора $n>1{,}0$ *об/мин*. Дальнейшее снижение числа оборотов приводит к резкому снижению $П$.

Таким образом, для обеспечения достаточно высокого значения коэффициента нестационарности, и имея в виду унификацию приводов роторов воздухоподогревателей, достаточно обеспечить скорость вращения ротора $n>1{,}5$ *об/мин* для воздухоподогревателей котельных агрегатов при использовании всех видов топлива. Для сравнения на рис. 2-4 приведены зависимости $П=f(n)$ для этих же воздухоподогревателей, подсчитанные по формуле (2-1). Графики показывают, что формула (2-1) дает несколько заниженные значения коэффициента нестационарности. Величина $П=0{,}98$ имеет место лишь при $n>3$ *об/мин*. По мере снижения скорости вращения разница в результатах расчетов по формулам (2-27) и (2-1) увеличивается. При рекомендуемой скорости вращения ротора ($n\approx 1{,}5$ *об/мин*) формула (2-1) дает величину коэффициента нестационарности на 0,06 ниже, чем по формуле (2-27).

Сопоставляя формулы (2-27) и (2-1), можно видеть, что в формуле (2-1) выражение

$$m_1=\frac{2x_1\alpha_1}{c\gamma\delta n}=\frac{2x_1\alpha_1 H}{c\gamma\delta nH}=\frac{W_{\text{г. с}}}{W_{\text{н}}}=\frac{1}{W_{\text{н}}/W_{\text{г. с}}},$$

и соответственно $m_2=\dfrac{1}{W_{\text{н}}/W_{\text{г. с}}}$, т. е. $m_1=b_1$ и $m_2=b_2$ при $W_{\text{н}}/2W_{\text{г}}=W_{\text{н}}/2W_{\text{в}}=0$. При данном условии формула (2-27) принимает вид (2-1), т. е. формула (2-1) представляет собой частный случай формулы (2-27) и справедлива для воздухоподогревателей, у которых $2W_{\text{г}}\gg W_{\text{г. с}}$ и $2W_{\text{в}}\gg W_{\text{в. с}}$. Это условие справедливо для воздухоподогревателей с относительно небольшой поверхностью нагрева, т. е. обеспечивающих низкий подогрев воздуха при высоких температурных напорах и высоких скоростях газов и воздуха. Таким образом, формула (2-1) для всех случаев дает минимальные значения коэффициента нестационарности. Расчеты по формуле (2-1б) показывают, что коэффициент нестационарности РВП котельных агрегатов очень слабо зависит от скорости вращения ротора. Из графика рис. 2-4 видно, что для мазутного котла заметное снижение коэффициента $П$ наблюдается лишь при $n<0{,}7$ *об/мин*. Для котла, сжигающего АШ, снижение коэффициента $П$ начинается еще при меньших скоростях вращения ротора ($n<0{,}4$ *об/мин*).

2-3. Результаты исследований РВП на горячем стенде

Опытная проверка зависимости $П=f(n)$ применительно к воздухоподогревателям котельных установок была проведена совместно ЦКТИ и ЗиО на горячей модели регенеративного воздухоподогревателя, спроектированного, изготовленного и установленного на ЗиО. Стенд состоит из модели регенератив-

ного воздухоподогревателя, приводного устройства ротора, камеры сгорания, вентилятора и газовоздушных трактов с шиберами и измерительными устройствами. Принципиальная схема стенда показана на рис. 2-5. Модель воздухоподогревателя имеет ротор диаметром 1400 *мм* и высотой 530 *мм*, заполненный пакетами набивки. Набивка выполнена из гладких и профилированных листов из углеродистой стали толщиной 0,63 *мм*. Листы набивки образуют каналы

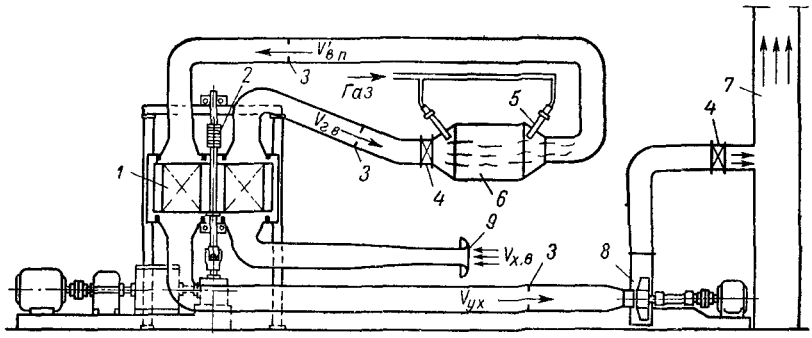


Рис. 2-5. Принципиальная схема стенда

1 — воздухоподогреватель; *2* — токосъемник; *3* — измерительная шайба; *4* — шибер; *5* — горелка; *6* — камера сгорания; *7* — труба; *8* — вентилятор, *9* — коллектор

треугольного сечения с эквивалентным диаметром $d_э=2{,}7$ *мм*. В камере сгорания, оборудованной двумя горелками, сжигается городской газ. В качестве горелок использованы два типовых газовых запала ЗиО.

На листах набивки были зачеканены хромель-алюминиевые термопары диаметром 0,18—0,2 *мм* (рис. 2-6). Вывод термопар осуществляется через вал ротора к токосъемнику, установленному на валу под верхним подшипником. Электродвижущая сила термопар поочередно через переключатель ПМТ измерялась одноточечным электронным регистрирующим потенциометром ЭПП-09 с временем пробега кареткой всей шкалы 2,5 *сек* и скоростью движения ленты 2400 *мм/ч*. На данном стенде была проведена серия балансовых опытов при скоростях вращения ротора воздухоподогревателя $n=0{,}67\div3{,}67$ *об/мин*. Некоторое искажение результатов замеров по теплообмену могло быть связано с присосом внешнего воздуха в установку и значительным количеством воздуха, перетекающего с воздушной стороны на газовую, достигающим 18% от расхода уходящих газов. Однако опыты проводились в одинаковых температурных и аэродинамических условиях, вследствие чего можно ожидать, что относительное влияние присосов и перетечек воздуха может быть незначительно.

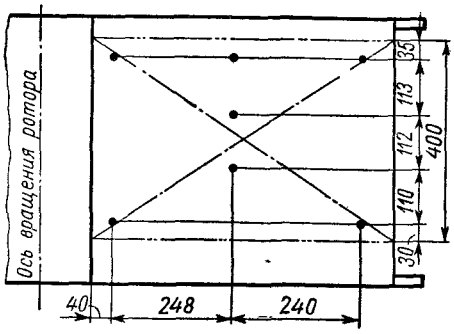


Рис. 2-6. Схема расположения термопар на набивке ротора горячей модели РВП

Во время опытов числа Рейнольдса составляли: на воздушной стороне $Re_в=780\div820$, на газовой $Re_г=415\div440$. Чтобы исключить некоторое влияние разных значений Re, коэффициенты теплоотдачи на воздушной стороне α_2 были приведены к среднему значению $Re_в=800$, на газовой стороне α_1

к $Re_г=430$. Величина коэффициента нестационарности определялась из соотношения: $П=k/k_{ид}$, где k — коэффициент теплопередачи в данном опыте; $k_{ид}$ — коэффициент теплопередачи идеального теплообменника. За $k_{ид}$ принималась величина коэффициента теплопередачи при достаточно большой скорости вращения ротора. На рис. 2-7 изображена зависимость коэффициента теплопередачи РВП — от скорости вращения ротора. График показывает, что кривая $k=f(n)$ ассимптотически приближается к величине $k=7{,}35$ *ккал/(м²·ч·град)*, что и было принято за предельное значение коэффициента теплопередачи в данных условиях, по которому определялся опытный коэффициент нестационарности. Сопоставление опытных данных по величине коэффициента нестационарности с расчетными показано также на рис. 2-7, на котором нанесены опытные точки и расчетные зависимости $П=f(n)$ по формулам (2-1), (2-1б) и (2-27). Из графиков видно, что опытные данные вполне

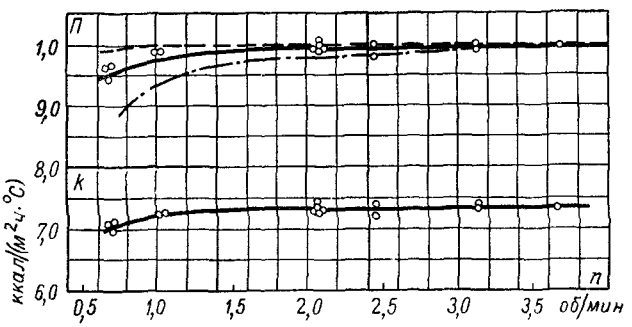


Рис. 2-7. Коэффициенты теплопередачи k и нестационарности n в зависимости от скорости вращения ротора. (Горячая модель РВП)

————П по формуле (2-27); ——·——·—— по формуле (2-1); — — — — — по формуле (2-1б); ○ — опытные данные

удовлетворительно согласуются с результатами расчета по формуле (2-27). Формула (2-1) дает заниженное значение $П$ особенно при малых скоростях вращения ротора. Разница в коэффициенте нестационарности, полученная по этим формулам применительно к стенду, объясняется тем, что отношения $W_н/W_г$ (или $W_н/2W_в$) и $W_н/W_{г\,с}$ (или $W_н/W_{в\,с}$) у модели имеют величины одного порядка: $W_н/W_{г\,с}$ составляет 30—40% от $W_н/W_г$, а $W_н\ W_{в\,с}\approx 50\%$ от $W_н/2W_{в\,с}$. Поэтому расчеты по формуле (2-1), в которой отсутствует параметр $W_н/2W_г$, как отмечалось выше, дают заниженный результат. Результат расчетов по формуле (2-1б) дают величину коэффициента нестационарности, близкую к единице во всем диапазоне изменения скоростей ротора, что выше опытных данных, в особенности при низких скоростях вращения.

Результаты исследований, проведенных на горячем стенде ЗиО, показывают, что формула (2-27) удовлетворительно согласуется с опытными данными, поэтому она может быть рекомендоваиа для расчетов РВП котельных агрегатов Однако необходимо иметь в виду, что использованное при выводе формулы допущение о прямолинейном изменении температуры воздуха и газов по высоте воздухоподогревателя условно. Оно близко к действительному для РВП котлов, работающих под наддувом, так как в этом случае, вследствие близких значений водяиых эквивалентов воздушного и газового потоков, температурный напор по высоте РВП практически постоянный, и поэтому изменение температуры газового и воздушного потоков может быть близким к прямолинейному (принимая, что коэффициенты теплоотдачи постоянны по высоте набивки). Для РВП котлов с уравновешенной тягой это допущение справедливо при невысоком подогреве воздуха и размещении РВП в зоне сравнительно

высоких газовых температур (котлы, сжигающие мазут), так как вследствие сравнительно больших значений температурного напора и малой высоты РВП изменение температурного напора в горячей и холодной частях РВП может быть относительно невелико, и характер изменения температуры воздушного и газового потоков также может быть близким к прямолинейному.

Значительное отклонение от прямолинейного изменения температур газов и воздуха может быть в РВП котлов с уравновешенной тягой при высоком подогреве воздуха и сравнительно низких температурах газов (котлы, сжигающие АШ), так как в этом случае температурные напоры в горячей и холодной частях РВП существенно отличаются друг от друга. Это подтверждается непосредственными замерами температур металла (см. гл. 4). Поэтому для таких РВП расчеты по форуле (2-27) могут дать некоторую погрешность.

2-4. Коэффициент регенерации

Зависимости между параметрами, характеризующими работу воздухоподогревателей, полученные при выводе формулы для определения Π, позволяют составить уравнения для коэффициентов регенерации РВП. Для этого необходимо предварительно определить среднюю температуру газа и воздуха на выходе из РВП.

Исходя из предположения о линейном характере распределения температуры газа (воздуха) по высоте набивки, напишем выражение для температурного поля газов за РВП: $t_г'' = 2t_г - t_г'$, где $t_г$ — средняя температура газов в данном элементарном секторе ротора.

Из (2-5), (2-6) и (2-16) получим

$$t_г = \frac{t_г' - (t_г' - t_и^{I})\, e^{-a_1\varphi} + \dfrac{2W_г}{W_{г.с}} t_г'}{1 - \dfrac{2W_г}{W_{г.с}}} =$$

$$= t_г' - \frac{1}{1 + \dfrac{2W_г}{W_{г.с}}} \left[t_г' - \frac{(1 - e^{-b_2})\, t_в' + t_г' (1 - e^{-b_2})\, e^{-b_3}}{1 - e^{-(b_1 + b_3)}} \right] e^{-a_1\varphi} =$$

$$= t_г' - \frac{1}{1 + \dfrac{2W_г}{W_{г.с}}} \cdot \frac{(t_г' - t_в')(1 - e^{-b_2})\, e^{-a_1\varphi}}{1 - e^{-(b_1 + b_2)}}.$$

Таким образом, уравнение температурного поля газов за РВП имеет вид:

$$t_г'' = t_г' - \frac{1}{1 + \dfrac{2W_г}{W_{г.с}}} \cdot \frac{(t_г' - t_в')(1 - e^{-b_2})}{1 - e^{-(b_1 + b_2)}}\, e^{-a_1\varphi}$$

или

$$t_г'' = t_г' - (t_г' - t_в')\, b_1 \frac{W_н}{W_г} \cdot \frac{1 - e^{-b_2}}{1 - e^{-(b_1 + b_2)}}\, e^{-a_1\varphi}.$$

Полученное уравнение не учитывает искажения температурного поля газов за РВП за счет протечек воздуха через уплотнения. В реальных установках вследствие указанных перетечек температура газов в периферийных областях сечения будет иметь более низкие значения, чем по полученной формуле. Степень искажения поля зависит от количества перетекающего через уплотнения воздуха.

Средняя температура газов за РВП будет

$$\bar{t}''_{\text{г}} = \frac{1}{\varphi_{\text{г}}} \int_0^{\varphi_{\text{г}}} t''_{\text{г}} d\varphi.$$

После интегрирования (учитывая (2-19) получим

$$\bar{t}''_{\text{г}} = t'_{\text{г}} - (t'_{\text{г}} - t'_{\text{в}}) \frac{(1 - e^{-b_1})(1 - e^{-b_2})}{1 - e^{-(b_1 + b_2)}} \frac{W_{\text{н}}}{W_{\text{г}}} = t'_{\text{г}} - (t'_{\text{г}} - t'_{\text{в}}) A \frac{W_{\text{н}}}{W_{\text{г}}}.$$

Таким образом, коэффициент регенерации РВП по газовой стороне составляет:

$$\eta_{\text{Iг}} = \frac{t'_{\text{г}} - \bar{t}''_{\text{г}}}{t'_{\text{г}} - t'_{\text{в}}} = \frac{t'_{\text{г}} - t'_{\text{г}} + (t'_{\text{г}} - t'_{\text{в}}) A \dfrac{W_{\text{н}}}{W_{\text{г}}}}{t'_{\text{г}} - t'_{\text{в}}};$$

$$\eta_{\text{Iг}} = A \frac{W_{\text{н}}}{W_{\text{г}}} = \frac{(1 - e^{-b_1})(1 - e^{-b_2})}{1 - e^{-(b_1 + b_2)}} \frac{W_{\text{н}}}{W_{\text{г}}}. \qquad (2\text{-}29)$$

Для температуры воздуха на выходе из РВП на основании аналогичных преобразований из формул (2-10), (2-11) и (2-17) получим уравнение температурного поля в виде:

$$t''_{\text{в}} = t'_{\text{в}} + \frac{2}{1 + \dfrac{2W_{\text{в}}}{W_{\text{в.с}}}} (t'_{\text{г}} - t'_{\text{в}}) \frac{1 - e^{-b_1}}{1 - e^{-(b_1 + b_2)}} e^{-a_2 \psi}$$

или

$$t''_{\text{в}} = t'_{\text{в}} + (t'_{\text{г}} - t'_{\text{в}}) b_2 \frac{W_{\text{н}}}{W_{\text{в}}} \frac{1 - e^{-b_1}}{1 - e^{-(b_1 + b_2)}} e^{-a_2 \psi}.$$

Средняя температура воздуха на выходе из РВП:

$$\bar{t}''_{\text{в}} = \frac{1}{\psi_b} \int_0^{\psi_b} t''_b d\psi.$$

Из уравнения (2-21) получим

$$\bar{t}''_{\text{в}} = t'_{\text{в}} + (t'_{\text{г}} - t'_{\text{в}}) \frac{(1 - e^{-b_1})(1 - e^{-b_2})}{1 - e^{-(b_1 + b_2)}} \frac{W_{\text{н}}}{W_{\text{в}}} =$$

$$= t'_{\text{в}} + (t'_{\text{г}} - t'_{\text{в}}) A \frac{W_{\text{н}}}{W_{\text{в}}}. \qquad (2\text{-}30)$$

Отсюда коэффициент регенерации РВП по воздушной стороне составляет:

$$\eta_{\text{в}} = \frac{t''_{\text{в}} - t'_{\text{в}}}{t'_{\text{г}} - t'_{\text{в}}} = \frac{t'_{\text{в}} + (t'_{\text{г}} - t'_{\text{в}}) A \dfrac{W_{\text{н}}}{W_{\text{в}}} - t'_{\text{в}}}{t'_{\text{г}} - t'_{\text{в}}};$$

$$\eta_{\text{в}} = A \frac{W_{\text{н}}}{W_{\text{в}}} = \frac{(1 - e^{-b_1})(1 - e^{-b_2})}{1 - e^{-(b_1 + b_2)}} \frac{W_{\text{н}}}{W_{\text{в}}}. \qquad (2\text{-}31)$$

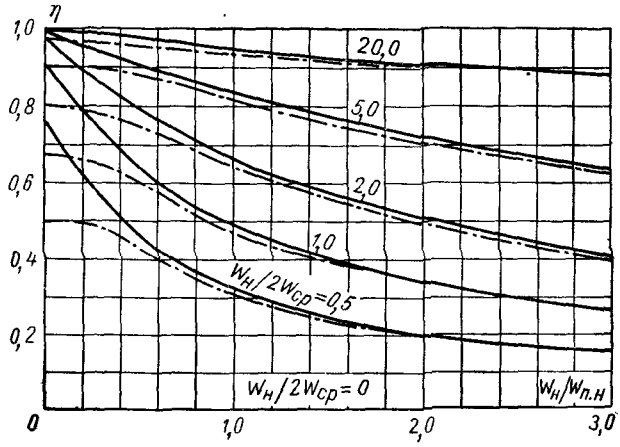


Рис. 2-8. Коэффициент регенерации в зависимости от конструктивных и режимных факторов
——— по формуле (2-33); —·—·— по формуле (2-32)

Для более полного сопоставления формул (2-1а), (2-29) и (2-31) преобразуем их, исходя из условия: $W_{\text{г}} = W_{\text{в}} = W_{\text{ср}}$ и $W_{\text{г. с}} = W_{\text{в. с}} = W_{\text{п. н}}$, что близко к условиям работы воздухоподогревателей под наддувом.

При указанном допущении формула (2-1а) принимает вид:

$$\eta = \frac{1}{\dfrac{W_{\text{ср}}}{W_{\text{н}}} \dfrac{1 + e^{-m}}{1 - e^{-m}} + 1}. \qquad (2\text{-}32)$$

Формулы (2-29) и (2-31) дают одинаковый результат и имеют вид

$$\eta = \frac{1 - e^{-b}}{1 + e^{-b}} \frac{W_{\text{н}}}{W_{\text{ср}}}. \qquad (2\text{-}33)$$

На рис. 2-8 показаны результаты расчетов по формулам (2-32) и (2-33). Из рисунка видно, что коэффициент регенерации РВП увеличивается по мере увеличения параметра $W_{\text{н}}/W_{\text{п. н}}$,

т. е. высокие значения коэффициента регенерации имеют РВП с развитой поверхностью нагрева, обладающей высоким коэффициентом теплоотдачи (при равных скоростях среды). Формула (2-32) дает несколько заниженные значения коэффициента регенерации по сравнению с формулой (2-33), что подтверждается опытами на стенде З и 0. Значительное расхождение между формулами имеет место при малых значениях параметра $W_{\text{н}}/W_{\text{п. п}}$. Реальные РВП, работающие со скоростью вращения ротора $n=1{,}5\div3{,}0$ *об/мин*, имеют параметры (в среднем по воздухоподогревателю) $W_{\text{н}}/W_{\text{п. н}}=0{,}9\div2{,}3$ и $W_{\text{н}}/2W_{\text{п. н}}=2{,}0\div9{,}0$. В этой зоне расхождения в расчетных значениях коэффициента регенерации сравнительно невелики: максимальная разница составляет 2—3%. Таким образом, применительно к РВП котельных агрегатов обе формулы дают достаточно близкий результат.

Расхождение между опытными данными и расчетами по формуле (2-1в) весьма велико. Опытные значения коэффициента регенерации более чем на 25% выше расчетных.

ГЛАВА ТРЕТЬЯ

КОНСТРУКЦИИ КОТЕЛЬНЫХ РВП

3-1. Воздухоподогреватель шведской фирмы SMV *

Воздухоподогреватель состоит из следующих основных частей: корпуса с внешней изоляцией (рис. 3-1), ротора с уплотнениями, охлаждаемых подшипников ротора, приводного механизма (электродвигатель, редуктор и ведущая шестерня), поверхности нагрева.

Поверхность нагрева представляет собой гофрированные пластины обычного типа, которые в сборе образуют пакеты. Пакеты размещаются в отсеках секторов между радиальными перегородками ротора. Воздухоподогреватель имеет устройство для очистки поверхностей нагрева. На больших котлах устанавливают два воздухоподогревателя, на малых — один воздухоподогреватель. Фирма размерный индекс для РВП пишет, например, так: 25/1950 или 22/1400, где числитель указывает на поперечный размер, а знаменатель на высоту набивки, которая зависит от температуры подогрева воздуха. Воздухоподогреватель на котле может быть установлен вертикально или горизонтально. Движение воздуха и газа осуществляется противоточно. Соотношение по сечениям между воздушной и газовой сторонами соответствует соотношениям расходов воздуха и газа. Газовые и воздушные подводящие и отводящие патрубки

* Описание конструкций РВП иностранных фирм выполнено по данным каталогов и проспектов этих фирм.

выполняются из листовой стали и покрываются теплоизоляцией. Скорость вращения ротора составляет 2—4 *об/мин* и осуществляется от двигателя малой мощности.

Очистка поверхностей нагрева производится специальными обдувочными устройствами, использующими обычно в качестве рабочей среды пар.

Фирма SMV в последнее время изготовляет крупные воздухоподогреватели для мощных электростанций с котлами боль-

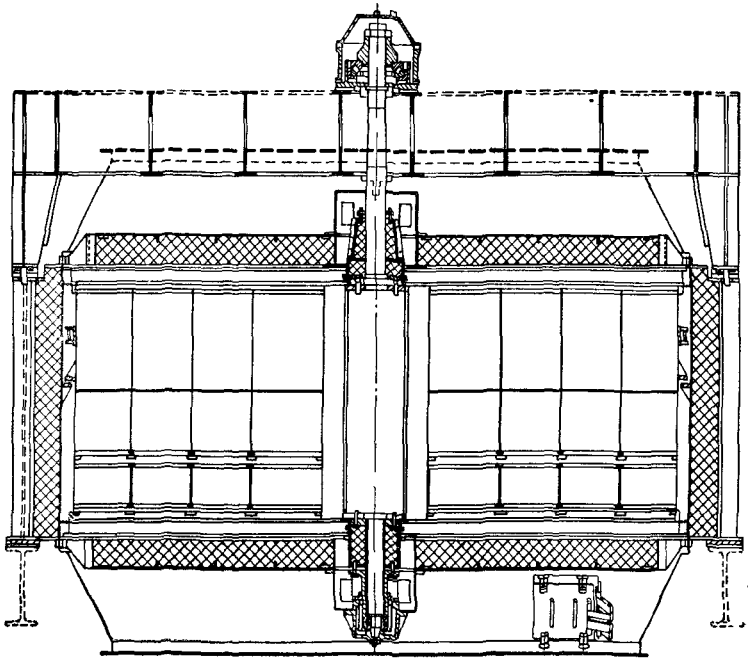


Рис. 3-1. Воздухоподогреватель шведской фирмы SMV

шой паропроизводительности. На третьем парогенераторе Стеунгзундской электростанции паропроизводительностью 900 *т/ч* установлено два воздухоподогревателя размером 26,5/1800. Фирма имеет большой опыт в проектировании, изготовлении и эксплуатации регенеративных вращающихся воздухоподогревателей. Воздухоподогреватель этой фирмы, типа CXG предназначен для вертикального расположения, работает по противоточной схеме движения воздуха и газа.

Корпус воздухоподогревателя имеет стальную обечайку, к которой снаружи приварены четыре опорные фермы-стойки. Против этих двух стоек с внутренней стороны к корпусу приварены кронштейны, на которые опирается ротор, когда освобождают его опорный подшипник. На корпусе имеются закрываю-

щиеся лючки, которые предусмотрены для возможности ремонта и осмотра уплотнений и для наблюдения за цевочной передачей. Корпус состоит из двух половин, которые при монтаже соединяются болтами. Разделительные секторные плиты делят корпус и ротор на два сечения, одно из которых предназначается для прохода воздуха, другое — для прохода газа. Патрубки снаружи покрыты изоляцией. Плиты распределительных секторов являются поверхностями, которые сопряжены с радиальными уплотнительными устройствами, закрепленными на радиальных перегородках ротора. Направляющий подшипник установлен и связан с нижними секторными плитами. Опорный подшипник расположен в верхней части воздухоподогревателя и опирается на сварную балку, несущую нагрузку ротора с нагревательными элементами поверхности нагрева и уплотнениями. Корпус воздухоподогревателя и сварная балка имеют направляющие пластины из спекшейся и спрессованной самосмазывающейся бронзы, позволяющие радиальные перемещения корпуса при тепловых расширениях; такое устройство является самоцентрирующимся. Ротор состоит из вала, к которому радиально приварены 12 перегородок, внешние концы которых соединены с обечайкой ротора. Радиальные перегородки по длине жестко связаны специальными пластинами, образующими концентрические кольца.

У очень больших роторов между основными устанавливаются внутри секторов дополнительные промежуточные радиальные перегородки, позволяющие сократить размеры нагревательных элементов. На концах вала ротора присоединены опорная часть вала и направляющая цапфа. Для крепления радиальных уплотнений на радиальных перегородках имеются отверстия. Цевочное колесо приварено к обечайке ротора. Периферийное (окружное) уплотнение состоит из уплотнительного и направляющего колец, расположенных по окружности ротора вверху и внизу, образуя гибкое газонепроницаемое устройство. Опорные кольца окружных уплотнений лежат на роликах, установленных на равном расстоянии друг от друга на верхней и нижней части обечайки корпуса воздухоподогревателя. Такая конструкция обеспечивает постоянный зазор в уплотнительном устройстве и не зависит от аксиальных и радиальных изменений размеров ротора в результате тепловых расширений. Опорные ролики позволяют сохранить постоянство зазора в уплотнениях. Ролики смазываются непрерывно либо жидким маслом либо консистентной смазкой. В том и другом случаях ролики охлаждаются воздухом, поступающим от дутьевого вентилятора.

На рис. 3-2 показаны радиальные и окружные уплотнения. Некоторые элементы более подробно можно увидеть на рис. 3-3. Поверхности нагрева (рис. 3-4), имеющие форму типа 30-№ 2-30, собираются пакетами или в «корзинах», весом 125—150 *кг*.

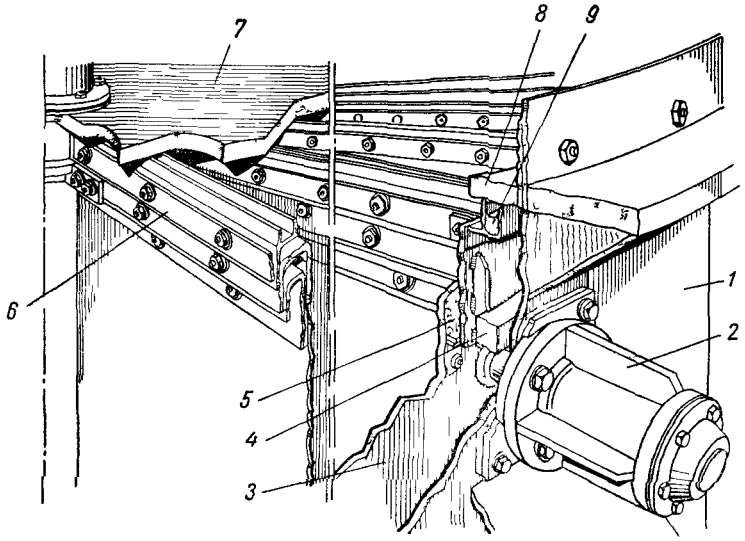


Рис 3-2 Радиальные и окружные уплотнения

1 — корпус воздухоподогревателя, *2* — опорный ролик, *3* — ротор, *4* — уплотнение и ролнковый подшипник, *5* — уплотнение, *6* — раднальное уплотненне, *7* — секторные пластины, *8* — поверхность уплотнения, *9* — окружное уплотнение

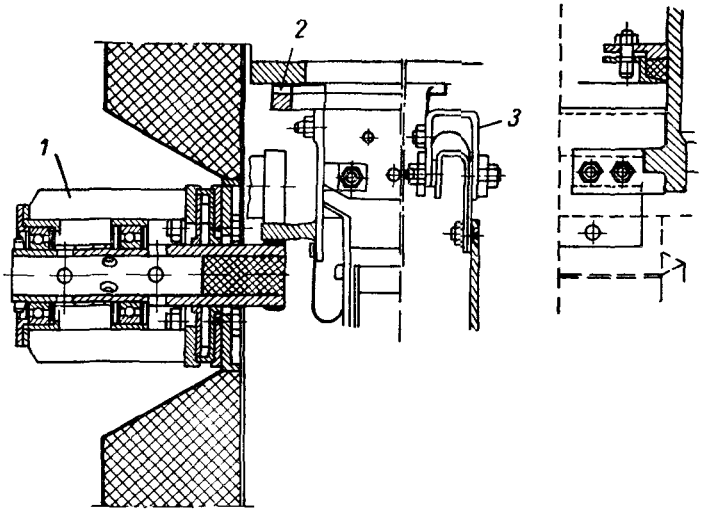


Рис 3-3. Элементы уплотнений

1 — опорный ролик, *2* — окружное уплотненне; *3* — раднальное уплотненне

Пакеты горячей части набраны из листов стали «Томас» SP/DD толщиной 1 *мм*. Пакеты в холодной части набраны из листов стали «Кортен» толщиной 1 *мм*. Пакеты имеют рамы, обеспечивающие удобство сборки и демонтажа. Если «холодная» часть находится в верхней части воздухоподогревателя, то пакеты холодной части и набивка горячей части устанавливаются через верхнюю часть воздухоподогревателя. Если «холодная» часть располагается внизу, то через верхнюю часть ротора вставляется только поверхность горячей части, а пакеты холод-

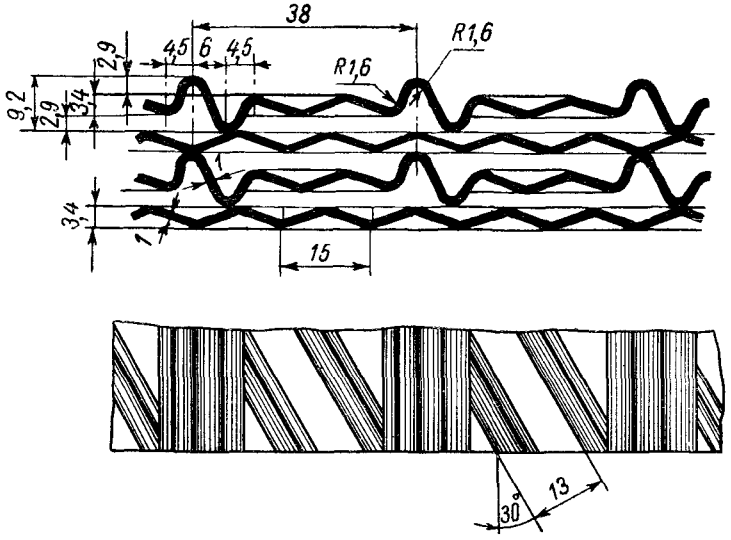


Рис. 3-4. Поверхность нагрева

ной части монтируются и демонтируются через специальные лазы, устроенные внизу на корпусе воздухоподогревателя и обечайке ротора. В качестве опорного подшипника ротора использован подшипник аксиального типа шведской фирмы SKF. Он через опорное кольцо и втулку воспринимает нагрузку ротора. Корпус опорного подшипника выполнен таким образом, чтобы всегда обеспечить в нем определенный уровень масла.

Корпус подшипника не закреплен жестко на балке. Его местоположение обеспечивается при помощи фиксирующих планок, прикрепленных к балке. На корпусе подшипника также имеются две планки. Фиксирующие планки привариваются к балке во время монтажа, после центрирования ротора в корпусе воздухоподогревателя (рис. 3-5). Роликовый подшипник фирмы SKF сферической формы установлен как направляющий подшипник, имеющий специальное уплотнение, защищаю-

щее от пыли и посторонних частиц В зависимости от расположения горячей части ротора корпус направляющего подшипника может а) смазываться и охлаждаться циркулирующим маслом, если горячая часть внизу, б) смазываться маслом и охлаждаться водой, если горячая часть внизу; в) смазываться маслом, но не охлаждаться, если горячая часть наверху Устрой-

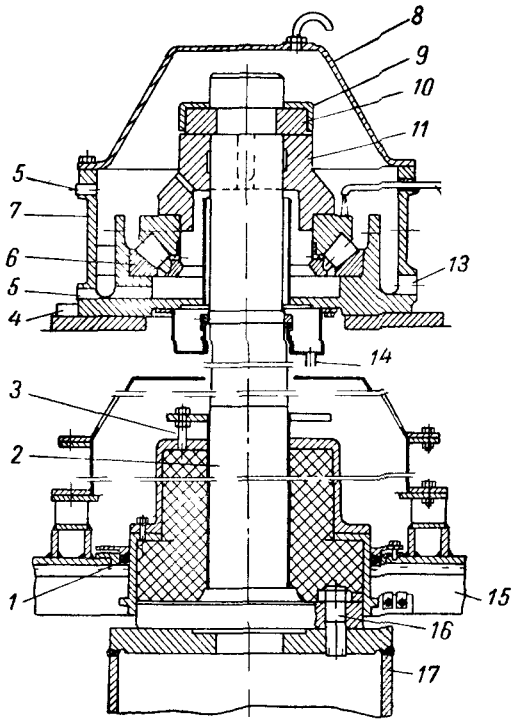


Рис 3-5 Опорный подшипник

1 — корпус сальника, *2* — опорный вал *3* — установочный винт *4* — фиксирующие планки *5* — отверстие к указателю уровня масла *6* — опорный подшипник *7* — корпус опорного подшипника *8* — крышка опорного подшипника *9* — запорное кольцо *10* — упорное кольцо *11* — направляющая втулка *12* — отверстие для входа масла *13* — дренажное отверстие для масла *14* — дренаж *15* — радиальное уплотнение, *16* — болт *17* — вал ротора

ство для смазки состоит из шестеренчатого насоса с электродвигателем, соединительной муфты, перепускного клапана, охладителя масла и фильтра, термометра, установленного в трубопроводе, идущем от насоса и обратной линии, идущей от подшипника На обратной линии имеются смотровые лючки, через которые можно наблюдать за возвратом масла из подшипника.

Для обеспечения необходимой пленки смазки в несущих нагрузку подшипниках температура масла, обеспечивающего смазку и охлаждение, не должна превышать 50—60° С Масляный фильтр необходимо чистить 3—4 раза в год Привод ротора состоит из электродвигателя переменного тока и редуктора, соединяющегося с ведущей шестерней, которая в свою очередь сцепляется с цевочным колесом ротора и приводит последний в движение (рис 3 6) На воздухоподогревателе, кроме того, устанавливается вспомогательный привод, либо пневматический, либо электродвигатель постоянного тока, который используется во время промывки воздухоподогревателя, когда нет подачи электроэнергии от сети Для того чтобы число оборотов ротора не падало ниже допустимого минимального значения, имеется специальное сигнализирующее устройство При нормальном числе оборотов это устройство получает постоянные пневматические импульсы, если происходит снижение числа оборотов ниже допустимого или остановка ротора, то в течение 10—15 *сек* устройство срабатывает и включает микропереключатель, подающий сигнал Механизм для очистки выполнен таким образом, что сопло медленно передвигается вдоль поверхности нагрева

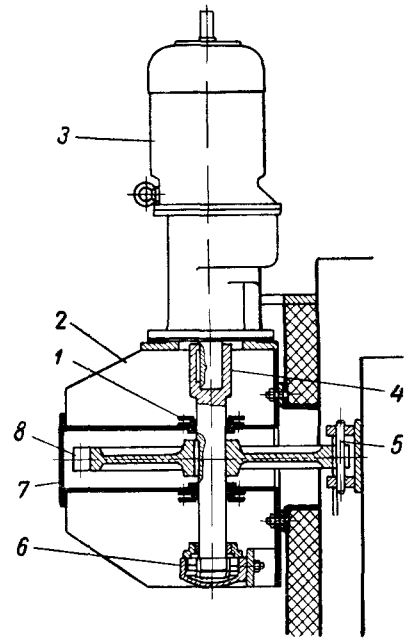


Рис 3 6 Привод ротора

1 — корпус сальника *2* — опора *3* — электродвигатель с редуктором *4* — вал, *5* — цевочное колесо, *6* — радиальный подшипник, *7* — смотровое отверстие, *8* — ведущая шестерня

Расположение устройств для очистки поверхности нагрева показано на рис 3-7 Шестеренчатый редуктор обеспечивает необходимое понижение скорости вращения ротора Другая система передачи соединяется с качающейся трубой, имеющей на конце сопло, через которое выходит очищающий агент Сажеобдувочное устройство работает автоматически Применяется дистанционное управление Агентом для очистки является перегретый пар с давлением от 10 до 14 *кГ/см*^{2} или сжатый воздух с давлением от 8 до 12 *кГ/см*^{2} Для того чтобы конденсант не попадал в воздухоподогреватель, необходимо перед работой очистительного аппарата тщательно продуть подводящий паропровод

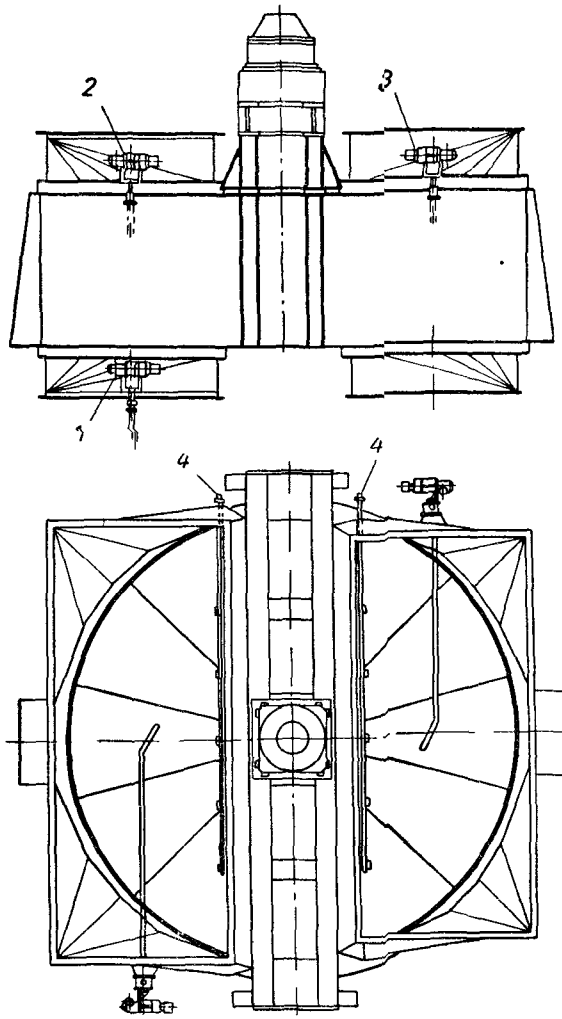


Рис. 3-7 Расположение устройств для очистки поверхностей нагрева

1 — устройство для очистки (снизу), *2* — устройство для очистки (сверху), *3* — промывочное устройство; *4* — противопожарный шланг

3-2. Воздухоподогреватель японской фирмы «Гаделиус»

Япония начала производить РВП в 1928 г. К настоящему времени фирма достигла значительных успехов по изготовлению воздухоподогревателей с вертикальной осью (рис. 3-8) и горизонтальным расположением вала (рис. 3-9). На рис. 3-10, 3-11 показан процесс изготовления поверхности нагрева и воздухоподогревателей.

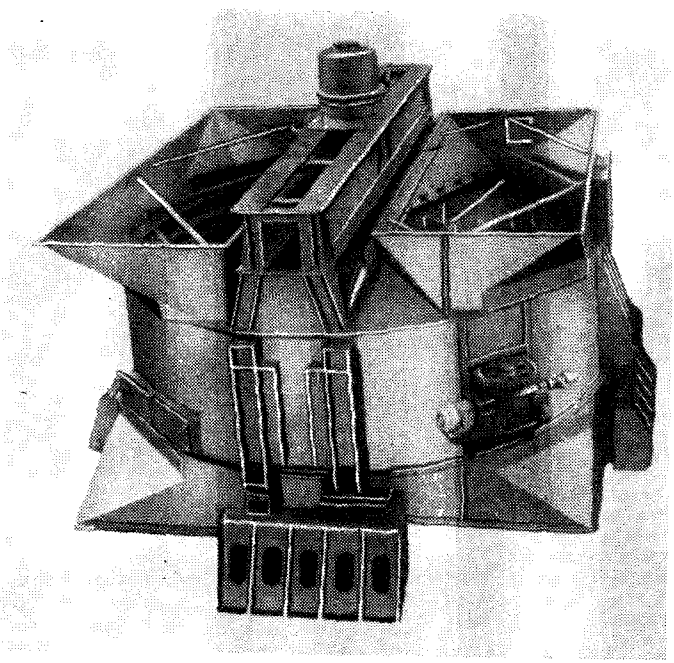


Рис. 3-8. Вертикальный воздухоподогреватель

На рис. 3-12 изображено устройство вертикального воздухоподогревателя. Непрерывные разработки конструкции элементов поверхности нагрева в течение длительного времени позволили получить несколько типов поверхностей нагрева, которые широко используются в настоящее время. На «горячей» части обычно устанавливаются волнистые и дистанционирующие листы (интенсифицирующая набивка), а в «холодной» части — дистанционирующие и гладкие листы. Соответствующее взаиморасположение этих листов турбулизирует поток и увеличивает теплопередачу. В заводских условиях листы перед установкой в ротор собираются в пакетах, что в случае необходимости позволяет быстро заменить поверхность нагрева. Особенно это имеет

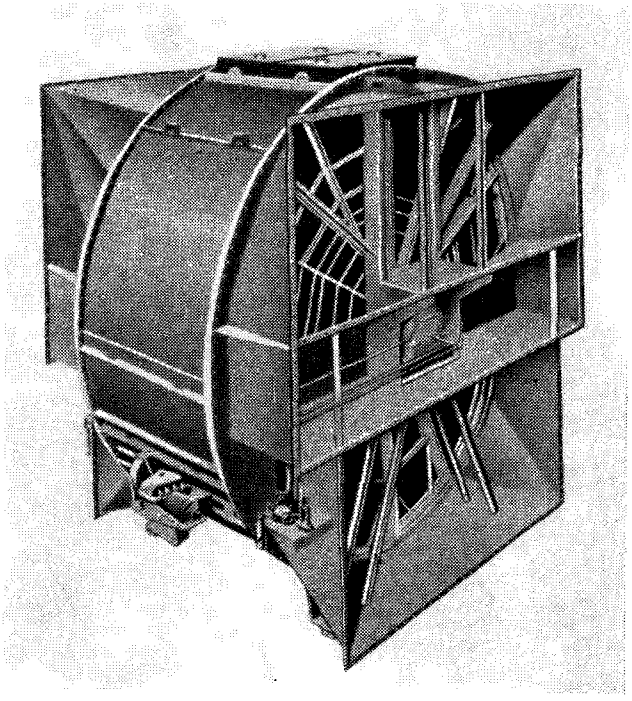


Рис. 3-9. Горизонтальный воздухоподогреватель

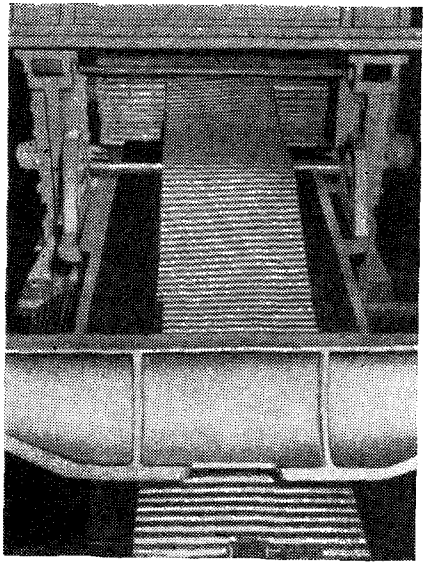


Рис. 3-10. Изготовление поверхности нагрева

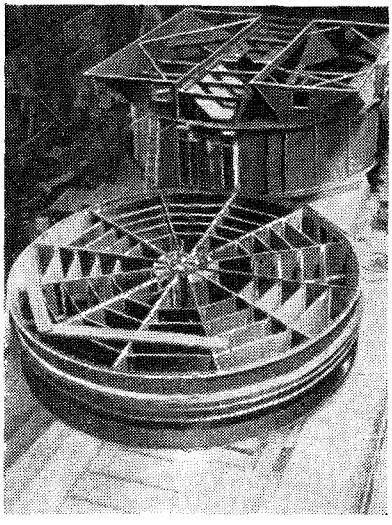


Рис. 3-11. Производство воздухоподогревателей

существенное значение при замене поверхности в «холодной» части, где чаще всего происходит коррозия. Эффективность работы по очистке поверхности нагрева обеспечивается тем, что очистка производится при вращении ротора. Аппараты для очистки показаны на рис. 3-13. Удаление отложений произво-

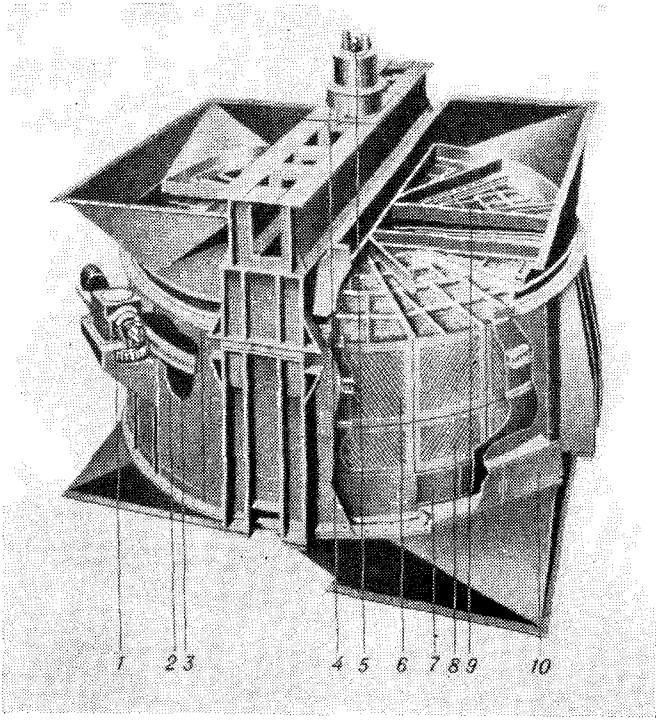


Рис. 3-12. Типовое устройство вертикального воздухоподогревателя

1 — приводной механизм ротора; *2* — цевочное колесо; *3* — ротор; *4* — корпус опорного подшипника ротора; *5* — циркуляционная масляная система смазки; *6* — элементы поверхности нагрева горячей части; *7* — элементы поверхности нагрева холодной части; *8* — элементы поверхности нагрева промежуточного слоя; *9* — перегородка ротора; *10* — боковая дверца для смены и удаления пакетированных листов холодного конца.

дится с помощью односоплового или комбинированного устройства. Комбинированное устройство позволяет сдувать отложения и промывать водой поверхность нагрева. Обдувочное устройство обычно устанавливается на газовой стороне «холодной» части, где отмечаются наибольшие отложения. У воздухоподогревателей с вертикальной осью вала вверху установлено радиально стационарное многосопловое промывочное устройство подвесного типа.

У горизонтальных воздухоподогревателей устанавливается односопловая промывочная установка на входе и выходе дымовых газов. Обычно очистительные приспособления автомати-

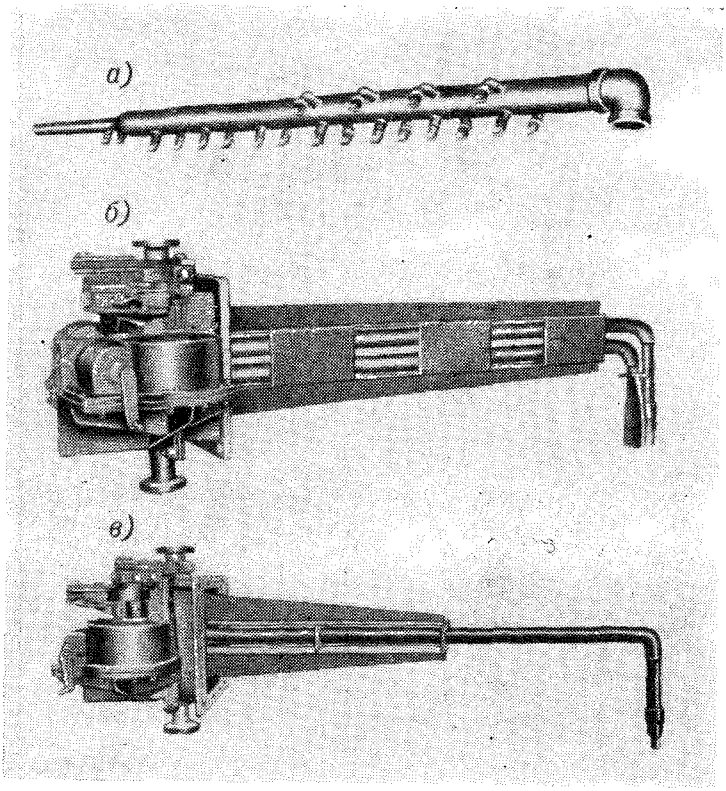


Рис. 3-13. Аппараты для очистки поверхностей нагрева

зированы, связаны и согласуются с вращением ротора. Воздухоподогреватель может компоноваться в котлоагрегате в большом количестве вариантов.

3-3. Воздухоподогреватель американской фирмы APC

Фирма выполнила большую работу по повышению эффективности уплотнений. В результате были внесены существенные усовершенствования в конструкцию воздухоподогревателя типа «Юнгстрем» и создана новая система уплотнений. Известно, что температурные деформации, возникающие в воздухоподогревателе, очень влияют на размеры зазоров, регулирующих перетечки воздуха на газовую сторону. Перетечка происходит по

двум направлениям: через зазоры между перегородками ротора и радиальными уплотнительными плитами, а также через зазоры между ротором и кожухом. В новой конструкции влияние на перетечки воздуха температурных деформаций сведено к минимуму, и регулируемые зазоры в уплотнениях поддерживаются в необходимых пределах. Достигнутые положительные результаты были обеспечены благодаря следующим нововведе-

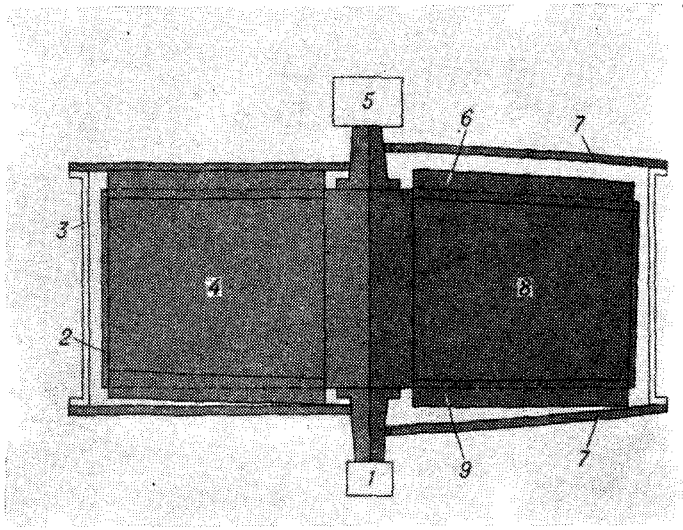


Рис. 3-14. Деформация воздухоподогревателя типа VI

1 — направляющий самоустанавливающийся подшипник в холодной части; *2* — ротор; *3* — кожух; *4* — в холодном состоянии; *5* — опорный подшипник в горячей части; *6* — неподвижное радиальное уплотнение; *7* — радиальная уплотнительная поверхность, составляющая одно целое с уплотнительной плитой; *8* — в условиях высоких температур; *9* — неподвижное радиальное уплотнение

ниям: 1) опорный подшипник расположен в холодной части 2) применены консольные радиальные уплотнения в горячей части; 3) применены подвижные радиальные уплотнительные плиты; 4) применены аксиальные уплотнения.

На рис. 3-14 показана деформация воздухоподогревателя типа VI, в рабочих условиях снижающая эффективность неподвижных элементов радиального уплотнения. Ротор принимает форму усеченного конуса. В горячей части диаметр будет больше, чем в холодной, а радиальные перегородки искривятся и будут выпуклыми в горячей части и вогнутыми в холодной. Линейное расширение ротора по его оси вращения более значительно, чем у кожуха, так как средняя температура ротора выше средней температуры кожуха.

Для того чтобы устранить дефекты во вращающихся воздухоподогревателях с неподвижными уплотнениями и уменьшить зазоры, возникающие от деформации ротора, фирма применила радиальное пластинчатое уплотнение в виде консольно расположенных листов, которые сохраняют перпендикулярность относительно оси вращения ротора независимо от температурных деформаций его элементов. Основной деталью такого радиаль-

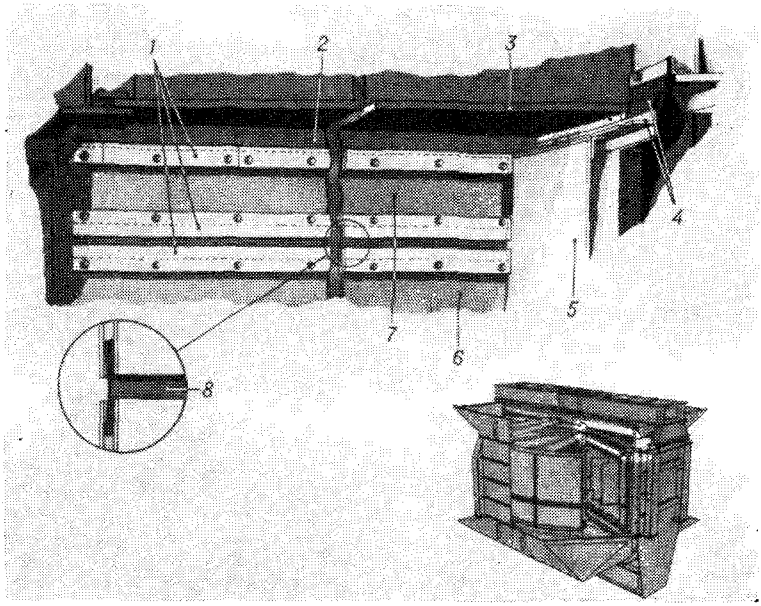


Рис. 3-15. Радиальное консольное уплотнение

1 — штифт; *2* — пластинчатое уплотнение; *3* — подвижная уплотнительная плита; *4* — окружное уплотнение; *5* — обечайка ротора; *6* — радиальная перегородка; *7* — консольно расположенный лист; *8* — упругое уплотнение; *9* — расположение узла в воздухонагревателе типа VI

ного уплотнения (рис. 3-15) является лист небольшой ширины, приваренный одним концом к валу. Этот лист расположен в одной плоскости с радиальной перегородкой ротора и отделен от нее небольшим зазором, который перекрывается гибким уплотнением. Свободный конец консольного листа на стыке с обечайкой ротора имеет скользящее уплотнение. Указанное устройство располагается в верхней горячей части РВП и создает условия, при которых деформации основной радиальной перегородки и обечайки ротора не вызывают деформаций консольно расположенного листа. На рис. 3-16 показано нижнее неподвижное радиальное уплотнение в холодной части. При деформации ротора зазор между радиальным уплотнением и радиальной уплотнительной плитой в рабочих условиях выби-

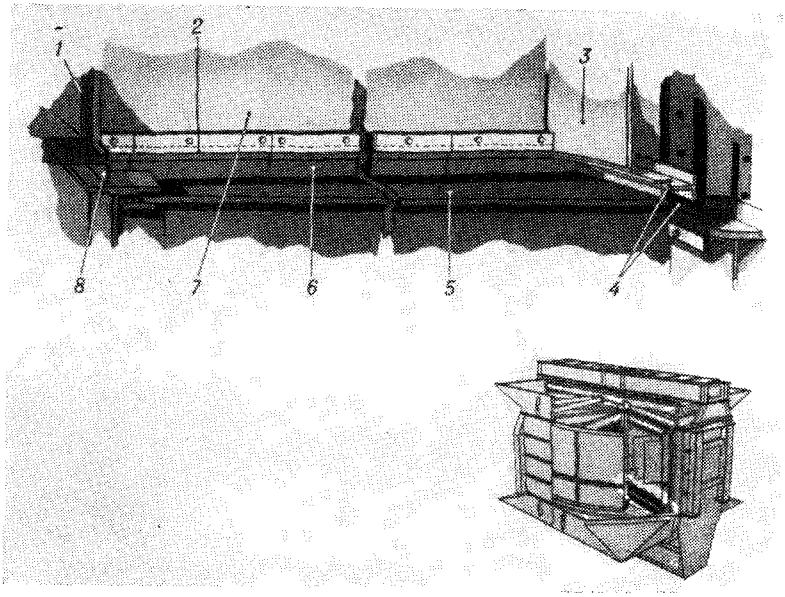


Рис. 3-16. Неподвижное радиальное уплотнение

1 — ступица ротора; *2* — штифт; *3* — обечайка ротора; *4* — окружное уплотнение; *5* — подвижная радиальная уплотнительная плита; *6* — пластинчатые уплотнения; *7* — перегородка; *8* — уплотненне ступицы ротора; *9* — расположение узла в воздухоподогревателе типа VI

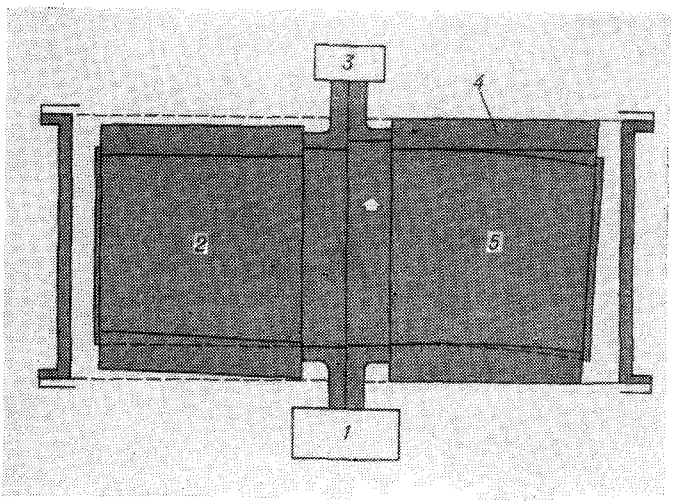


Рис. 3-17. Деформации при наличии радиальных консольных уплотнений

1 — опорный подшипник в холодной части; *2* — в холодном состоянии; *3* — направляющий подшипник в горячей части; *4* — консольное уплотнение; *5* — в условиях высоких температур

рается, обеспечивая необходимую плотность. Уплотнение прикреплено к радиальной перегородке и состоит из двух пластин, образуя лабиринт.

На рис. 3-17 нанесена в увеличенном масштабе схема деформаций воздухоподогревателя и его элементов, когда опора расположена в холодной части, а в горячей верхней части установлены консольные радиальные уплотнения. Консольное радиальное уплотнение сохраняет перпендикулярное к валу положение независимо от деформаций ротора. Аксиальное расширение ротора, при нижнем расположении опорного подшипника в холодной части, уменьшает зазор между горячим концом ротора и уплотняющей поверхностью. На рис. 3-18 изображена деформация соединительного фланца и ротора. Фланец принимает овальную форму. Это происходит под влиянием тех же сил, которые деформируют радиальную уплотняющую плоскость. Аксиальные уплотнения предназначены для предотвращения утечек воздуха через пространство между наружной частью ротора и кожухом. Эта новая система состоит из двенадцати лабиринтных уплотнений, аксиально расположенных на обечайке ротора.

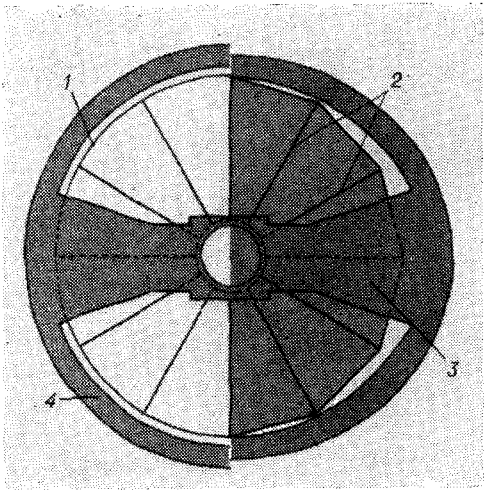


Рис. 3-18. Деформация соединительного фланца и ротора

1 — обечайка ротора; *2* — радиальные перегородки; *3* — радиальная уплотняющая плоскость; *4* — соединительное фланцевое кольцо.

На рис. 3-19 показана подвижная радиальная уплотняющая плита. Плита может свободно расширяться, не деформируясь, и размещается в зоне, разделяющей газовый и воздушный каналы. Она представляет собой жесткую конструкцию с гладкой поверхностью со стороны, соприкасающейся с радиальными уплотнениями. Один конец ее закреплен на внешнем фланце соединительного кольца крышки, а другой — опирается на центральное кольцо, прикрепленное к рубашке вала; плита может свободно расширяться в сторону вала и может быть установлена параллельно радиальным уплотнениям. Зазор между кожухом и радиальной уплотнительной плитой перекрывается неподвижным уплотнением, способствующим выравниванию температуры и устанавливаемым только на газовой стороне.

На рис. 3-20 изображено аксиальное уплотнение. Хотя окружные уплотнения и сохранились, но они в основном препятствуют перетеканию воздуха и газа помимо поверхности нагрева. Для устранения же непосредственной утечки воздуха была установлена новая система уплотнений — аксиальные уплотнения.

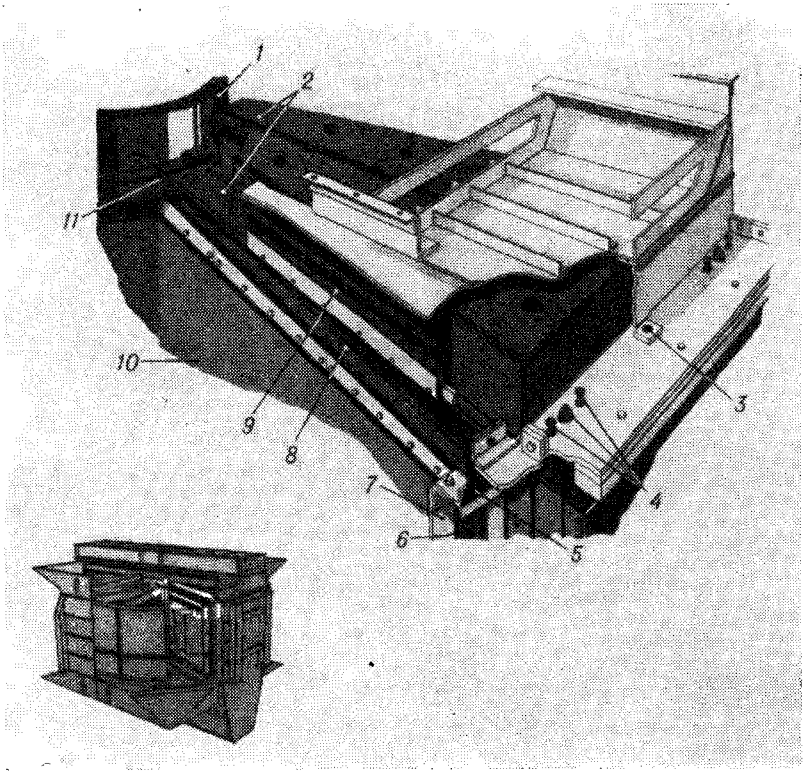


Рис. 3-19. Подвижная радиальная уплотняющая плита фирмы АРС

1 — центральное кольцо; *2* — направляющее устройство; *3* — фиксирующий штифт; *4* — регулирующее устройство; *5* — окружное уплотнение; *6* — аксиальное подвижное уплотнение; *7* — обечайка ротора; *8* — радиальное уплотнение; *9* — неподвижное уплотнение (с газовой стороны); *10* — радиальная перегородка; *11* — направляющий штифт

Система аксиальных уплотнений расположена в одной плоскости с радиальными уплотнениями. Пластины аксиального уплотнения связаны с пластинами нижнего радиального уплотнения и имеют зазор у верхних радиальных уплотнительных плит, предусмотренных для температурных расширений. Плиты аксиального уплотнения регулируются снаружи воздухоподогревателя, благодаря чему обеспечивается минимальный зазор

между пластинами на роторе и плитой аксиального уплотнения. Зазор между плитой аксиального уплотнения и кожухом перекрывается неподвижной полосой, которая устанавливается только на газовой стороне. Благодаря тому что перегородки

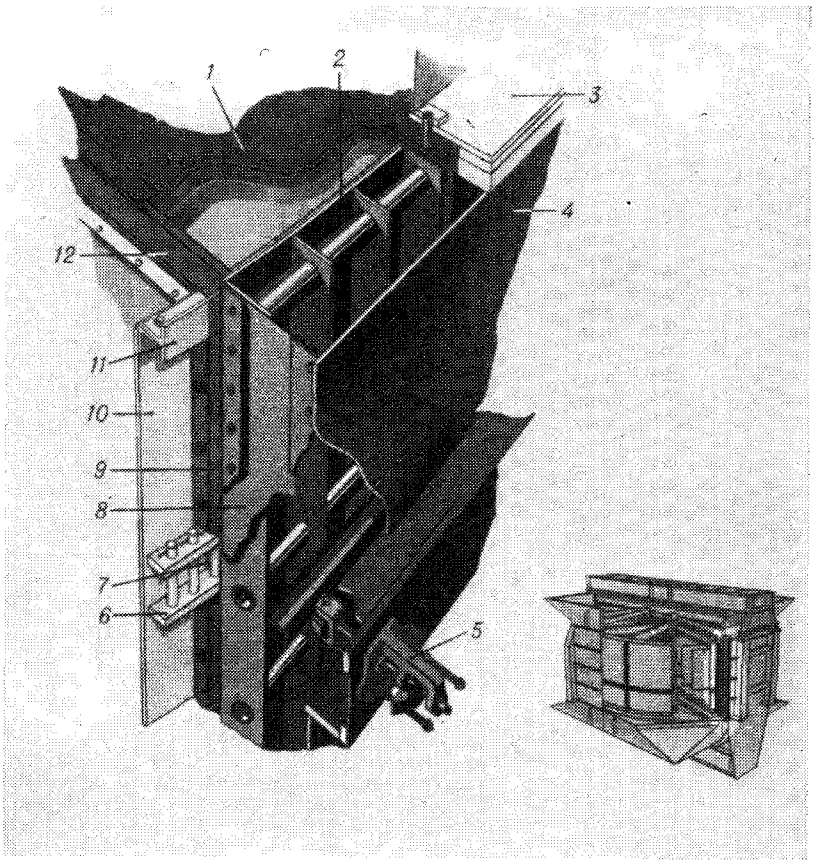


Рис. 3-20. Аксиальные уплотнения

1 — подвижная радиальная уплотнительная плита; *2* — плита аксиального уплотнения; *3* — соединительная плита; *4* — кожух ротора; *5* — установочное устройство; *6* — цевочное колесо; *7* — лабиринтное уплотнение; *8* — неподвижное уплотнение (только на газовой стороне); *9* — лабиринт аксиального уплотнения; *10* — обечайка ротора; *11* — окружное уплотнение; *12* — радиальное уплотнение; *13* — расположение узла в воздухонагревателе типа VI

ротора, радиальные и аксиальные уплотнения лежат в одной плоскости, устраняются отрицательные влияния деформации участков обечайки ротора между перегородками. Возможность регулирования плит аксиального уплотнения позволяет иметь точный зазор между плитой и пластинами аксиального уплотнения, а следовательно, и малые утечки воздуха в этой зоне.

Длина пластины аксиального уплотнения обусловливается высотой ротора, а не его диаметром. Применение такой системы уплотнений значительно уменьшает длину уплотнений между воздушной и газовой сторонами.

В воздухоподогревателях типоразмера 26, при высоте ротора 1815 *мм*, длина аксиального уплотнения составляет примерно $^1/_4$ окружности ротора. Окружные уплотнения устанавливаются на обечайке ротора с холодной и горячей стороны.

3-4. Воздухоподогреватель бельгийской фирмы AFS

Фирма AFS изготовляет два типа воздухоподогревателей с вертикально расположенной осью вращения CXG и тип VI. Тип CXG изготовляется с подвешенным ротором, у него опорный подшипник находится вверху, а направляющий подшипник внизу. Этот тип воздухоподогревателя используется для диаметров ротора не более 6,5 *м*. Тип VI — с опирающимся ротором, у которого опорный подшипник находится внизу, а направляющий — вверху; используется при диаметрах ротора более 6,5 *м*. Конструкция РВП состоит из ротора, вращающегося со скоростью 1,5—2,0 *об/мин*, элементов поверхности нагрева, корпуса с системой отводящих и подводящих патрубков. Для предотвращения перетечек воздуха на газовую сторону на радиальных перегородках закреплены регулируемые пластины. Радиальные перегородки с пластинами, проходя под разделительными подвижными секторными плитами, разграничивают зоны воздуха и дымовых газов. Аксиальные уплотнения исключают перетоки по боковой образующей ротора. Воздухоподогреватели оснащены устройствами для механической очистки, промывки и пожаротушения.

Листы поверхности нагрева выполнены из мягкой стали толщиной 0,66 *мм* или несколько больше. В холодной части воздухоподогревателя, наиболее подверженной коррозии, устанавливаются листы с высокой коррозийной стойкостью и имеют размер по высоте 200—300 *мм*. В результате многочисленных исследований установлено, что низколегированная сталь «Кортен» характеризуется высокой коррозийной стойкостью и приемлемой стоимостью. Сталь имеет в среднем следующее содержание компонентов: C=0,09; Mn=0,38; P=0,09; S=0,033; Si=0,48; Cu=0,41; Cr=0,84. Листы из этой стали собраны в пакеты, которые через соответствующие окна в статоре и роторе могут быть извлечены для промывки либо замены. Для случаев, когда газовая среда очень агрессивна (высокое содержание серы и низкая температура уходящих газов), применяются листы, покрытые эмалью.

Опорный подшипник ротора рассчитан на непрерывную работу в течение 20 лет. Подшипник работает в масляной ванне, которая охлаждается за счет непрерывной циркуляции самого

масла. Направляющий подшипник работает также в масляной ванне, но охлаждается водой. Ревизия подшипников производится в периоды ежегодного осмотра. Передача вращения ротору может осуществляться двумя путями — либо передачей крутящего момента на цапфу, либо с помощью цевочного колеса, закрепленного на периферии ротора. Фирма AFS применяет также цевочную передачу как и, в большинстве случаев, другие фирмы. Цевочная передача обладает следующими преимуществами: механизм более доступен и прост для обслуживания, нагрузка на цевки меньше, понижающий редуктор имеет меньшее передаточное число, при пуске не возникают напряжения в роторе.

Механизм для вращения ротора состоит из редуктора, жестко соединенного с двигателем; стального вала с карданным шарниром; шестерни из сверхтвердого чугуна; цевочного колеса с цевками из твердой стали, установленного на роторе; устройства для смазки шестерни. Некоторые воздухоподогреватели снабжаются вспомогательным приводом. Вспомогательный привод может быть электрическим, гидравлическим или пневматическим и предназначен для обеспечения вращения ротора, когда отключен основной привод или когда необходимо малое число оборотов при промывке ротора.

Периферийное и аксиальное уплотнения максимально препятствуют перетокам воздуха. Листы периферийного уплотнения имеют высокую коррозийную стойкость и износоустойчивы; устанавливаются с обоих торцов статора по окружности и находятся в соприкосновении с ротором. В эксплуатации при воздействии температуры статор и ротор по-разному расширяются и поэтому через периферийные уплотнения возможны небольшие утечки воздуха. Аксиальные уплотнения установлены вертикально между ротором и статором и разграничивают воздушную и газовую зоны. Аксиальное уплотнение состоит из изогнутой плиты, расстояние между которой и вертикальными пластинами на роторе поддерживается минимальным при помощи противовеса. Переток воздуха на газовую сторону значительно уменьшается установкой радиальных уплотнений. Во вращающихся воздухоподогревателях, работающих по противотоку, вследствие температурных деформаций изменяются расстояния между ротором и радиальными плитами. Особенностью воздухоподогревателя «Юнгстрем» типа VI является предельно малое изменение этого расстояния. Указанное достигается тем, что опорный подшипник располагается внизу, а направляющий вверху.

Для получения минимальных зазоров в радиальном уплотнении были исследованы различные системы, например гибкие тонкие листы, подвижные детали с пружинами, но все эти устройства оказались недостаточно надежными, так как не выдерживали длительных сроков от механических, тепловых и

химических воздействий. В результате была выбрана система с перемещающимися на шарнирах радиальными плитами, максимально соответствующими деформациям ротора, при помощи противовесов. Такое устройство позволяет плавно перемещаться плитам и постоянно находиться в плоскости соприкосновения с радиальными перегородками ротора. Уплотнение между неподвижными патрубками и плитами радиального уплотнения обеспечивается листами, стойкими к износу и коррозии.

Очистка воздухоподогревателя производится паром или сжатым воздухом при давлении 12 *кГ/см*^{2}, для чего используются высокопроизводительные портативные устройства с одним соплом. На этот процесс затрачивается около 20 *мин.* Давление в обдувочной линии регулируется встроенной диафрагмой. Клапан, через который поступает рабочая среда, автоматически открывается и закрывается в начале и в конце возвратно-поступательного движения сопла. Скорость перемещения сопла от центра к периферии воздухоподогревателя уменьшается, чем обеспечивается равномерность очистки на единицу поверхности нагрева.

Очистка показала хорошие результаты по всей высоте элементов поверхности нагрева. В случае необходимости приведенный выше метод очистки может быть использован в сочетании с промывкой при помощи такого же устройства, но работающего на воде.

3-5. Воздухоподогреватель английской фирмы «Хауден»

Фирма «Хауден» изготовляет РВП с вертикальным и горизонтальным расположением вала. Воздухоподогреватель оснащен центральным шестеренчатым приводом, смонтированным вместе с корпусом главного опорного подшипника, смазывающимся от масляного циркуляционного насоса Система смазки снабжена фильтром, а в особых случаях фирма включает и маслоохладитель. Приводной механизм и подшипники рассчитаны на непрерывный срок службы в течение 20 лет и обычно не требует замены в период эксплуатации. Ротор воздухоподогревателя имеет от 0,75 до 2,5 *об/мин* и требует для вращения небольшую мощность, которая обычно выбирается с большим запасом. Для мощных воздухоподогревателей, с весом вращающихся частей свыше 300 *т*, требуется двигатель мощностью не более 10 *л. с.* На рис. 3-21 показан воздухоподогреватель типа XZS24, на рис. 3-22—типа CHZ. У воздухоподогревателей с вертикальным валом общий вес ротора воспринимается мощной стальной балкой. Вал ротора, как видно на рис. 3-23, опирается на сферический опорный роликовый подшипник. В конструкции с горизонтальным валом цапфы прикрепляются к ротору болтами и опираются на самоустанавливающиеся роликовые подшипники, опоры которых вынесены за пределы корпуса воздухо-

подогревателя. Во всем остальном конструкции ротора и корпуса аналогичны в обоих типах воздухоподогревателей.

В воздухоподогревателях установлены специальные уплотнительные устройства, которые надежно предотвращают утечку воздуха на газовую сторону. Все уплотнения регулируются при помощи планок с овальными отверстиями, которые крепятся на перегородках ротора при помощи болтовых соединений. Ради-

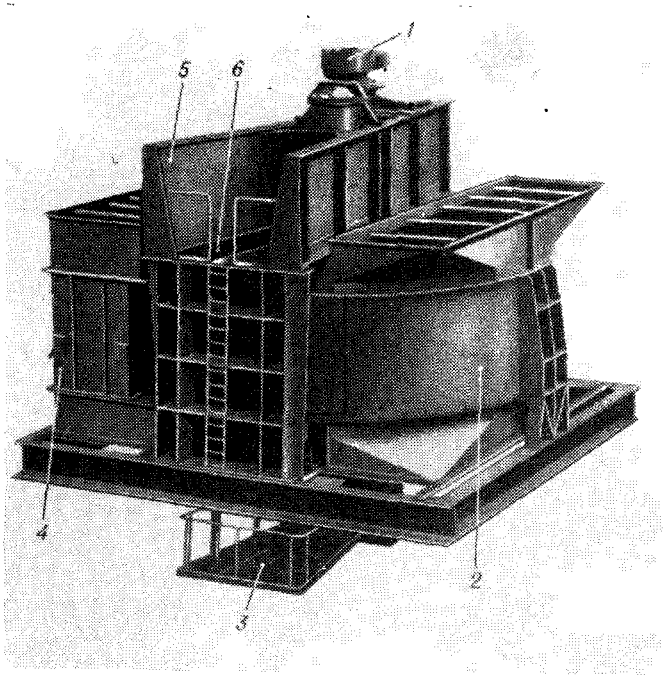


Рис. 3-21. Воздухоподогреватель с вертикальным валом, фирмы «Хауден», типа XZS24

1 — центральный привод; *2* — корпус ротора; *3* — доступ к нижнему подшипнику; *4* — байпас для воздуха; *5* — опорная балка; *6* — верхняя секторная крышка

альные уплотнения (рис. 3-24, поз. 7, верх) вплотную подходят к разделительным секторным плитам (на рисунке они не показаны), а аксиальные уплотнения — к разделительным цилиндрическим плитам, расположенным в корпусе концентрично ротору. Аксиальные уплотнения препятствуют перетечкам воздуха в пространстве между наружной поверхностью ротора и корпусом.

Угол разделительной секторной плиты принимают несколько больше угла раскрытия радиальных перегородок, что обеспечивает прохождение под каждой из уплотнительных плит по край-

ней мере одного радиального или аксиального уплотнения. Периферийные (окружные) уплотнения (рис. 3-24, поз. *13*, *14*) устанавливаются на наружной поверхности ротора и на ступице, на «горячем» и «холодном» концах. Эти уплотнения вплотную подходят к кольцевым упорам торцевых крышек корпуса, либо перемещаются в кольцевых выточках в зависимости от расположения уплотнений на роторе. Уплотнения выполнены так, что обеспечивают необходимую плотность в горячих усло-

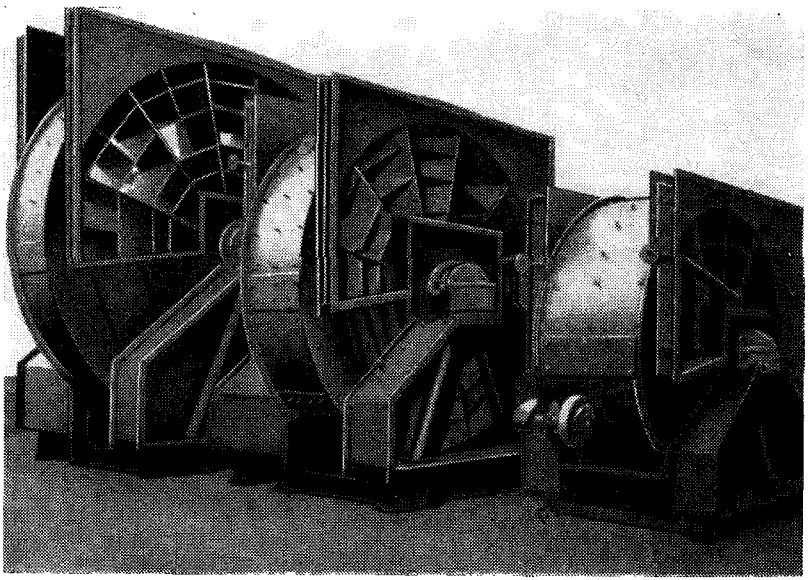


Рис. 3-22. Воздухоподогреватели с горизонтальным валом, фирмы «Хаудек», типа CHZ

виях. В связи с необходимостью создания воздухоподогревателей для мощных котлов большой производительности (до 2265 *т/ч*) в их конструкцию внесен ряд изменений. Некоторые особенности этих изменений для конструкции РВП с вертикальным валом показаны на рис. 3-24. Так, например, радиальные перегородки ротора для предотвращения температурных деформаций выполнены разрезными (поз. 7). Разрезы перегородок закрыты защитными пластинами. Такая конструкция обеспечивает параллельность торцевых элементов ротора с секторными разделительными плитами, не зависит от тепловых деформаций и позволяет получить минимальные зазоры.

Фирма уделяла большое внимание разработке уплотнений. В результате длительных лабораторных испытаний получено уплотнение, которое позволило снизить перетечки на 15—25%,

по сравнению с трехлистными лабиринтными уплотнениями, которые применялись ранее фирмой в течение многих лет. Для обеспечения минимальной перетечки уплотняющая поверхность должна быть идеально гладкой. В воздухоподогревателе фирмы «Хауден» это достигается соответствующей обработкой секторных уплотнительных плит. Уплотнительные секторные плиты не связаны жестко с опорными конструкциями, поэтому в них от-

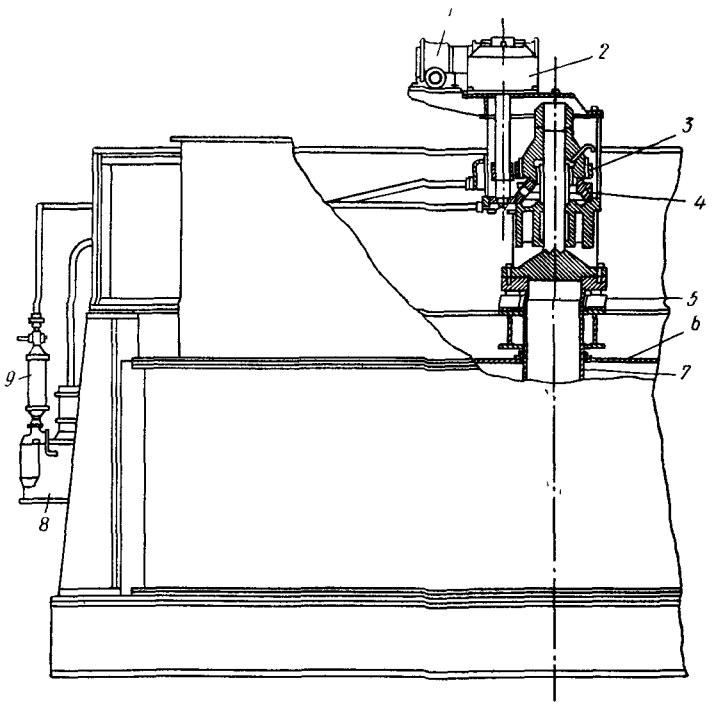


Рис. 3-23 Разрез по центральному приводу воздухоподогревателей типа XZS и XZW

1 — электродвигатель; *2* — редуктор; *3* — приводная шестерня; *4* — опорный подшипник; *5* — гидравлический подъемник; *6* — секторная уплотнительная плита; *7* — ступица ротора; *8* — масляный насос и фильтр; *9* — охладитель

сутствуют деформации, несмотря на прогиб опорных балок. Для измерения зазоров в холодном и горячем состояниях и установки оптимально допустимых зазоров применяются специальные измерительные приборы.

Для обеспечения параллельности между верхними и нижними секторными уплотнительными плитами все сопряженные поверхности опорной стойки механически обрабатываются. Для свободного температурного перемещения кожуха под стойками устанавливаются чугунные подушки, которые смазываются при установке.

При монтаже крупногабаритных воздухоподогревателей следует обратить особое внимание на выравнивание всей конструкции. При проектировании выдаются технические условия на установку боковых и концевых стоек; выравнивание на монтаже производится с помощью прокладок. Вес ротора с поверх-

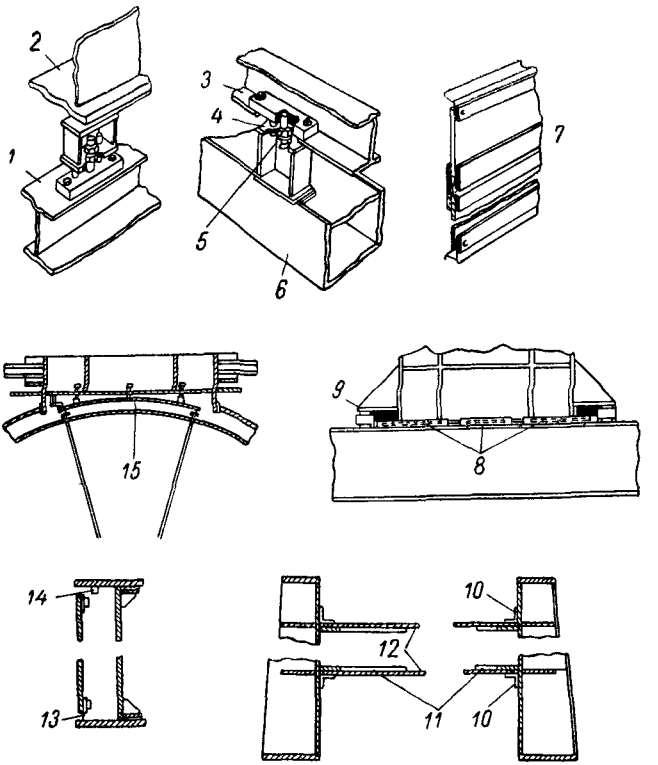


Рис 3-24 Основные узлы воздухоподогревателей фирмы «Хаудек»

1 — ребро жесткости верхней уплотнительной плиты, *2* — верхняя опорная балка, *3* — ребро жесткости нижней уплотнительной плиты, *4* — установочные штифты; *5* — регулировочные винты, *6* — нижняя центральная балка; *7* — разрезная радиальная перегородка ротора, *8* — ограничители, *9* — лапа для выравнивания, *10* — уголки, *11* — нижняя секторная плита, *12* — уплотняющие поверхности, *13* — канавка в нижней крышке, *14* — окружное уплотнение, отрегулированное на месте, *15* — аксиальное уплотнение

ностью нагрева воспринимается основной балкой, поэтому отпадает необходимость периферийных стальных конструкций. Для перемещения ротора имеется два гидравлических подъемника, установленных на специальных опорах и работающих одновременно от общего насоса. Когда вес всего механизма воспринимается гидравлическими домкратами, для демонтажа центрального привода достаточно снять болты, соединяющие

цапфы с ротором. Новая серия конструкций крупных воздухоподогревателей предусматривает не более двух аппаратов на каждый котел. В этом случае предусматривается нижняя опорная балка и опорный подшипник, воспринимающий свыше 500 *т* вращающейся массы.

3-6. Воздухоподогреватель фирмы «Крафтанлаген» (ФРГ)

За последнее десятилетие фирма «Крафтанлаген» (сокращенно «КАН») поставила заказчикам 873 воздухоподогревателя разной производительности. Она изготовляет РВП с диа-

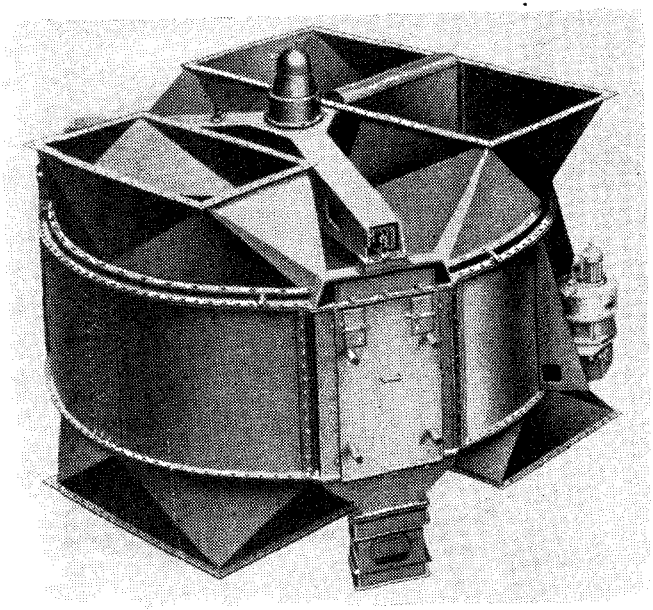


Рис. 3-25. Воздухоподогреватель с вертикальной осью фирмы «Крафтенлаген»

метром ротора от 2700 до 14500 *мм*. Общий вид воздухоподогревателей показан на рис. 3-25 и 3-26. По имеющимся данным последние заказы фирмой приняты на изготовление РВП с диаметром ротора до 17500 *мм*. Обычно фирма устанавливает на котел по два воздухоподогревателя. До 1965 г. по одному аппарату на котел фирма поставляла на агрегаты с производительностью 220—250 *т/ч*. С 1966 г. размеры ротора стали увеличиваться. Высота листов поверхности нагрева на «холодном» конце применяется равной 300 *мм*. Толщина листов составляет 0,5—1,0 *мм*. На холодном конце листы покрыты эмалью

толщиной 0,2 *мм*. Пакеты с поверхностью нагрева на «холодном» конце извлекаются и заводятся через боковые люки в роторе и кожухе. В горячем слое листы применяются толщиной 0,5 *мм*; удельная поверхность нагрева составляет 400 $м^2/м^3$. Высота активной части ротора колеблется от 1250 до 2800 *мм* и зависит от вида сжигаемого топлива. Листы набивки расположены тангенциально. Предельные температуры: газов на

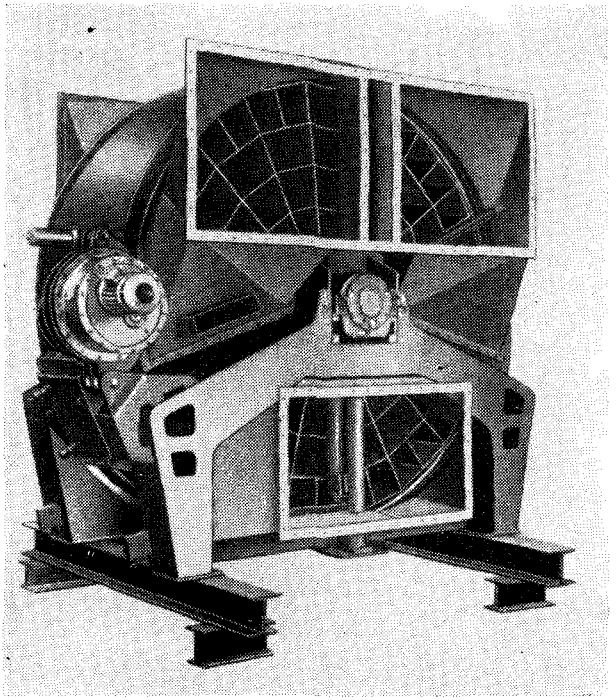


Рис. 3-26. Воздухоподогреватель с горизонтальной осью фирмы «Крафтенлаген»

входе 500° С, воздуха на выходе 475° С. При высоких температурах поверхность нагрева изготовляется из жаропрочных сталей. При изготовлении листы поверхности нагрева покрывают антикоррозийным составом. При диаметре ротора до 4 *м* число секторов в роторе 12, при диаметре от 4 до 8 *м* — 18 секторов и при диаметре от 8 *м* и выше — 24 сектора. Скорость вращения ротора независимо от размеров применяется 3—4 *об/мин*.

При переходе к изготовлению воздухоподогревателей больших размеров (с 1966—1967 гг.) фирма внесла некоторые конструктивные изменения. Раньше при вертикальном расположении оси ротора последний подвешивался и опорный подшипник

размещался вверху на трехопорной балке. Теперь опорный подшипник стал устанавливаться внизу на двухопорной балке, а направляющий подшипник вверху. Изменилось соотношение живых сечений для прохода газов и воздуха. Ранее $x_г=0{,}6$, $x_в=0{,}3$; теперь стало $x_г=0{,}54$, $x_в=0{,}36$. Периферийный привод с цевочным зацеплением был заменен центральным. Система уплотнений состоит из радиальных, аксиальных и упрощенных окружных уплотнителей. Плиты радиального уплотнения перекрывают 2 сектора. Плиты горячей и холодной сторон связаны между собой, имеют уравновешивающие устройства и дистанционное и ручное управление. Для вращения ротора в качестве основного и резервного применяются как электрический, так и гидравлический двигатели. На аппаратах устанавливаются сажеобдувочные устройства с качающимися соплами, устройства для тушения пожаров и сигнализаторы критического числа оборотов. Фирма «Бабкок и Вилькокс» (ФРГ) изготовляет воздухоподогреватели, по конструкции аналогичные аппаратам фирмы «Крафтанлаген». Здесь опорный подшипник расположен на верхней трехопорной балке и несет нагрузку подвешенного ротора. У балки одна опора фиксированная, две другие — скользящие. Привод периферийный с электродвигателем.

3-7. Воздухоподогреватель фирмы «Бабкок и Вилькокс» (США)

В течение многих лет фирма исследовала регенеративные воздухоподогреватели для получения конструкции, в которой сохранились бы все преимущества и уменьшились недостатки. Испытывались компактные поверхности нагрева, набранные из тонких листов (0,46 *мм*) с малыми зазорами (1,0 *мм*) между листами. Оказалось, что при такой поверхности нагрева при скоростях воздуха и газов, примерно такими же как и обычных вращающихся регенераторов, и при тех же теплосъемах высота набивки составляет 0,3—0,4 *м* вместо 1,8—2,5 *м*, какая бывает у обычных РВП. Воздухоподогреватель с использованием компактных поверхностей был изготовлен и испытан на пылеугольном котле на заводе фирмы «Бабкок и Вилькокс» в Барбертоне (США). Периодическая обдувка полностью очищала поверхность нагрева.

На основе полученных данных при испытаниях барабанного воздухоподогревателя была спроектирована конструкция двухдискового воздухоподогревателя с компактной поверхностью нагрева (рис. 3-27). Воздухоподогреватель, проработав 4300 *ч* на угле и более 500 *ч* на природном газе, имел хорошие технологические и механические характеристики. Двухдисковый воздухоподогреватель является дальнейшим шагом в развитии конструкции теплообменника, разрабатываемого на базе использования компактных поверхностей. Общая величина поверхности нагрева получается меньше при сравнимых величинах,

а следовательно, снижаются габариты и вес воздухоподогревателя. В двухдисковом регенеративном воздухоподогревателе газ поступает между двумя дисками и аксиально проходит через поверхность нагрева в выходной газоход. Воздух входит с наружных сторон дисков, проходит аксиально через поверхность нагрева и выходит между двумя дисками в середине воздухоподогревателя.

Ротор с горизонтальным расположением вала разделен на ряд секторов радиальными перегородками, которые при вращении ротора проходят мимо стационарных уплотнений (рис. 3-28). Радиальные и аксиальные уплотнения могут регулироваться и при необходимости заменяться во время работы. Каж-

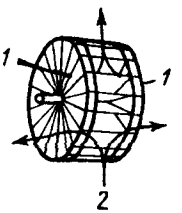


Рис. 3-27. Схема двухдискового РВП
1 — воздух; *2* — газы

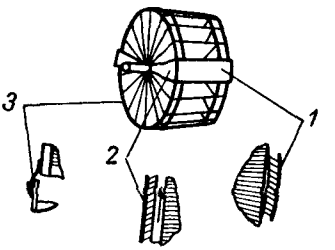


Рис 3-28 Уплотнения двухдискового воздухоподогревателя
1 — аксиальные; *2* — радиальные; *3* — периферийные

дый пакет компактной поверхности может быть вынут из ротора отдельно. Пакеты горячей зоны составлены из листов низкоуглеродистой стали толщиной 0,46 *мм* и зазорами между ними 1,1 *мм*. Пакеты на холодном конце глубиной 50 *мм* набраны из листов толщиной 0,61 *мм* из низколегированной медистой стали для предохранения от коррозии. Симметричность встречных потоков воздуха и газа способствуют равномерному расширению ротора и кожуха, что обеспечивает минимальные коробления и перекосы, а следовательно, относительно постоянные зазоры в уплотнениях. В зависимости от размеров ротора скорость вращения его колеблется от 1,5 до 3 *об/мин*. Так как каналы, через которые проходит воздух и газ, короткие и прямые, поверхность нагрева можно обдувать как воздухом, так и паром. К середине 1965 г. в эксплуатации находилось четыре двухдисковых воздухоподогревателя с компактными поверхностями нагрева. Наибольший из них, имеющий диаметр 4,1 *м*, был установлен на паровом котле с производительностью 150 *т/ч*, работающем на газе. Два аппарата из четырех являются опытными и используются для выявления характеристик за длительный период работы и проведения экспериментальных работ с целью совершенствования конструкции. Один из

воздухоподогревателей был установлен на мазутном паровом котле паропроизводительностью 45 *т/ч*.

В начальный период эксплуатации наблюдалось сильное загрязнение поверхностей нагрева, особенно при наладке мазутных горелок. Затем воздухоподогреватель был оборудован устройством для промывки водой и стал работать нормально. Фирма указывает, что новый тип РВП является результатом планомерной разработки, исследований и усовершенствований конструкции для снижения стоимости производства электроэнергии. Воздухоподогреватель обладает рядом существенных преимуществ: компактность, малый вес, высокая степень готовности, минимальные присосы воздуха, низкая скорость коррозии, хорошо поддается очистке, может осматриваться на ходу, прост в ремонте и обслуживании.

3-8. Воздухоподогреватель фирмы «Ротемюле» (ФРГ)

Фирма «Ротемюле» разработала оригинальный регенеративный воздухоподогреватель с неподвижной поверхностью нагрева (рис. 3-29). Он по своей конструкции напоминает вращающийся, типа «Юнгстрем», но отличается тем, что в данном случае поверхность нагрева скомпонована внутри цилиндрической обечайки — статор, а патрубки вращаются на холодном и горячем торцах воздухоподогревателя.

Фирма указывает, что данный воздухоподогреватель обладает следующими основными преимуществами: а) сравнительно легким весом вращающихся частей при неподвижной поверхности нагрева; б) большой эксплуатационной надежностью, вследствие симметричного распределения температуры, а следовательно, и незначительной деформации статора; в) увеличенным сроком службы трущихся частей ввиду небольшого числа оборотов (1 *об/мин*); г) прочными уплотняющими элементами с увеличенным сроком работоспособности; д) неограниченным сроком службы поверхности нагрева «холодного» конца ввиду использования кислотоупорных температуростойких керамических полых блоков с гладкой и мало загрязняющейся поверхностью; е) наличием противопожарной сигнализации и сигнализации о появлении точки росы; ж) газовые и воздушные короба могут быть легко приспособлены при любом угле наклона главного вала.

Пакеты поверхности нагрева собираются из двух установленных поочередно профилированных листов. Гладкая поверхность каналов гарантирует хорошую их очистку. В зависимости от эксплуатационных условий поверхность нагрева изготовляется из нормальной прокатной стали или из легированной жаропрочной и коррозийноустойчивой. Для того чтобы устранить вредное влияние низкотемпературной газовой коррозии, поверхность нагрева холодного конца воздухоподогревателя изготовляется

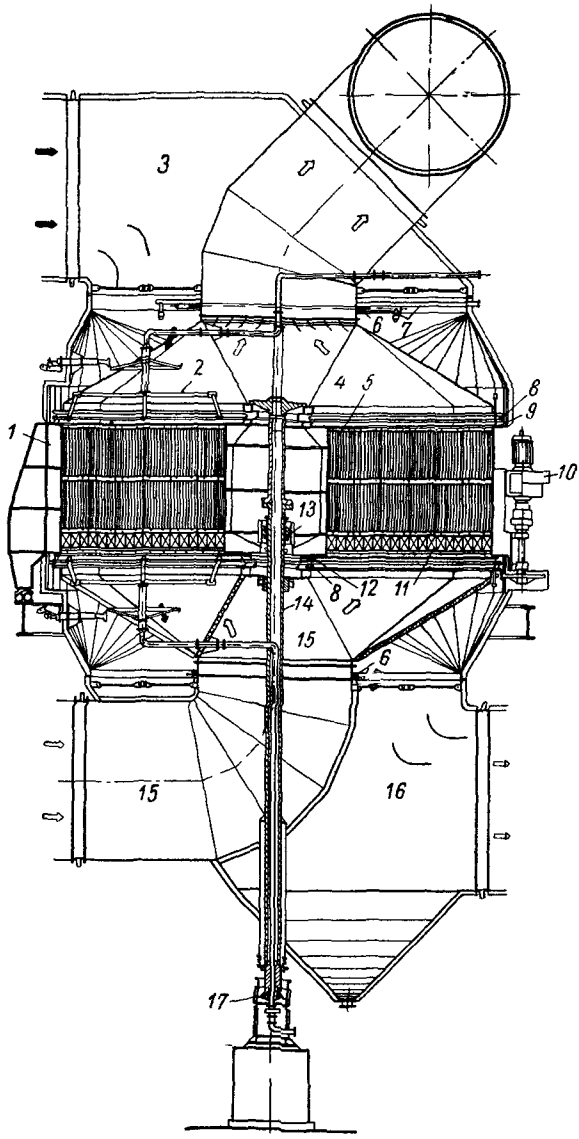


Рис. 3-29. Воздухоподогреватель фирмы «Ротемюле»

1 — каркас поверхности нагрева; *2* — сажеобдувка; *3* — короб для входа газов; *4* — короб нагретого воздуха; *5* — листы нагрева, собранные в пакеты; *6* — уплотнение у горловин патрубка; *7* — промывочные и противопожарные устройства; *8* — компенсационные манжеты, *9* — рама с уплотняющими колодками; *10* — привод; *11* — керамические нагревательные элементы; *12* — рама с уплотняющими колодками; *13* — направляющий подшипник; *14* — вал, *15* — короб холодного воздуха; *16* — короб для выхода газов, *17* — опорный подшипник

из полых керамических блоков. Из керамических блоков можно изготовить всю поверхность; это позволит избежать возникновения пожаров. Срок службы керамических нагревательных элементов больше, чем металлических. Фирма «Ротемюле» уже несколько лет для установки в холодной части снабжает воздухоподогреватели керамическими поверхностями нагрева (рис. 3-30). Применение керамических элементов на «холодном» конце позволяет в дальнейшем снизить температуры уходящих газов, что увеличивает экономичность котла.

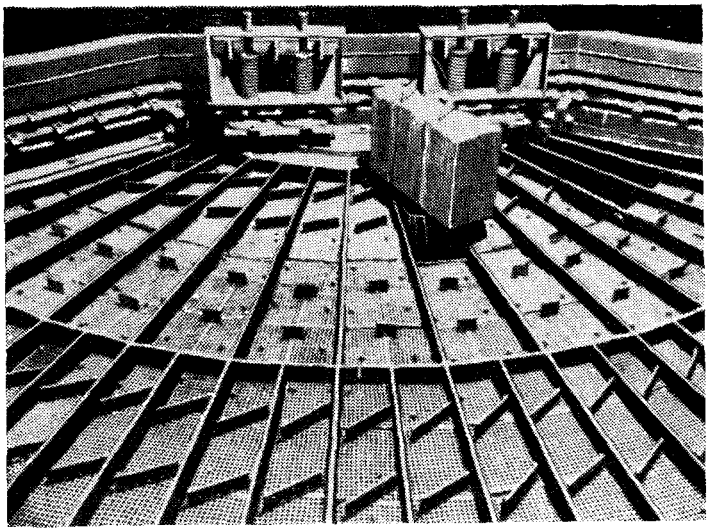


Рис. 3-30. Холодная часть воздухоподогревателя с установленными керамическими поверхностями нагрева

Воздушные короба (см. рис. 3-29), имеющие в плане вид двойного крыла, вращаются по торцам статора внутри патрубка для дымовых газов. Через короба поступает холодный воздух к поверхностям нагрева и отводится горячий воздух. Для того чтобы более равномерно распределялся воздушный поток, в патрубке установлены направляющие лопатки. Доля поверхности нагрева, омываемая воздухом, составляет 33—45%. Короба, распределяющие холодный воздух, снабжены цевочным колесом. Для обеспечения надежной работы уплотнений необходим тщательный предварительный монтаж отдельных конструктивных частей в цехе. Воздушные короба устанавливаются на валу, они должны быть правильно смонтированы в плане и, кроме того, должна быть обеспечена параллельность уплотняющих поверхностей. На рис. 3-31 показан монтаж коробов с валом и обдувочным устройством. Электропривод с ведущей

шестерней укреплен на корпусе статора. Воздушные коробы со стороны, обращенной к торцевым поверхностям статора, имеют рамы для уплотняющих коробок с пружинами. Рамы уплотняющих коробов в свою очередь соединены при помощи газонепроницаемых устойчивых против коррозии компенсаторов (манжет) с рамами несущими воздушные короба. Крутящий момент от воздушных коробов на рамы уплотняющих колодок передается с помощью шарнирных захватов.

В условиях высоких температур для хорошего прилегания рам уплотняющих колодок к торцевым поверхностям статора

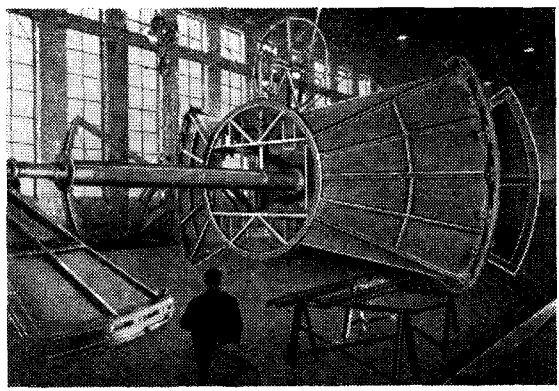


Рис. 3-31. Монтаж воздушных коробов на заводе

части рамы шарнирно соединены. Уплотняющими элементами являются чугунные пластинки, которые пружинисто прилегают к торцевым поверхностям статора и следуют за температурными деформациями последнего. Уплотняющий зазор у торцевых плоскостей статора регулируется во время работы извне. После кратковременной приработки детали, ограничивающие износ, препятствуют дальнейшему истиранию уплотнений. Между рамой уплотняющих колодок и рамой воздушного короба применяются компенсаторы из двойных листов толщиной 0,5 *мм*, изогнутых в виде буквы «U», которые входят один в другой. Конструкция двойного компенсатора обеспечивает необходимую плотность. На холодном конце воздухоподогревателя компенсатор защищен теплоизолирующей манжетой, изготовленной из кислотостойкой ткани.

3-9. Воздухоподогреватели отечественного производства

Производство РВП в СССР было начато в 1958—1959 гг. на Таганрогском заводе «Красный котельщик» и затем на Подольском машиностроительном заводе им. Орджоникидзе (ЗиО).

Первые отечественные РВП были выпущены для газомазутных котлов. В настоящее время они нашли широкое применение на котлах средней и большой производительности, работающих на жидком, газообразном и твердом топливе. Первые воздухоподогреватели имели большие перетечки воздуха, часто выходил из строя привод, происходили разрывы роторов. За последние

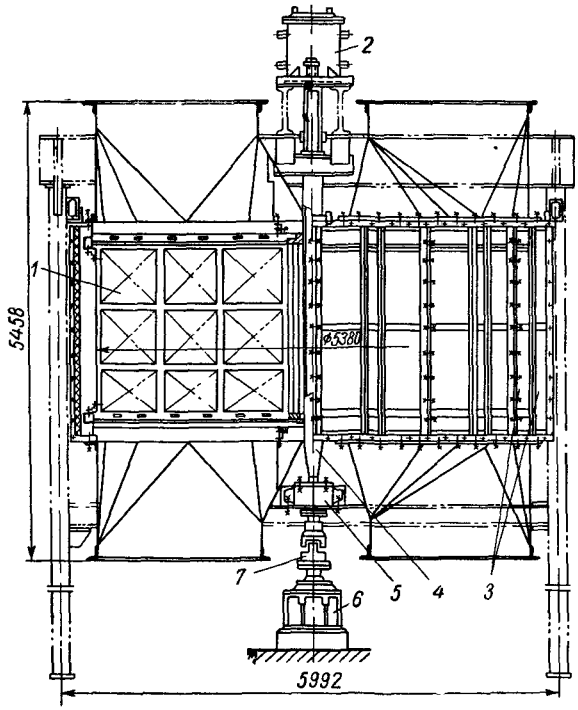


Рис. 3-32 Регенеративный воздухоподогреватель ТКЗ типа РВВ-54

1 — ротор; *2* — корпус несущей опоры; *3* — кожух, *4* — вал, *5* — дробевая муфта; *6* — редуктор; *7* — соединительная муфта

годы накоплен большой опыт в производстве и эксплуатации РВП. Усовершенствованию конструкций РВП, наладке работы их уделяется большое внимание. В настоящее время выпускаются РВП с диаметром ротора до 9800 *мм*, а в дальнейшем намечается значительное увеличение диаметров роторов для котлов к блокам 1 млн. *квт* и более.

Конструкции РВП ТКЗ. Этот завод выпускает РВП четырех типоразмеров, отличающихся в основном диаметром ротора: РВВ-41, РВВ-54, РВВ-68 и РВП-98 [23], [24]. На рис. 3-32 показан РВП типа РВВ-54 первого выпуска. Ротор воздухоподогревателя состоит из обечайки, представляющей собой много-

гранник, ступицы, радиальных перегородок, разделяющих ротор на 24 сектора; каждый сектор, в свою очередь, разделен на три части, в которые укладываются пакеты с поверхностью нагрева в три слоя по высоте ротора. Пакеты в нижней части ротора опираются на решетку. Ротор поставляется на монтажную площадку отдельными блоками, где собирается и сваривается. Нижний «холодный» слой выполнен из листовой стали

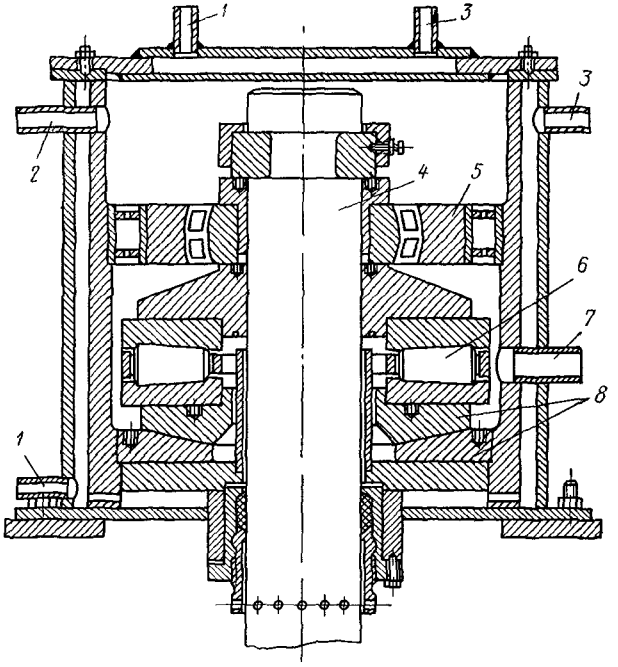


Рис 3-33. Верхняя опора ротора

1 — подвод воды; *2* — подвод масла; *3* — отвод воды; *4* — вал; *5* — радиально-сферический подшипник; *6* — упорный подшипник; *7* — отвод масла, *8* — сферическое кольцо

толщиной 1,2 *мм*, два верхних «горячих» слоя выполнены из листовой стали толщиной 0,6 *мм*. Профили набивки холодного и горячего слоя показаны на рис. 1-1, 1-6.

Корпус состоит из верхней и нижней крышек, соединенных между собой профильными полосами, к которым крепятся щиты обшивки. Самые первые РВП обшивки не имели. По наружной окружности крышек крепились щиты ограждения, обтянутые проволочной сеткой, а обечайка ротора закрывалась тепловой изоляцией. Крышка корпуса изготовлена из двух половин и собирается на монтажной площадке. Крышки не рассчитаны на восприятие нагрузки от газовых и воздушных коробов котла, поэтому последние имеют самостоятельные опоры и присоединяются к патрубкам с помощью компенсаторов.

Ротор подвешен пустотелым валом, проходящим внутри ступицы, к балкам каркаса. Верхняя опора ротора (рис. 3-33) состоит из упорного роликового подшипника *6*, воспринимающего осевую нагрузку от веса ротора и радиального сферического подшипника *5*, воспринимающего радиальные нагрузки. Упорный подшипник лежит на сферическом кольце, что обеспечивает самоустановку вала ротора. Для предотвращения вытекания масла в нижней части опоры установлен стакан и сальни-

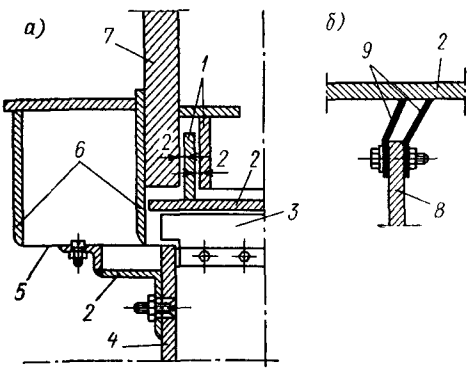


Рис. 3-34 Уплотнения РВП конструкции ТКЗ. *а* — периферийное уплотнение; *б* — радиальное уплотнение

1 — лабиринтное уплотнение, *2* — уплотнительная плита; *3* — радиальное уплотнение; *4* — обечайка ротора РВП; *5* — пластины периферийного уплотнения, *6* — уплотнительные полосы, *7* — крышка РВП, *8* — перегородка ротора, *9* — радиальное уплотнение

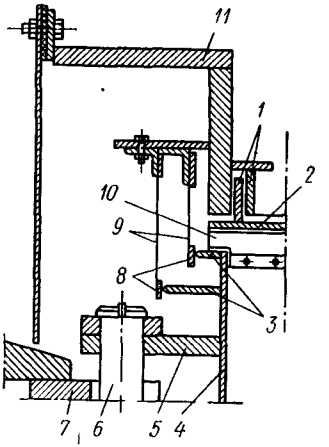


Рис 3-35 Периферийное уплотнение воздухоподогревателя типа РВВ-68

1 — лабиринтовые уплотнения, *2* — уплотнительная плита; *3* — кольцевые горизонтальные полосы, *4* — обечайка ротора; *5* — цевочный венец ротора, *6* — цевка; *7* — звездочка; *8* — накладка, *9* — вертикальные пружинные пластины; *10* — пластины радиальных уплотнений; *11* — крышка РВП

ковые уплотнения на валу. Нижняя опора снабжена радиальным сферическим подшипником.

В обеих опорах предусмотрены циркуляционная смазка и водяное охлаждение. Выходной вал трехступенчатого редуктора центрального привода соединен с валом ротора кулачково-распределительной муфтой, допускающей перемещение в трех плоскостях. Электродвигатель мощностью 7 *квт* соединен с редуктором дробевой муфтой. Ротор вращается со скоростью 3 *об/мин*.

Для разделения газовой и воздушной частей на РВП установлены радиальные и периферийные уплотнения. На радиальных перегородках ротора устанавливаются полосы из пружинной стали под углом 10 и 25° с наклоном в сторону, противоположную направлению вращения (рис. 3-34). Радиальные

плиты, установленные на крышках, могут перемещаться в вертикальной плоскости Во время работы воздухоподогревателя между полосами радиального уплотнения и плитой должен устанавливаться рабочий зазор 0,5—1 *мм*. Периферийные уплотнения лабиринтового типа смонтированы на крышке и периферии ротора (рис. 3-35). На этом рисунке показано периферийное уплотнение типа РВВ-68 первой модификации. Уплотнение

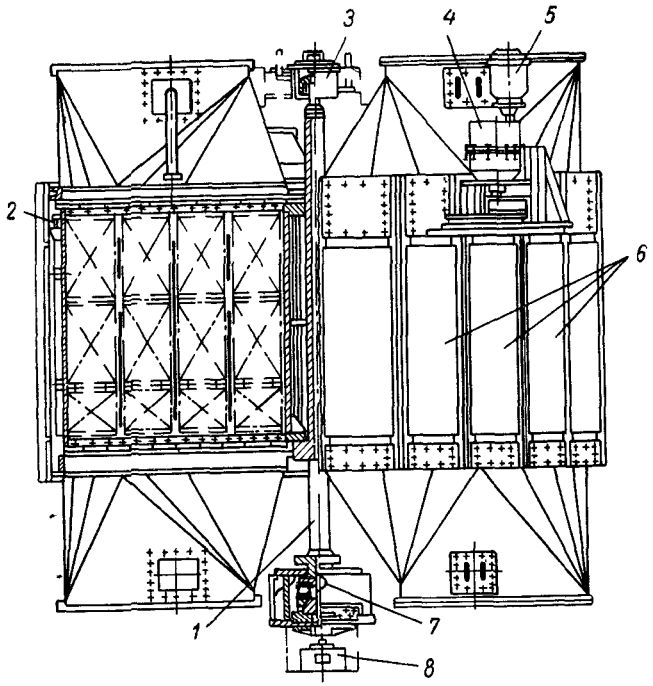


Рис 3 36 Воздухоподогреватель ТКЗ типа РВВ 68

1 — вал ротора *2* — цевочное колесо, *3* — верхняя опора, *4* — редуктор, *5* — электродвигатель *6* — щиты обшивки *7* — нижняя опора, *8* — домкрат типа ДГ 200

ступицы выполнено по тому же принципу. В паз уплотнения вставлено сальниковое кольцо Под силой собственного веса плитки периферийных уплотнений свободно опускаются в пазах и примыкают к плоскости скольжения.

В дальнейшем конструкция РВП была несколько видоизменена. Центральный привод заменен периферийным цевочным, несущая опора расположена внизу на железобетонной тумбе (рис. 3-36) На рис. 3-37 показана нижняя опора этой модификации Опорное кольцо опирается на упорный роликовый подшипник, воспринимающий осевую нагрузку. Упорный подшипник смонтирован на сферических кольцах. Для восприятия ра-

диальных нагрузок установлен радиальный сферический подшипник. Оба подшипника нижней опоры находятся в герметически закрытом корпусе.

Цевочный привод (рис. 3-38) состоит из одноступенчатого редуктора ВД-5, электродвигателя и шестерни. Цевочное колесо крепится в верхней части ротора. Периферийные уплотнения этой модификации показаны на рис. 3-39. На неподвижном горизонтальном кольце, приваренном к кожуху РВП, установлены подвижные плиты (сегменты). Противовес толкателем поджимает подвижные плиты к обработанному ободу, прива-

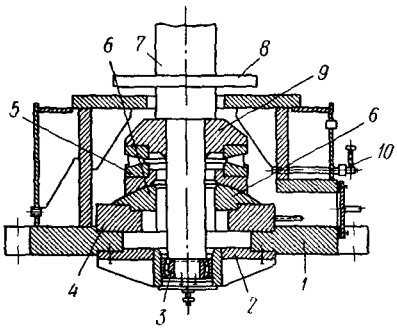


Рис. 3-37. Нижняя опора РВВ-68
10 — маслоуказатель
1 — корпус опоры; *2* — крышка нижняя; *3* — радиальный роликоподшипник; *4* — полукольцо; *5* — упорный роликоподшипник; *6* — сферическое кольцо; *7* — вал; *8* — разгрузочное кольцо; *9* — опорное кольцо;

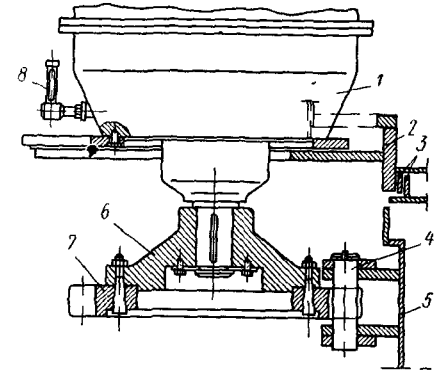


Рис. 3-38 Цевочный привод
1 — редуктор; *2* — крышка РВП; *3* — уплотнение, *4* — цевка; *5* — обечайка ротора, *6* — ступица, *7* — шестерня; *8* — маслоуказатель

ренному к обечайке ротора. Во время установки и замены упорного подшипника ротор поднимается гидравлическим домкратом, а на крышку опоры ротора под разгрузочное кольцо подкладываются специальные опорные плиты.

С 1966 г. завод начал выпускать модернизированные воздухоподогреватели. Основными особенностями модернизированных РВП являются: цилиндрическая обечайка ротора с массивными фланцами по торцам ротора; периферийные уплотнения колодочного типа (типа ЗиО) установлены на крышках корпуса; плиты радиальных уплотнений являются разрезными, что позволяет установку радиальных уплотнений с меньшими зазорами; корпус с крышками более жесткий; в нижней опоре установлен сферический упорно-радиальный подшипник. Модернизированные РВП являются переходными к бескаркасным РВП, выпускаемым заводом с 1968 г. Бескаркасный воздухоподогреватель типа РВП-68 (рис. 3-40) устанавливается на железобетонной фундаментной раме.

Опорная балка установлена на четырех цилиндрических опорах, которые служат для устранения передачи крутящего момента на железобетонный фундамент при прогибе балки. На опорной балке установлена нижняя подшипниковая опора вала ротора, внутри балки устанавливается гидравлический домкрат для подъема ротора при монтаже и демонтаже нижнего подшипника. Ротор, разделенный радиальными перегородками на 24 сектора, изготавливается на заводе из двух половин. Обечайка ротора — круглая. К торцам обечайки ротора приварены фланцы периферийного уплотнения. Эти фланцы на заводе предварительно механически обрабатываются, а после сборки ротора на монтажной площадке обрабатываются окончательно. На радиальных перегородках устанавливаются полосы радиальных уплотнений. С наружной стороны, в средней части ротора, устанавливается цевочный обод. Вал ротора состоит из толстостенной горячекатаной трубы, к концам которой приварены цапфы. На валу приварен специальный упорный фланец, на который устанавливается ротор РВП.

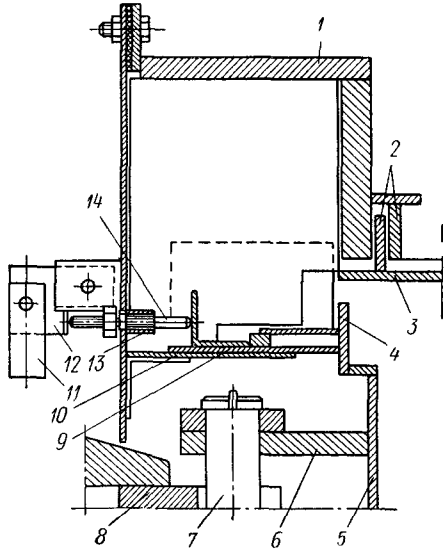


Рис 3-39 Периферийные уплотнения

1 — крышка РВП; *2* — лабиринтовое уплотнение; *3* — уплотнительная плита; *4* — обод ротора; *5* — обечайка ротора; *6* — цевочный венец ротора, *7* — цевка; *8* — звездочка; *9* — подвижная плита; *10* — плита неподвижная; *11* — противовес; *12* — рычаг; *13* — направляющая втулка; *14* — толкатель

Корпус РВП состоит из двух крышек и кожуха. Крышка изготавливается на заводе из двух половин, а кожух — из восьми секций. Четыре секции кожуха выполнены более жесткими, являются несущими элементами корпуса РВП и устанавливаются на специальные опоры. Соединение секций кожуха между собой и с крышками осуществляется с помощью болтов с предварительной прокладкой асбестового шнура, пропитанного жидким стеклом. На крышках установлены плиты радиальных уплотнений и направляющие с колодками периферийных уплотнений. На верхней крышке установлена опорная рама верхней подшипниковой опоры. В ней установлен радиальный сферический подшипник (рис. 3-41). Верхняя опора воспринимает лишь радиальные нагрузки. Подшипник устанавливается на скользящей посадке, что позволяет валу ротора свободно перемещаться вдоль оси при монтаже и демонтаже

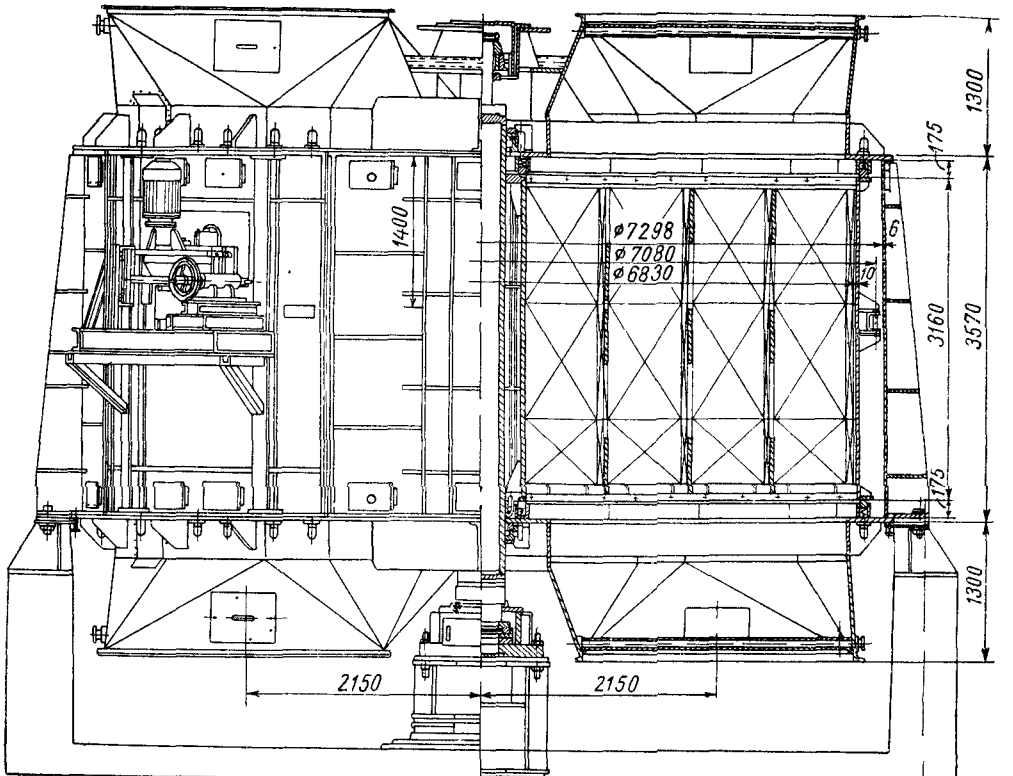


Рис. 3-40. Регенеративный вращающийся воздухоподогреватель типа РВП-68 (бескаркасный)

подшипника в нижней опоре. Для предотвращения утечки смазки из подшипникового узла в опоре установлена защитная гильза. Опора имеет рубашку для водяного охлаждения.

Для центровки вала ротора предусмотрено горизонтальное перемещение корпуса опоры при помощи четырех регулировоч-

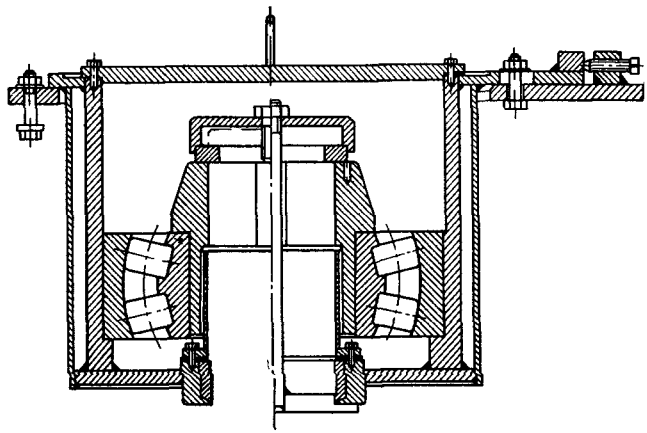


Рис 3-41. Направляющий подшипник

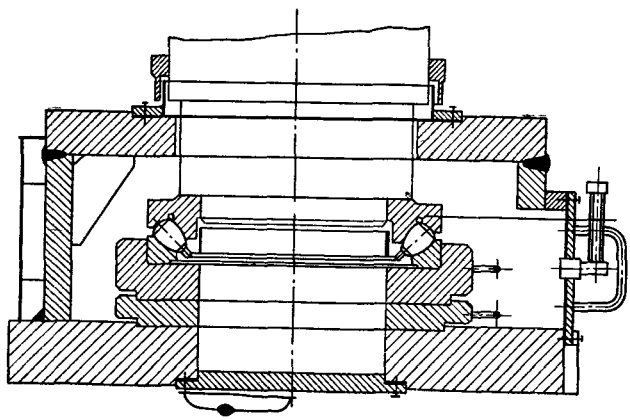


Рис 3-42. Нижняя опора подшипника

ных винтов. Нижняя подшипниковая опора (рис. 3-42) воспринимает осевую и радиальную нагрузки Упорно-радиальный сферический подшипник установлен в промежуточной обойме, опирающейся на опорное кольцо, установленное на плите корпуса опоры. При монтаже и демонтаже подшипника снимаются: нижняя крышка опоры (спустив предварительно масло), полугильзы с верхней крышки корпуса (уплотнение вала), домкратом поднимается вал вместе с ротором, после чего на верхнюю

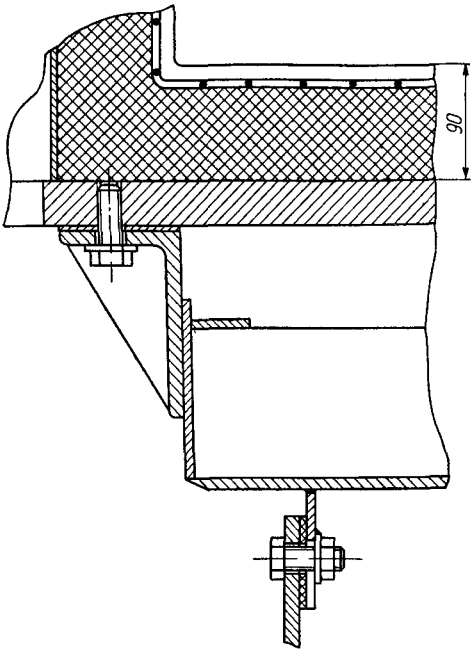


Рис 3-43 Радиальное уплотнение

плиту-крышку корпуса опоры устанавливаются полукольца под плечики вала. Снимается опорное кольцо и производится монтаж или демонтаж подшипника.

Привод РВП состоит из электродвигателя, двухступенчатого редуктора типа ВД-5 или ВД-6 и цевочной передачи. Корпус шестерни закреплен на выходном валу редуктора. На корпусе закрепляется болтами зубчатый венец. Мотор-редуктор с шестерней устанавливается на подвижной плите опорной рамы. Подвижная плита с одной стороны имеет шарнирное соединение с опорной рамой, а с другой свободно перемещается на двух роликах по опорному столу рамы, соединена с амортизатором, установленном на опорной раме. При помощи маховика-амортизатора осуществляется ввод и вывод шестерни из зацепления. Кроме того, амортизатором производится установка оптимального зазора между цевкой и впадиной зуба шестерни. Амортизатор предохраняет привод от повреждений в случае появления радиального биения цевочного обода. Шестерня закрыта кожухом.

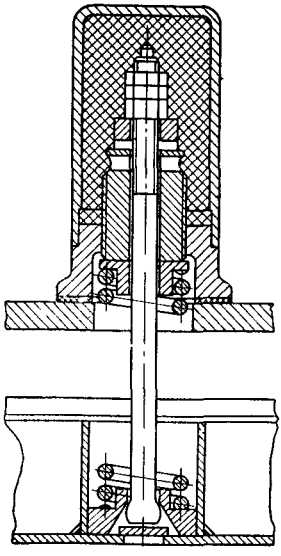


Рис. 3-44. Элементы радиального уплотнения

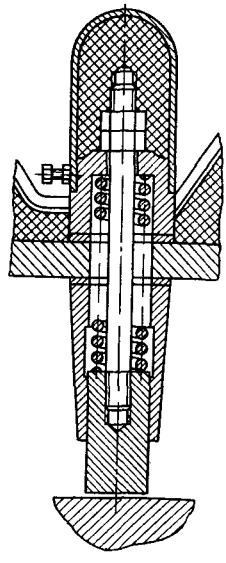


Рис. 3-45. Периферийное уплотнение (поперечный разрез)

На рис. 3-43 показано радиальное уплотнение, состоящее из радиальной плиты, установленной на

крышке, и радиальных полос, укрепленных на радиальных перегородках. Регулировка радиальных уплотнений производится шпильками с пружинами (рис. 3-44). Для того чтобы воздух не перетекал между плитой радиального уплотнения и крышкой, плита ходит в направляющих, представляющих собой

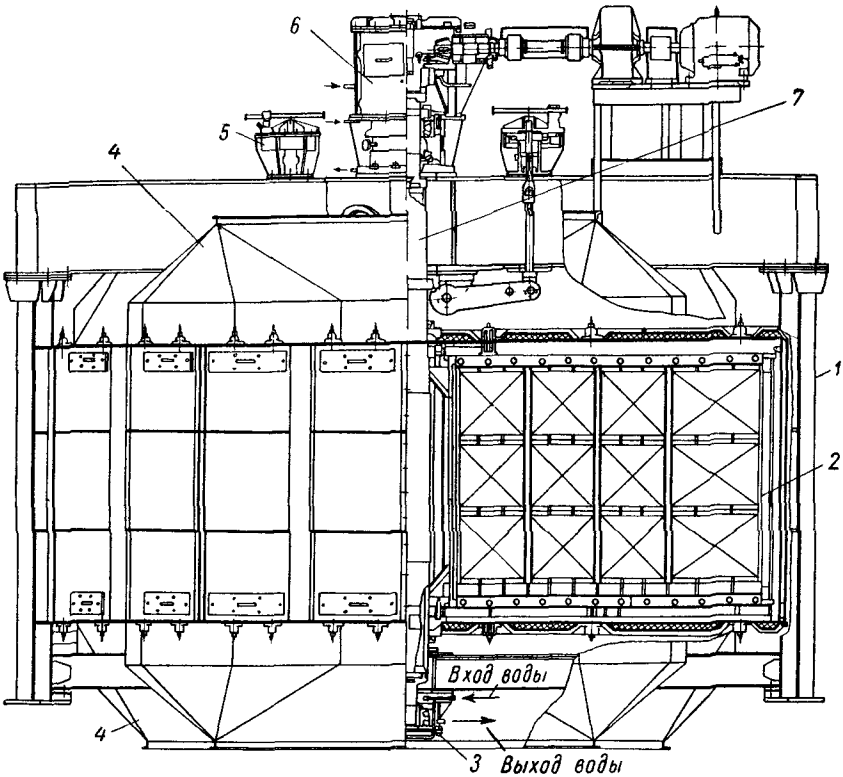


Рис. 3-46 Воздухоподогреватель ЗиО типа ВПР-2

1 — кожух, *2* — ротор, *3* — нижняя опора; *4* — крышка кожуха, *5* — подъемный механизм, *6* — верхняя опора, *7* — вал

уголки, закрепленные на крышке. Периферийное уплотнение показано на рис. 3-45. Оно состоит из направляющих, укрепленных на крышке, и колодок, которые ходят свободно в этих направляющих. Колодки пружинами поджимаются к фланцам ротора. Пружины установлены для избежания заклинивания ротора в уплотнениях. Регулировка производится шпильками. По этому же принципу выполнено и центральное уплотнение. Поверхность нагрева состоит из «горячих» и «холодного» слоев набивки. «Горячие» пакеты заполняются интенсифицированной набивкой с толщиной листа 0,6 *мм*, а «холодные» — обычными гладкими листами, чередуясь с дистанционирующими.

Конструкция РВП ЗиО. Этот завод выпускает несколько типоразмеров регенеративных вращающихся воздухоподогревателей с диаметром ротора 5 и 7 *м*. Конструкции всех типоразмеров одинаковы. На рис. 3-46 показана конструкция РВП ЗиО типа ВПР-2. Ротор выполнен из двух частей, собираемых на монтаже. Каждая половина разделена радиальными перегородками на 9 секторов. В нижней части ротора имеется опорная решетка, на которую укладываются пакеты набивки. Вал ротора изготовлен из толстостенной трубы, к торцам которой приварены цапфы. На валу имеется опорный диск для установки ротора и упорный диск для подъема ротора. Каркас воздухоподогревателя состоит из трехопорных балок: верхней несущей, и нижней.

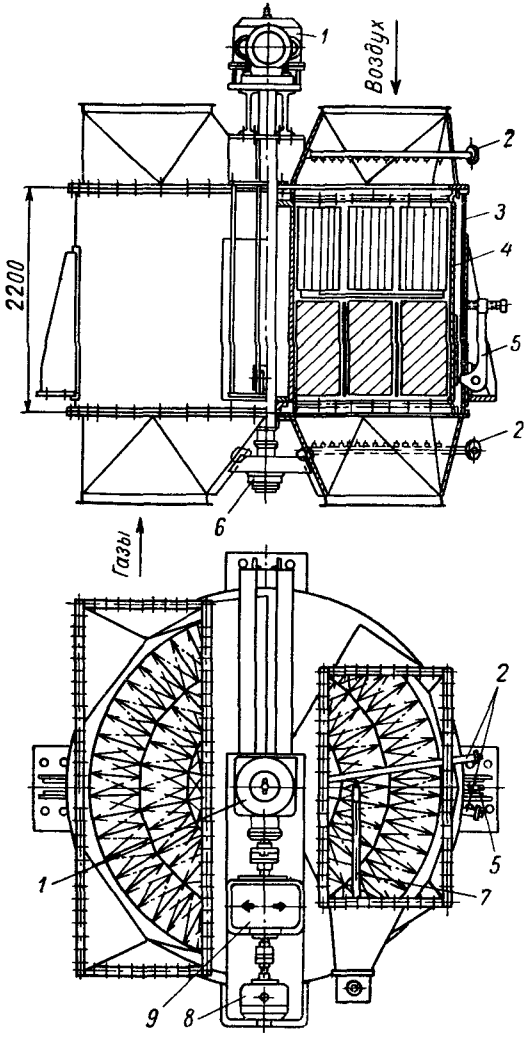


Рис 3 47 Воздухоподогреватель БКЗ днаметром 3800 *мм*

1 — верхняя несущая балка, *2* — обдувочное устройство, *3* — корпус, *4* — ротор, *5* — подъемное устройство, *6* — нижняя направляющая опора, *7* — промывочное устройство, *8* — электродвигатель, *9* — цилиндрический редуктор

В верхней балке смонтирована верхняя опора, в которой установлены упорно-радиальный сферический и направляющий подшипники. В нижней балке установлен направляющий подшипник. На верхней балке установлен центральный привод. Привод состоит из электродвигателя и редуктора РМ650-1-2У, выходной вал которого соединен с выходным валом специального конического редуктора заводского изготовления. Электродвигатель соединен с входным валом редук-

тора РМ650-1-2У при помощи дробевой муфты, что обеспечивает плавный, без толчков, разгон ротора из неподвижного состояния. Передача крутящего момента от ведомой шестерни конического редуктора к валу ротора выполнена при помощи расширительной муфты. Это обеспечивает возможность компенсировать тепловые расширения вала и неточности изготовления. Уплотнения в конструкциях завода ЗиО и ТКЗ (последней модификации) почти одинаковы и были описаны выше.

Конструкции других заводов. Регенеративные воздухоподогреватели изготовляет также Барнаульский котельный завод (БКЗ) и несколько воздухоподогревателей было выпущено Белгородским котельным заводом (БелКЗ). На рис. 3-47 показан РВП БКЗ первой модификации. РВП БКЗ и БелКЗ, кроме радиальных и периферийных, снабжены аксиальными уплотнениями.

ГЛАВА ЧЕТВЕРТАЯ

ТЕМПЕРАТУРНЫЙ РЕЖИМ РАБОТЫ ЭЛЕМЕНТОВ РВП И ВЛИЯНИЕ ПЕРЕТЕЧЕК ВОЗДУХА

4-1. Влияние перетечек воздуха на тепловую работу воздухоподогревателя

Как показывают результаты испытаний РВП, значительное количество аппаратов имеют пока перетечки воздуха на газовую сторону выше допустимых. Повышенные присосы воздуха в РВП приводят к перегрузке тягодутьевых машин. Кроме того, присосы воздуха оказывают влияние и на тепловые показатели РВП. На рис. 4-1 изображены температуры газа и воздуха, к. п. д. котла и расход топлива в зависимости от снижения содержания CO_2, что соответствует повышению перетечек [25]. Расчеты приведены для котлоагрегата паропроизводительностью 70 *т/ч* при сжигании пыли бурого угля ($Q^p_l = 2200$ *ккал/кг*) со следующими параметрами перед и за РВП:

Расход газа	60 750 *нм³/ч*
» воздуха	36 100 »
Охлаждение газа	с 423 до 216°С
Нагрев воздуха	с 35 до 354°С
Содержание CO_2 перед воздухонагревателем	14,5%

Как видно из графиков, с повышением количества перетечки воздуха расход топлива, расход энергии для вентиляторов и дымососов увеличиваются. Температура подогрева воздуха несколько падает. Рассматривая уравнение теплового баланса воздушной стороны и уравнение теплообмена $V_в c_в (t_{г.в} - t_{х.в}) = kH\Delta t$ или $t_{г.в} = kH\Delta t/(V_в c_в) + t_{х.в}$, можно видеть, что величину

температуры горячего воздуха в этих условиях определяет сомножитель $k/V_в$. Поскольку коэффициент теплопередачи зависит от скорости (расхода) среды в степени 0,8, то по мере увеличения перетечки воздуха увеличивается расход газа и воздуха через РВП и этот сомножитель уменьшается обратно пропорционально расходу воздуха в степени 0,2, что приводит к слабой зависимости температуры горячего воздуха от величины перетечки. По мере увеличения перетечки воздуха температура уходящих газов также снижается. Снижение температуры уходящих газов объясняется разбавлением газов, выходящих из РВП холодным воздухом, перетекающим через уплотнения холодной стороны.

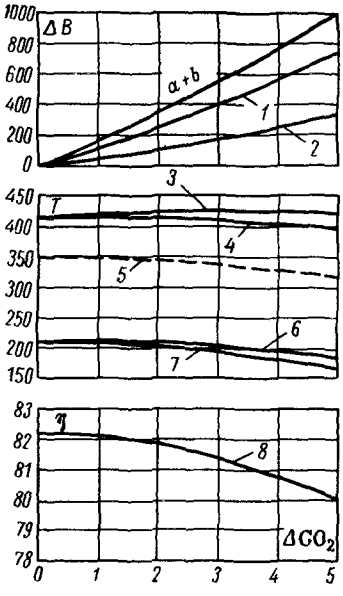


Рис. 4-1. Дополнительный расход топлива, температуры газов и воздуха, к. п. д. котла в зависимости от снижения содержания CO_2

1 — компенсация тепловой мощности; *2* — повышение расхода на собственные нужды; *3* — температура за поверхностями нагрева с давлением; *4* — температура дымовых газов перед воздухоподогревателем; *5* — температура горячего воздуха при температуре холодного воздуха (35° С); *6* — температура уходящих газов за воздухоподогревателем; *7* — температура газов перед дымососом; *8* — к. п. д. котла; *а* — собственные нужды; *б* — тепловая мощность

Проведенные расчеты показывают, что для обеспечения максимальной эффективности РВП и котельных агрегатов в целом, необходимо в первую очередь обеспечить достаточную плотность уплотнений горячей стороны. Работа уплотнений холодной стороны не оказывает влияния на тепловую работу РВП и на к. п. д. брутто котла, но перетечки воздуха через эти уплотнения повышают расход электроэнергии на тягу и дутье, перегружая тягодутьевые машины, что может служить причиной ограничения нагрузки котла. В то же время эффективность работы уплотнений зависит не только от конструктивного выполнения непосредственно самих уплотнений, но в значительной степени и от правильного сочетания их со схемой РВП в целом (расположение опорного подшипника ротора, взаимные температурные расширения ротора и кожуха, расположение горячей и холодной сторон РВП и т. д.).

4-2. Температурный режим работы элементов РВП

В настоящее время котлостроительные заводы ТКЗ и ЗиО применяют уплотнения с минимально возможными зазорами между уплотнениями и примыкающими к ним плоскостями ро-

тора и кожуха. Для обеспечения минимальных зазоров регулировка положения уплотнений должна производиться во время работы котла на нагрузках, близких к номинальной, т. е. при условии, когда ротор и кожух РВП выбрали температурные расширения. При такой конструкции важное значение имеют

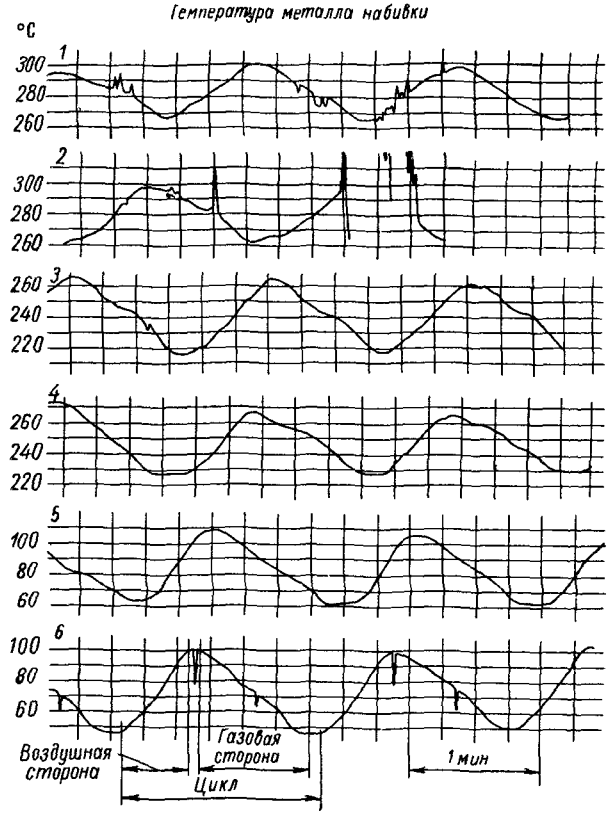


Рис. 4-2 Температура металла набивки, ротора при n= =0,67 *об/мин*; $t_{в\,х}$=25° С; $t_{г\,в}$=251° С; $t_{г.г}$=383° С; $t_{ух.\,г}$=132° С

1, 2, 3, 4, 5 и *6* — термопары

взаимные вертикальные температурные перемещения ротора и кожуха. Поскольку ротор состоит из сплошных радиальных перегородок и радиальное расширение на горячей стороне ротора имеет большую величину, чем на холодной, то ротор приобретает грибообразную форму. Кроме того, вследствие повышения средней температуры ротора происходит его перемещение в осевом направлении. Кожух РВП испытывает линейные расширения в осевом и радиальном направлениях. Поэтому

крайне важно знать величины этих перемещений, которые зависят от температурного режима работы РВП.

Достаточно подробно температурный режим РВП исследовался на горячей модели ЗиО и воздухоподогревателе котла ТПП-110 Черепетской ГРЭС На рис. 4-2 показаны результаты измерения температуры набивки ротора горячего стенда при разных режимах работы РВП, а на рис 4-3 распределение средней температуры набивки по высоте ротора Имеющиеся в замерах температуры набивки пики, провалы и разрывы (рис 4-2) объясняются недостаточно надежной работой токосъемника, расположенного под верхним подшипником ротора. Рассмотрение графиков показывает, что температура металла по радиусу практически постоянна (термопары 1 и 2) за исключением периферийной области (термопара 3), где температура несколько ниже, по-видимому, за счет перетечки воздуха через периферийные уплотнения Это подтверждается замерами по нижнему радиусу, где температура у термопары 6 ниже, чем у термопары 5.

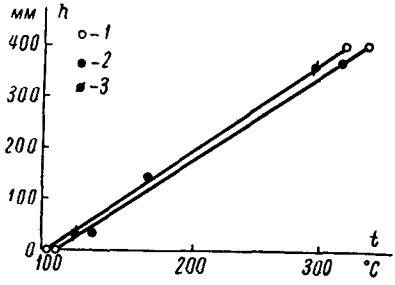


Рис 4 3 Распределение температуры набивки по высоте ротора (горячая модель РВП)

1 — расчет *2* — опыт 1 при n=2 07 *об/мин* $t_{х\ в}$=26° С $t_{г\ в}$=260° С $t_{в\ п}$=390° С $t_{ух}$=132°С, *3* — опыт 2 при n=0,67 *об/мин* $t_{х\ в}$=18° С $t_{г\ в}$=240° С $t_{в\ п}$=367° С $t_{ух}$ 124° С

Распределение температуры набивки по высоте ротора принято по термопарам, расположенным по средней оси пакета В нижней части приняты показания термопары 5 На графике нанесены также температуры металла, полученные расчетным путем по формуле

$$t_н = \frac{t_г x_1 \alpha_1 + t_в x_2 \alpha_2}{x_1 \alpha_1 + x_2 \alpha_2}, \qquad (4\text{-}1)$$

где $t_г$ и $t_в$ — температуры газа и воздуха на рассчитываемом участке, °С

Недостаточное количество точек замеров не позволяет уверенно судить о характере изменения температуры по высоте ротора Сопоставление же расчетных (по формуле 4-1) и замеренных температур металла указывает на удовлетворительную сходимость между ними Определение температуры металла по среднеарифметической величине температур газа и воздуха дает заниженный результат (на 10—15° С) Однако в практических расчетах для определения температурных деформаций температура металла может определяться и таким методом

На рис. 4-4 показаны температурные поля кожуха горячей модели, полученные при разнои скорости вращения ротора и

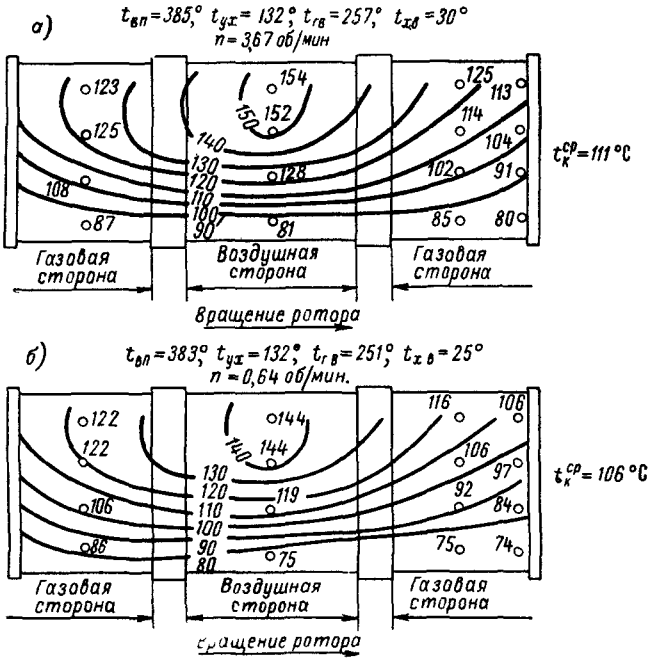


Рис. 4-4 Поля температур корпуса РВП (горячая модель) *а* — при $t'_{в\,п}=385°$ С, $t_{ух}=132°$ С, $t_{г\,в}=257°$ С, $t_{х\,в}=30°$ С, $n=3{,}67$ *об/мин*; *б* — при $t_{вп}=383°$ С, $t_{ух}=132°$ С, $t_{г\,в}=251°$ С, $t_{в\,х}=25°$ С, $n=0{,}67$ *об/мин*

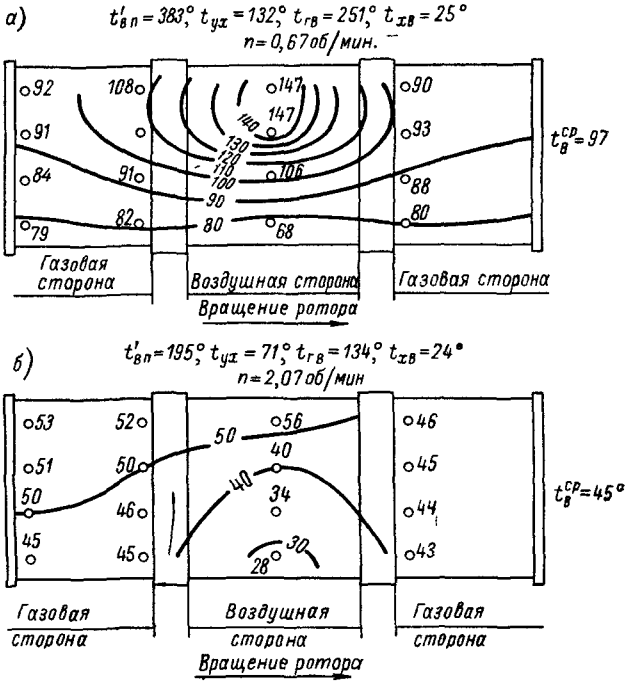


Рис. 4-5. Поля температур воздуха между корпусом и ротором (горячая модель РВП) *а* — при $t'_{вп}=383°$ С, $t_{ух}=132°$ С, $t_{г,в}=251°$ С, $t_{х\,в}=25°$ С, $n=0{,}67$ *об/мин*; *б* — при $t'_{вп}=195°$ С, $T_{ух}=71°$ С, $t_{г,в}=134°$ С, $t_{х\,в}=24°$ С, $n=2{,}07$ *об/мин*

разном уровне температур газа и воздуха. Как видно из рисунка, на характер полей оказывает влияние лишь изменение температуры воздуха. При разной скорости вращения ротора, но одинаковых температурах воздуха, температурные поля кожуха практически неизменны. В области уплотнений горячей стороны температура кожуха значительно ниже температуры горячего воздуха. Это объясняется тем, что холодный воздух, попадающий в пространство между кожухом и ротором через уплотнения холодной стороны, шунтирует ротор вследствие разности давлений по высоте РВП и разбавляет горячий воздух, протекающий через уплотнения горячей стороны.

Для сопоставления на рис. 4-5 изображены поля температуры воздуха между корпусом и ротором, которые имеют такой же характер, как температурные поля кожуха. Средняя температура кожуха на 3—10° С выше средней температуры воздуха между кожухом и ротором. Дополнительный прогрев кожуха осуществляется за счет излучения более горячего ротора. Приведенные замеры показывают, что во всех опытах средняя температура кожуха на 30—45° С ниже средней (арифметической) температуры горячего и холодного воздуха. Это происходит вследствие того, что доля холодного воздуха, попадающего в пространство между кожухом и ротором, несколько больше, чем горячего. Поэтому средневзвешенная температура воздуха в этом пространстве должна быть ниже среднеарифметической. Кроме того, снижение температуры кожуха и воздуха может происходить за счет местных присосов внешнего холодного воздуха (разрежение в кожухе во время опытов составляло 235—250 *мм вод. ст.*). На снижение температуры кожуха могло оказать влияние также наружное охлаждение. В промышленных установках с уравновешенной тягой при плотном кожухе статическое давление в нем близко к нулю, что практически исключает попадание внешнего холодного воздуха в пространство между ротором и кожухом.

На рис. 4-6 показана температура набивки и радиальной перегородки РВП котла ТПП-110 Черепетской ГРЭС. Из рисунка видно, что температура набивки и радиальной перегородки, так же как и на горячей модели, снижается по направлению к периферии и к валу ротора. Довольно резкое снижение температуры металла ротора и периферии объясняется тем, что на работающем РВП зазоры в периферийных уплотнениях газовой половины горячей стороны весьма велики, вследствие чего через них перетекает значительное количество сравнительно холодного воздуха. Можно полагать, что при нормальном состоянии этих уплотнений снижение температуры металла около обечайки ротора будет более слабым.

На рис. 4-7 изображено распределение температуры набивки по высоте ротора. При этом приняты значения температур металла в средней части ротора. Изменение температуры металла

набивки горячих слоев происходит более резко при приближении к холодной части. Это объясняется тем, что в холодной части РВП температурный напор значительно больше, чем в горячей, поэтому теплообмен и, соответственно, изменение температуры металла более интенсивны. Из графиков также видно,

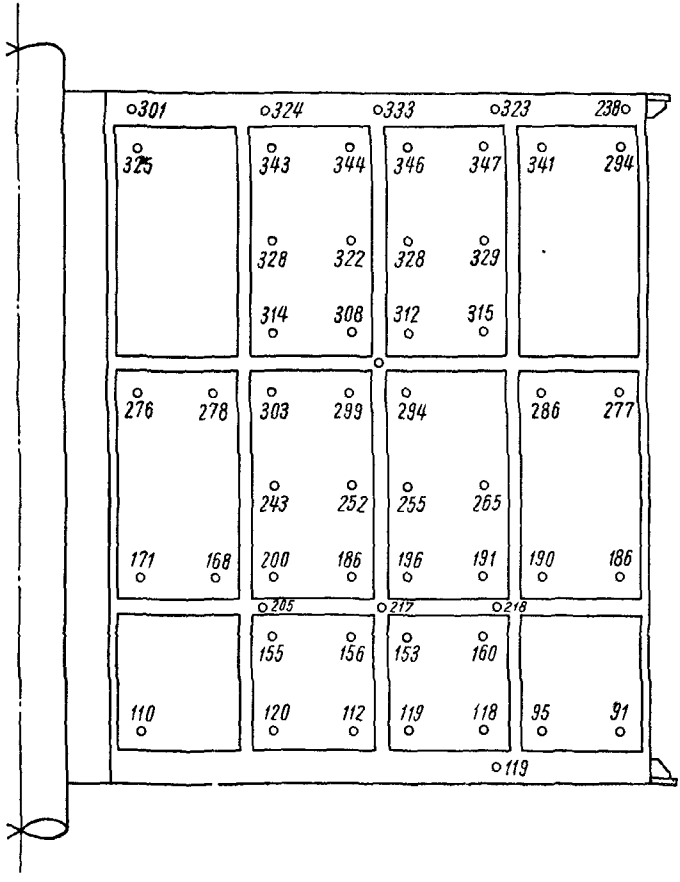


Рис 4-6 Температура набивки и радиальной перегородки ротора Котел ТПП-110; D=841 *т/ч*

что замеренные температуры металла набивки холодной и горячей частей РВП достаточно хорошо согласуются с расчетными, полученными по формуле (4-1).

Характер изменения температуры радиальной перегородки по высоте ротора несколько отличается от температуры набивки. Температура перегородки на горячей части ниже, а на холодной выше замеренной и расчетной температуры набивки. Кроме того, градиент температуры перегородки практически не меняется при переходе от горячей набивки к холодной. Такой

характер изменения температуры перегородки объясняется, по-видимому, режимом течения газа и воздуха в щелях между пакетами и перегородкой, и поэтому не связан с профилем набивки. Кроме того, вследствие худшего теплообмена при течении среды в щелях по сравнению с течением внутри набивки, температура воздуха на выходе из щели ниже, а газа выше, чем на выходе из набивки, что объясняет разные значения температур набивки и перегородки на торцах. Такое объяснение подтверждается измерением поля температур газа и воздуха

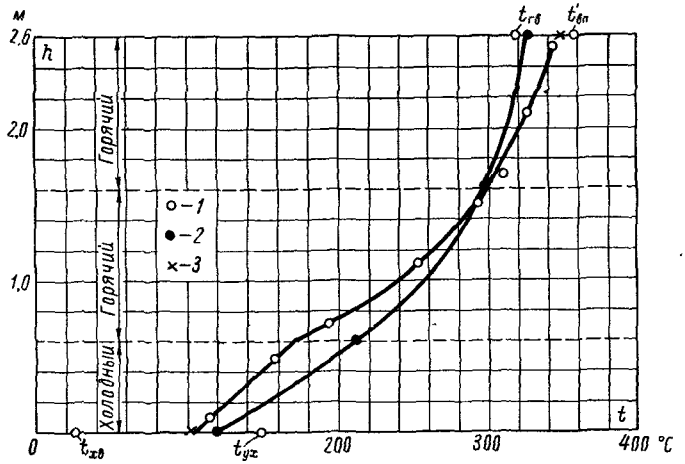


Рис. 4-7. Распределение температуры набивки и радиальной перегородки по высоте ротора. Котел ТПП-110; D=841 т/ч
1 — температура металла набивки; *2* — то же, радиальной перегородки; *3* — то же, по расчету.

на выходе из РВП, произведенным по одному радиусу кожуха в газовом и воздушном патрубках (рис. 4-8). Из графиков наглядно видно, что между пакетами набивки имеются пики температур уходящих газов и провалы температур горячего воздуха на 15—20° С.

На рис. 4-9 показаны результаты измерения температуры кожуха и воздуха между ротором и кожухом. Полученные замеры подтверждают характер полей кожуха и воздуха между ротором и кожухом, полученных на горячем стенде. На РВП котла ТПП-110 температура кожуха также на 3—10° С выше температуры воздуха между кожухом и ротором. Кроме того, средняя температура кожуха значительно ниже средней температуры между температурами холодного и горячего воздуха, что также объясняется наличием разрежения в пространстве между ротором и кожухом из-за того, что величина зазоров в периферийных уплотнениях газовой стороны была больше, чем в уплотнениях воздушной стороны. Вследствие больших

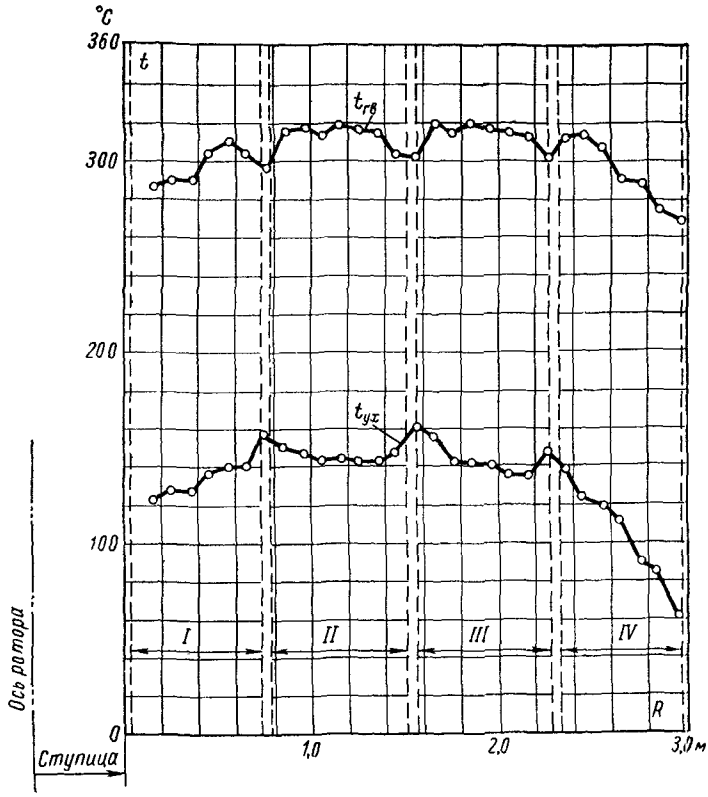


Рис. 4-8 Температура воздуха и газов непосредственно за возду хоподогревателем (по радиусу ротора) Котел ТПП-110; D= =713 т/ч I, II, III и IV — пакеты

D=841 т/ч

100• ×85	•133		•88
101• ×87	•123	82• ×77	•59
×63	•88	60• ×59	•59
45• ×53	•42	54• ×51	
36• ×32	•43	35• ×38	•40

D= 713 т/ч

117• ×114	•139	×173	
120• ×104	•134	129• ×128	•191
×67	•80	44• ×31	•135
41• ×53	•32	33• ×43	
38• ×34	•42	48• ×52	•37

Газовая сторона — Воздушная сторона

Вращение ротора

Рис. 4-9. Температуры кожуха и воздуха между кожухом и ротором; котел ТПП-110: • — кожух; × — воздух

неплотностей в кожухе, особенно в месте установки привода, происходит присос внешнего холодного воздуха, что резко снижает температуру кожуха.

По-видимому, при равномерной величине зазора в уплотнениях газовой и воздушной сторон и при плотном кожухе присос внешнего воздуха может значительно уменьшаться и температура кожуха приближаться к средней температуре холодного и горячего воздуха. Поэтому для практических расчетов с достаточной степенью точности среднюю температуру кожуха можно принимать равной среднеарифметической величине между температурами горячего и холодного воздуха. Полученные данные по температурам ротора и кожуха горячей модели и РВП котла ТПП-110 позволяют определить их температурные расширения. Радиальные и осевые составляющие перемещений ротора и кожуха можно определить по обычной формуле линейного температурного расширения:

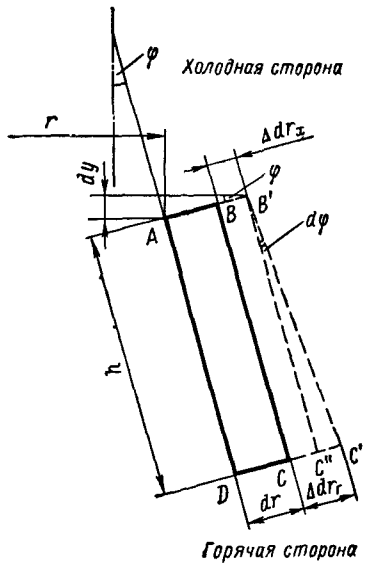


Рис. 4-10. К выводу формулы прогиба ротора

$$\Delta l = \alpha l (t - 20), \qquad (4\text{-}2)$$

где Δl — удлинение, *мм*; α — коэффициент линейного расширения металла, *мм/(м·°С)*; l — длина рассчитываемого участка, *м*; t — средняя температура рассчитываемого участка, °С; 20 — температура рассчитываемого участка в холодном состоянии, °С.

Для вывода расчетной формулы прогиба рассмотрим элементарный участок радиальной перегородки *ABCD*, равной по высоте h (суммарная высота слоев набивки) и по длине dr (рис. 4-10). При работе РВП грань *AB* элементарного участка, примыкающая к холодной стороне, удлинится на величину $\Delta dr_{\text{х}} = \alpha dr (t_{\text{х.с}} - 20)$, где $t_{\text{х.с}}$ — средняя температура радиальной перегородки ротора на холодной стороне РВП, °С. Грань *CD*, примыкающая к горячей стороне, за счет более высокой температуры удлинится на большую величину и удлинение ее составит $\Delta dr = \alpha dr (t_{\text{г.с}} - 20)$, где $t_{\text{г.с}}$ — средняя температура радиальной перегородки ротора на горячей стороне РВП, °С.

Вследствие разных удлинений граней *AB* и *CD*, грань *BC* займет новое положение B′C′, повернутое относительно первоначального на угол $d\varphi$: $d\varphi = \Delta dr_{\text{г}} - \Delta dr_{\text{х}}/h$, *рад*. Подставляя выражения для $\Delta dr_{\text{г}}$ и $\Delta dr_{\text{х}}$, получим $d\varphi = \alpha dr (t_{\text{г.с}} - t_{\text{х.с}})/h = \alpha dr \Delta t/h$, где $\Delta t = t_{\text{г.с}} - t_{\text{х.с}}$.

Полный угол поворота любого элементарного участка относительно оси ротора будет

$$\varphi = \int_0^r \frac{\alpha \Delta t}{h} dr = \frac{\alpha \Delta t r}{h}, \; рад, \tag{4-3}$$

где r — расстояние от оси ротора до рассматриваемого участка, *м*.

За счет поворота внешний угол B' элементарного участка поднимется над внутренним на величину:

$$dy = (dr + \Delta dr_x) \sin \varphi.$$

В силу малости угла поворота (для РВП полный угол $\varphi < 1°$) заменяем синус значением угла и, подставляя выражение для Δdr_x, получим

$$dy = [dr + \alpha dr (t_{x\,c} - 20)] \varphi.$$

Подставляя значение угла φ из формулы (3-3), находим

$$dy = [1 + \alpha (t_{x\,c} - 20)] \frac{\alpha \Delta t}{h} r dr.$$

Выражение $\alpha(t_{x.c}-20)$ из-за малости коэффициента линейного расширения (для углеродистой стали $\alpha = 1{,}2 \cdot 10^{-6}$ *мм*/(*мм*$\times$ $\times$°С) значительно меньше единицы, поэтому им пренебрегаем (ошибка в величине прогиба при этом допущении не превышает 0,5%). Тогда

$$dy = \frac{\alpha \Delta t}{h} r dr.$$

Таким образом, полная величина прогиба ротора составит

$$\Delta y = \int_0^R \frac{\alpha \Delta t}{h} r dr = \frac{\alpha \Delta t}{h} \frac{R^2}{2}.$$

Подставляя значение коэффициента линейного расширения, окончательно получим для углеродистой стали

$$\Delta y = 0{,}006 \frac{\Delta t R^2}{h}, \; мм, \tag{4-4}$$

где R — радус ротора, *м*; h — суммарная высота слоев набивки, *м*; Δt — разность средних температур радиальных перегородок на горячей и холодной сторонах РВП, °С.

С достаточной степенью точности можно принимать:

$$\Delta t = \frac{t_{г\,в} + t'_г}{2} - \frac{t_{х\,в} + t_{ух}}{2},$$

где $t_{г.в}$ и $t_{х.в}$ — температура горячего и холодного воздуха; $t'_г$ и $t_{ух}$ — температура газов на входе и выходе из РВП.

Опытная проверка температурных перемещений ротора производилась на горячей модели воздухоподогревателя ЗиО. Результаты измерений температурных расширений ротора при различных температурах газа и воздуха показаны на рис. 4-11. На этом же рисунке нанесены кривые прогиба ротора, полученные расчетным путем по уравнению (4-4). Построение расчетных кривых производилось от замеренной точки на периферии ротора. Как видно из рисунка, характер прогиба ротора, полученный расчетным и опытным путем, достаточно хорошо согласуется между собой. Сопоставление величины прогиба ротора изображено на рис. 4-12, *а*, где в зависимости от перепада температуры на роторе показаны расчетные и опытные величины прогиба ротора. За опытное значение прогиба принималась разность замеренных осевых перемещений ротора на периферии и около вала. Этот график подтверждает удовлетворительную сходимость расчетных и опытных данных. Удовлетворительное совпадение получено также при определении линейных осевых расширений (рис. 4-12, *б*). В данном случае осевое расширение определялось по разнице осевых расширений вверху и внизу на периферии ротора. За расчетную температуру ротора принималась среднеарифметическая величина из температур газа и воздуха до и за РВП.

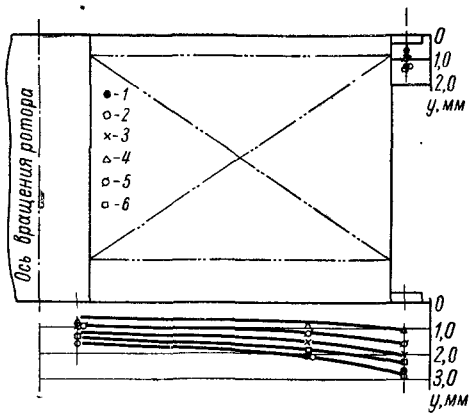


Рис. 4-11. Температурные перемещения ротора горячей модели РВВ

1 — при $t'_{в.п}$ =387° С, $t_{ух}$ =128° С, $t_{г.в}$ =254° С, $t_{х.в}$=21° С; *2* — соответственно 385° С, 126°С, 252°С, 21° С; *3* — то же 294° С, 100° С, 196° С, 24° С; *4* — то же 195° С, 71° С, 134° С, 24° С; *5* — то же 254° С, 87° С, 172° С; 24° С; *6* — то же 348° С, 122° С, 234° С, 30° С; ——— — по формуле (4-4)

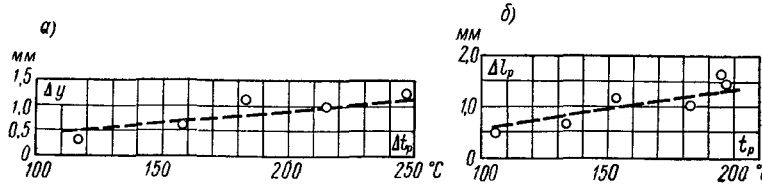


Рис. 4-12. Температурные деформации ротора: *а* — прогиб в зависимости от перепада температур; *б* — осевое расширение в зависимости от средней температуры. ○ — опытные данные; — — — — по расчету

На рис. 4-13 показаны результаты измерения перемещений ротора воздухонагревателей котла ТПП-110 и БКЗ-160-100ГМ. Из рис. 4-13, *а* видно, что замеренная величина прогиба и линейные расширения ротора РВП котла ТПП-110 удовлетворительно совпадают с расчетными. Прогиб ротора РВП котла БКЗ-160-100ГМ в холодной части составляет 1,9 *мм*, в горячей — 2,1 *мм* (рис. 4-13, *б*). Таким образом, в среднем замеренная величина прогиба ротора равна 2 *мм*. Расчетная величина прогиба при температурных условиях опыта составляет 1,65 *мм*, что также подтверждает достаточную надежность формулы (4-4) для определения прогиба ротора. Расчеты и замеры пока-

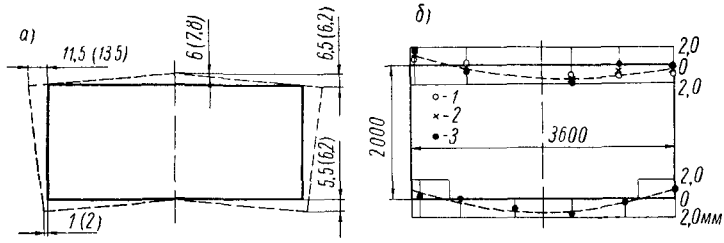


Рис. 4-13. Перемещение ротора РВП: *а* — котел ТПП-110 $t'_{вп}=358°$ С, $t_{ух}=142°$ С, $t_{г.в}=324°$ С, $t_{х.в}=15°$ С, *б* — котел БКЗ=160=100 ГМ. Открытые цифры — замер; цифры в скобках — расчет; *1* — при $t'_{вп}=$ $=260°$ С, $t_{ух}=117°$ С, $t_{г.в}=215°$ С, $t_{х\ в}=36°$ С; *2* — соответственно 268° С, 117° С, 215° С, 35° С; *3* — то же 254° С, 107° С, 205° С, 32° С

зывают, что линейные температурные расширения ротора и кожуха и прогиб ротора соизмеримы между собой и имеют довольно значительные величины. Поэтому место расположения опорного подшипника ротора и направление движения газа и воздуха могут оказать существенное влияние на надежность работы и эффективность уплотнений. Вопросы надежности уплотнений при разных схемах РВП рассматривались в [26].

В табл. 4-1 приведены расчетные значения расширений элементов воздухонагревателей котлов ТПП-110 и ТТМ-84А при условии наличия плотного кожуха, а на рис. 4-14 показаны схемы различной компоновки РВП. Температуры газов и воздуха принимались из тепловых расчетов котлов, выполненных ТКЗ.

Приведенные схемы и расчеты показывают, что при наиболее часто встречающейся компоновке РВП, когда горячая сторона расположена в верхней части, наибольшие перемещения ротора относительно кожуха имеют место в том случае, когда опорный подшипник расположен также вверху (схема I). В этом случае при прогреве на горячей стороне около вала ротор останется на месте; обечайка ротора вследствие прогиба опустится вниз на 5,2 *мм* (для РВП $D=6800$ *мм*). Верхняя

плита кожуха поднимается вверх на 7,2 *мм*. Таким образом, для обеспечения плотности воздухоподогревателя образовавшиеся зазоры должны быть выбраны уплотнениями при регулировке их положения в горячем состоянии. В связи с этим периферийные уплотнения типа ЗиО, которые устанавливаются на крышках кожуха и примыкают к фланцу ротора сверху, должны быть опущены на 12 *мм*. Радиальные плиты на периферии также дол-

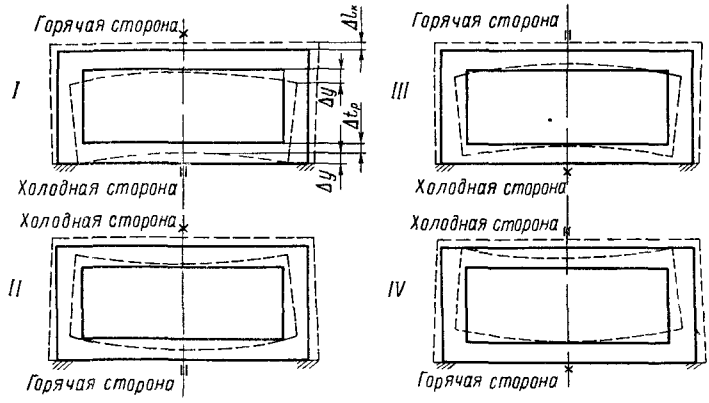


Рис 4-14 Схемы температурных перемещений ротора и кожуха
———— — холодное состояние, — — — — — — горячее состояние, × — опорный подшипник, ‖ — направляющий подшипник

жны быть опущены на 12 *мм* и около вала на 7 *мм*. Во время остановки котла при остывании воздухоподогревателей ротор и кожух займут исходное положение и поднимут уплотнения на величину относительного расширения (на периферии на 12 *мм*;

Таблица 4-1

Температурные расширения элементов воздухоподогревателей

Наименование	Обозначение	Размерность	ТПП 110	ТГМ-84А
Диаметр ротора	D	*мм*	6800	5400
» ступицы ротора	d	»	800	800
Суммарная высота слоев набивки	$h_и$	»	3000	1800
Высота ротора	$h_р$	»	3550	2200
Температура газов перед воздухоподогревателем	$t'_{в\,п}$	°С	384	323
Температура уходящих газов	$t_{ух}$	°С	122	150
» горячего воздуха	$t'_{г\,в}$	°С	350	278
» холодного воздуха	$t_{х\,в}$	°С	30	70
Осевое расширение ротора	$\Delta h_р$	*мм*	8,5	4,8
Прогиб ротора	Δy	»	5,2	3,4
Осевое расширение кожуха	$\Delta h_к$	»	7,2	4,1

около вала на 7 *мм*). При последующем пуске котла и расширении РВП уплотнения должны занять положение, установленное при их регулировке. Таким образом, при пусках и остановах котла уплотнения горячей стороны должны перемещаться на величину относительных перемещений ротора и кожуха Однако вследствие заноса золовыми отложениями зазоров между деталями уплотнений может произойти заклинивание движущихся частей уплотнений и их разрегулирования Подобное явление наблюдалось при испытании воздухоподогревателей ЗиО котла ПК-47-1 при сжигании мазута

На холодной стороне РВП при прогреве ротор и кожух сближаются около вала на величину осевого расширения ротора (8,5 *мм*), а на периферии на сумму осевого расширения и прогиба ротора (13,7 *мм*). При останове котла ротор отойдет от кожуха и в холодном состоянии между ротором и уплотнениями образуется зазор, который при растопке котла выбирается температурными расширениями ротора Таким образом, на холодной стороне РВП уплотнения практически неподвижны и могут обеспечить необходимую плотность

Если опорный подшипник расположен в нижней части РВП (схема III), то в горячем состоянии на горячей стороне около кожуха поднимется вверх на величину осевого расширения (8,5 *мм*). На периферии перемещение равно разности осевого перемещения и прогиба ротора Поскольку для РВП котла ТПП-110 осевое перемещение ротора больше прогиба, то на периферии ротор поднимется вверх на 3,3 *мм*. Верхняя плита кожуха поднимется вверх на величину осевого расширения (7,2 *мм*) Таким образом, при прогреве РВП на горячей стороне около вала расстояние между кожухом и ротором сократится на 1 *мм* На периферии это расстояние увеличится на 4 *мм* Следовательно, при регулировке уплотнений и горячем состоянии при пусках и остановах котла положение радиальных плит около вала остается неизменным, так как при охлаждении в этом месте образуется зазор. Положение периферийных уплотнений и внешнего конца радиальных плит должно изменяться на 4,0 *мм*.

На холодной стороне РВП около вала относительное положение ротора и кожуха при прогреве остается неизменным На периферии ротор и кожух сближаются на величину прогиба ротора (5,2 *мм*). Это означает, что при регулировке уплотнений в горячем состоянии в последующем их положение остается неизменным, так как при остывании ротор отходит от кожуха Сопоставляя эти две схемы компоновки РВП, можно видеть, что расположение опорного подшипника на холодной стороне предпочтительно, так как обеспечивает более надежную работу уплотнений горячей стороны вследствие значительно меньшей величины их перемещений Это означает, что даже в случае заклинивания деталей уплотнений, образующиеся зазоры могут

иметь меньшую величину, чем при расположении подшипника в верхней части, что обеспечит большую плотность РВП.

Рассматривая температурные перемещения РВП котла ТГМ-84, видно, что здесь преимущества компоновки воздухоподогревателя с опорным подшипником, расположенным на холодной стороне, еще более явны. Это следует из того, что при такой компоновке РВП перемещение уплотняющих элементов периферийных уплотнений и внешнего конца радиальных плит составляет 2,5 *мм*, что находится в пределах точности величины устанавливаемого зазора между уплотнениями и ротором, т. е. при работе котла во время его пусков и остановов не потребуется дополнительных подрегулировок уплотнений, так как последние остаются практически неподвижными при всех режимах работы котла. В случае же расположения опорного подшипника на горячей стороне при пуске и останове котла перемещение уплотняющих элементов периферийных уплотнений и внешнего конца радиальных плит должно составлять 7,5 *мм*, что может нарушить герметичность уплотнений при сжигании твердого и жидкого топлива. При увеличении диаметра ротора работа уплотнений осложняется в еще большей степени.

Схемы компоновки РВП с расположением холодной стороны в верхней части неблагоприятны при сжигании высокосернистых топлив, так как образующиеся на набивке холодной стороны сернокислотные соединения могут распространяться на нижележащую поверхность нагрева, усиливая ее коррозию. Однако такие компоновки РВП встречаются в котлостроении. При размещении холодной стороны РВП и опорного подшипника в верхней части (схема II) расстояние между ротором и кожухом на холодной стороне около вала при прогреве РВП увеличится на величину осевого перемещения кожуха. Для РВП котла ТПП-110 эта величина составит 7,2 *мм*. На периферии расстояние между ротором и кожухом изменится на разность осевого расширения кожуха и прогиба ротора, т. е. увеличится на 3 *мм*. Следовательно, при пуске и останове котла радиальные плиты около вала должны перемещаться на 7 *мм*, а периферийные уплотнения и внешний конец радиальных плит должны перемещаться на 3 *мм*. На горячей стороне около вала расстояние между кожухом и ротором сократится на величину осевого расширения ротора (8,5 *мм*). На периферии это расстояние сократится на 3 *мм*. Следовательно, уплотнения горячей стороны при работе котла остаются практически неподвижными.

Если опорный подшипник расположен внизу (схема IV), то на холодной стороне расстояние между ротором и кожухом около вала изменится на разность осевых расширений ротора и кожуха, т. е. сократится на 1,3 *мм*, а на периферии на 6,5 *мм*, т. е. уплотнения холодной стороны остаются неподвижными. На горячей стороне расстояние между ротором и кожухом около вала остается неизменным, а на периферии увеличится на

5,2 *мм*, следовательно, периферийные уплотнения и внешний конец радиальных плит должен перемещаться на 5 *мм*. Для воздухоподогревателя котла ТГМ-84 при расположении опорного подшипника вверху перемещение уплотнений холодной стороны около вала должно составлять 4 *мм*, а на периферии уплотнения остаются практически неподвижными, так как расстояние между ротором и кожухом увеличивается менее чем на 1 *мм*. При этой схеме уплотнения горячей стороны остаются неподвижными, так как расстояние между ротором и кожухом сокращается. При размещении опорного подшипника внизу уплотнения холодной стороны остаются неподвижными, так как расстояние между ротором и кожухом сокращается около вала и на периферии. Уплотнения горячей стороны около вала также неподвижны, а на периферии должны перемещаться на 3—4 *мм*.

Рассматривая компоновки РВП с расположением холодной стороны вверху, предпочтение следует отдать схеме с размещением опорного подшипника ротора в верхней части. В этом случае для РВП диаметром 6800 *мм* (котел ТПП-110) перемещения уплотнений несколько больше, чем при размещении опорного подшипника внизу, но эти перемещения необходимы по отношению к уплотнениям холодной стороны, ухудшение плотности которых не сказывается на тепловую работу РВП. В то же время, как и при размещении опорного подшипника внизу, необходимы перемещения уплотнения горячей стороны, при нарушении плотности которых ухудшается тепловая работа РВП. Кроме того, в этом случае возможностей для нарушения нормальной работы уплотнений горячей стороны значительно больше, так как при промывке РВП загрязненная пульпа будет заливать уплотнения, способствуя загрязнению зазоров между движущимися частями уплотнений, вызывая заклинивание последних. Для воздухоподогревателя диаметром 5400 *мм* (котел ТГМ-84) расположение опорного подшипника вверху предпочтительнее с точки зрения работы всех уплотнений.

Таким образом, рассматривая все четыре компоновки РВП с периферийными уплотнениями колодочного типа, примыкающими к торцевым плоскостям ротора, можно сделать вывод о том, что надежная работа уплотнений такого типа может быть обеспечена на РВП, имеющих диаметр ротора не более 5,0—5,5 *м*, с размещением горячей стороны вверху, а опорного подшипника внизу. У таких РВП уплотнения после регулировки практически остаются неподвижными при изменениях режима работы котла, пусках и остановах. В других схемах РВП, а также у РВП с большим диаметром ротора (7,0 *м* и более), что необходимо для котлов мощных блоков, должна быть обеспечена подвижность колодок уплотнений. При сжигании твердого и жидкого топлива возможно забивание зазоров между движущимися частями уплотнений золовыми отложениями, вследствие чего возможно заедание колодок, что приведет к

повышению присоса воздуха через образовавшиеся зазоры между фланцами ротора и колодками уплотнений, либо к заклиниванию ротора. Поэтому для РВП больших диаметров должна быть разработана другая система уплотнений. Принципиально более правильной является конструкция уплотнений с примыканием уплотняющих элементов по радиусу с внешней стороны обечайки ротора, так как радиальные расширения ротора имеют большую величину, чем кожухи, поэтому при остановах котла ротор будет отходить от уплотнений с образованием некоторого зазора, который при последующих пусках будет выбираться термическими расширениями.

ГЛАВА ПЯТАЯ

ЭКСПЛУАТАЦИЯ КОТЕЛЬНЫХ РВП

5-1. Работа уплотнений. Присосы

Как показал опыт эксплуатации, регенеративные вращающиеся воздухоподогреватели работают в весьма тяжелых условиях.

В наиболее неблагоприятных условиях при эксплуатации РВП находятся уплотнения, так как на их работу оказывают влияние многие факторы. Как показано выше, из-за значительной разности температур на горячей и холодной сторонах ротора, последний приобретает грибообразную форму. При этом величина прогиба ротора y не является постоянной, так как разность температур на горячей и холодной сторонах изменяется при различных режимах работы котла. Помимо прогиба ротора, было обнаружено, что по истечении некоторого времени работы РВП появляется биение фланцев ротора как в осевом, так и в радиальном направлениях. Величина осевого биения модернизированных РВП Таганрогского котельного завода незначительна и достигает 1 *мм* на РВВ-54М (котел ТГМ-84А Ферганской ТЭЦ) и 2 *мм* на РВВ-68М (котел ТПП-110 Черепетской ГРЭС). Величина радиального биения фланцев ротора достигает 3 *мм* на РВВ-54М и 6 *мм* на РВВ-68М. На РВП первых выпусков с ротором, выполненным в виде многогранника, биение достигало значительно больших величин. Биение ротора объясняется тем, что в обечайке и перегородках ротора возникают значительные напряжения, вызываемые температурной неравномерностью (температура фланца и обечайки ротора на горячей стороне ниже температуры перегородки, в ряде случаев, на 100—150° С) и весом ротора, кроме того, имеют место остаточные напряжения после сварки отдельных частей ротора.

Ввиду значительной разности температур крышки и кожуха РВП на горячей стороне крышка приобретает форму эллипса с большой осью, расположенной в плоскости радиальных плит. Кроме того, кожух имеет неодинаковую температуру по периметру и соответственно неодинаковые температурные расширения. Разность вертикального расширения кожуха на воздушной и газовой сторонах достигает 3 *мм*. Причем температура кожуха, а следовательно, и расширение его — не постоянны, а зависят от режима работы котла, положения уплотнений и, возможно, от температуры наружного воздуха. Следует отметить также, что диаметр ротора не остается постоянным при различных режимах котла. На работу уплотнений РВП влияют расположение несущей опоры вверху или внизу ротора и подвод газов к РВП сверху или снизу (см. гл. 4).

Кроме перечисленных факторов, на работу уплотнений РВП ТКЗ первых выпусков значительное влияние оказывают температурные деформации каркаса котла, каркаса РВП, железобетонной тумбы и газовых коробов. Это связано с тем, что нижняя опора РВП не связана конструктивно с верхней, направляющей, опорой. В результате этого верхняя часть каркаса РВП, соединенная с каркасом котла, при нагревании расширяется и уводит верхнюю опору относительно нижней, установленной на железобетонной тумбе. Так как бетон и металл имеют различные коэффициенты линейного расширения, то при изменении температуры наружного воздуха ротор и корпус могут несколько смещаться относительно друг друга по высоте. На некоторых котлах ТКЗ верхняя балка РВП, в которой установлены направляющие подшипники, связывает все четыре воздухоподогревателя (котел ТПП-110). Во время работы балка нагревается (до 130—150° С) и в результате ее расширения опоры уходят от оси котла. Патрубки дымовых газов присоединены к общему коробу, который при нагревании расширяется и перекашивает корпус РВП.

С учетом перечисленных факторов ЦКТИ были выставлены оптимальные эксплуатационные зазоры в уплотнениях РВВ-54М котла ТГМ-82А Ферганской ТЭЦ и РВВ-68М котла ТПП-110 Черепетской ГРЭС. При этом зазоры в уплотнениях РВВ-54М составили: на холодной стороне 1—2 *мм* в радиальных и периферийных, на горячей стороне 4—5 *мм* в периферийных и радиальных на периферии и 1—2 *мм* в радиальных у вала. При меньших зазорах происходит задевание ротора за уплотнения при останове котла. Присосы при этих зазорах при длительной работе без регулировки, в том числе при пусках и остановах котла (1 год), составили $\Delta\alpha = 0{,}1 \div 0{,}14$ при номинальной нагрузке котла. При минимальных зазорах в уплотнениях и нагрузке котла 80% от номинальной они равны $\Delta\alpha = 0{,}10$.

При оптимальных эксплуатационных зазорах в РВВ-68М присосы составили в среднем $\Delta\alpha = 0{,}18$. Следует отметить, что

в РВП первых выпусков присосы достигали больших величин (до $\Delta\alpha=0{,}30$ и более). ЦКТИ проводились испытания на РВВ-54М котла ТГМ-84А Ферганской ТЭЦ с целью определения перетечек воздуха через радиальные и периферийные уплотнения. На основании опытных данных была установлена зависимость перетечек воздуха от зазоров в уплотнениях (рис. 5-1). Расчет перетечек воздуха через зазоры в уплотнениях производится по формуле (1-10). Коэффициент расхода принят для радиальных (и аксиальных) уплотнений равным $\mu=0{,}8$. Через периферийные уплотнения воздух проходит дважды — на газовой и воздушной сторонах. Поэтому, учитывая последовательное расположение уплотнений, коэффициент расхода для периферийных уплотнений принят $\mu=0{,}565$. Данные, полученные расчетным путем, близки к опытным данным.

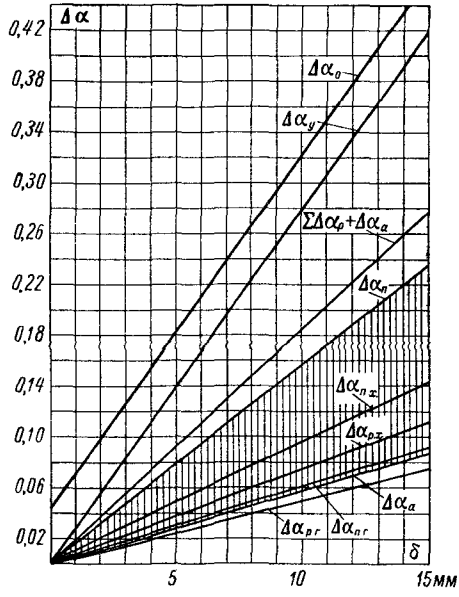


Рис 5-1 Перетечки воздуха в уплотнениях.

$\Delta\alpha_0$ — общие перетечки (присосы) воздуха в РВП; $\Delta\alpha_y$ — суммарные перетечки воздуха через все уплотнения (без учета аксиальных); $\Sigma\Delta\alpha_р + \Delta\alpha_а$ — перетечки воздуха через радиальные и аксиальные уплотнения (здесь принято условно, что периферийных уплотнений нет); $\Delta\alpha_{р.г}$ и $\Delta\alpha_{р.х}$ — перетечки воздуха через радиальные уплотнения на горячей и холодной сторонах; $\Delta\alpha_{п.г}$ и $\Delta\alpha_{п.х}$ — перетечки воздуха через периферийные уплотнения на горячей и холодной сторонах, $\Delta\alpha_п$ и $\Delta\alpha_а$ — перетечки воздуха через периферийные и аксиальные уплотнения

Как видно из графика, большая часть присосов относится к периферийным уплотнениям. Установка аксиальных уплотнений дает возможность значительно снизить присосы в РВП при тех же зазорах. Заштрихованная площадка показывает, насколько может снизить присосы аксиальное уплотнение по сравнению с периферийным при тех же зазорах. В этом случае периферийные уплотнения выполняют роль байпасных уплотнений, не позволяющих перетекать воздуху с холодной на горячую сторону помимо ротора. Таким образом, при качественном изготовлении и монтаже РВП, установке аксиальных уплотнений и регулировке уплотнений при каждом пуске котла (для чего необходима механизация регулировки радиальных и аксиальных полей) можно достичь величин присосов в РВП, не превышающих $\Delta\alpha=0{,}10\div0{,}15$.

5-2. Загрязнение

При работе котлов на твердом и жидком топливах пакеты с набивкой в РВП сильно забиваются золой. Отложения золы начинаются на холодной стороне, а затем распространяются по всей поверхности нагрева. Особенно интенсивные отложения золы и частиц топлива наблюдаются во время пуска котла, при работе растопочных мазутных форсунок. На интенсивность отложения золы в пакетах набивки оказывают влияние многие факторы: вид сжигаемого топлива, процесс горения, состав золы, режим работы котла, температура холодного воздуха и другие [28, 29, 30]. В РВП котлов, работающих на твердом топливе, отложения обычно рыхлые и легко удаляются при помощи обдувочных устройств. При отсутствии обдувочных аппаратов наблюдались случаи полного забивания набивок РВП золой, случаи полного забивания наблюдались также и при выходе обдувочного аппарата из строя.

При эксплуатации котла на сернистом мазуте РВП работает в более неблагоприятных условиях, так как золовые отложения являются слипающимися, трудноудаляемыми обдувкой. Эти отложения состоят из сульфатов, окислов железа, свободной серной кислоты и углерода в виде сажи.

Состав отложений показан в табл. 5-1.

Таблица 5-1

Состав отложений на поверхностях нагрева РВП

Место отбора проб	Содержание химических соединений в отложениях, %										
	SiO_2	SO_3	CuO	Fe_2O_3	Al_2O_3	CaO	MgO	V_2O_5	NiO	Na_2O+K_2O	H_2SO_4
Пакеты центральной зоны	0,6	9,45	4,6	12,8	5,4	3,1	0,75	11,0	0,05	2,8	30,0
Пакеты средней зоны	0,5	9,3	4,8	8,8	5,4	3,1	1,5	10,67	0,07	3,2	—
» периферийной зоны	1,4	9,3	1,4	10,0	3,4	4,1	0,7	11,8	0,05	3,0	28,4
Среднее значение	0,83	9,35	3,6	10,53	4,73	3,43	0,98	11,15	0,057	3,0	—

Процесс загрязнения РВП особенно интенсивно происходит при низкой температуре холодного воздуха, так как в этом случае температура металла набивки на холодной стороне ниже точки росы, вследствие чего отложения становятся влажными, что способствует налипанию золы. Кроме того, низкая температура металла приводит к конденсации серной кислоты и усиленной коррозии набивки. Поэтому рекомендуется при сжигании высокосернистых мазутов холодный воздух подогревать в колориферах до температуры 60—70° С, а иногда и выше. При работе котла на высокосернистом мазуте сопротивление РВП может увеличиться через 15—20 дней в 3—5 раз при отсутствии предварительного подогрева холодного воздуха, при

подогреве же холодного воздуха до 60—70° С этот период составляет 30—40 дней и более. При сжигании малозольных топлив значительного забивания РВП отложениями не наблюдается и промывка производится через несколько месяцев. Трудноудалимы отложения при сжигании малосернистых мазутов, так как в них содержится значительное количество труднорастворимых окислов кальция и магния (CaO, MgO). Эти отложения плохо удаляются и обдувкой и обмывкой, в результате чего пакеты приходится разбирать и чистить каждый лист отдельно.

5-3. Коррозия

Срок службы и надежность работы РВП в значительной мере определяет коррозия листов набивки. Коррозия зависит от температуры металла набивки, типа сжигаемого топлива, от режима работы и ряда других факторов. При сжигании твердых топлив и малосернистых мазутов скорость коррозии набивки РВП сравнительно невелика и составляет 0,2 *мм/г*. При работе котла на высокосернистом мазуте скорость коррозии в сильной степени зависит от температуры металла, точки росы серной кислоты и водяных паров. Зависимость скорости коррозии от температуры при сжигании сернистых топлив изучалась зарубежными и отечественными исследователями. Максимум коррозии наблюдается при температуре 105° С. При температуре 85—90° С скорость коррозии снижается, а при дальнейшем снижении температуры — повышается. Сравнительно невелика скорость коррозии при температуре 130—135° С (0,3 *мм/г*). Скорость коррозии холодного слоя набивки РВП при сжигании высокосернистого мазута в зоне точки росы достигает 2 *мм/г* и выше. Уже через полгода холодный пакет укорачивается примерно на 100—150 *мм* за счет коррозии, а через 1,5—2 года холодный пакет практически полностью выходит из строя и если не заменить своевременно холодную часть набивки, коррозия переходит на горячие пакеты.

При движении газов в РВП сверху вниз (например, котлы ТГМ-94) холодная сторона РВП находится вверху, что приводит к значительной коррозии и горячего слоя набивки во время промывки РВП. За последнее время за рубежом находят применение на холодной стороне РВП эмалированные и керамические набивки. Работы по применению этих набивок ведутся и в СССР (ТКЗ, ЗиО, ВТИ, МоЦКТИ). Значительно снизить коррозионные явления можно сжиганием топлива при малых избытках воздуха ($\alpha'_{п.п}=1{,}01\div1{,}02$). Это объясняется тем, что при малых избытках образуется меньше серного ангидрида SO_3. При остановах котлов, работающих на высокосернистом мазуте, РВП необходимо промывать, так как в противном случае происходит сильная коррозия. Последняя вызвана тем, что SO_3, содержащийся в значительном количестве в отложениях, реаги-

рует с влагой воздуха, образовывая тем серную кислоту большой концентрации, которая хорошо взаимодействует с железом. В настоящее время ведутся работы по снижению коррозии за счет ввода различных присадок в топливо.

5-4. Обдувка и обмывка

На котлах, сжигающих твердые топлива, наиболее эффективным средством по удалению отложений в пакетах набивки РВП является обдувка. В качестве обдувочных аппаратов в основном применяются обдувочные аппараты качающегося типа завода «Ильмарине» ОАРВ, ОК и ОП, отличающиеся лишь конструктивно и выпускаемые заводом в разное время.

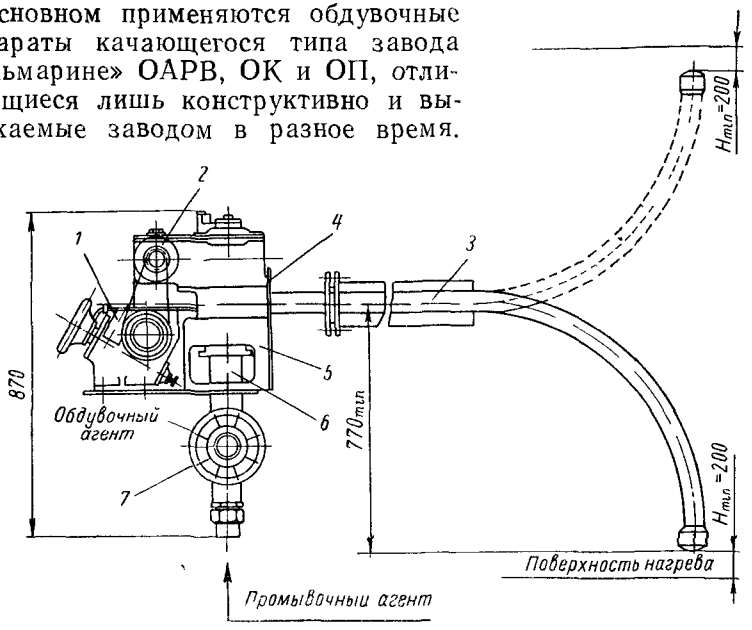


Рис 5-2. Обдувочный аппарат типа ОП
1 — привод; *2* — редуктор; *3* — обдувочно-промывочная труба; *4* — фланец присоединительный; *5* — корпус; *6* — муфта; *7* — узел клапана

В настоящее время заводом выпускается обдувочный аппарат только типа ОП. Аппараты устанавливаются на газовой стороне воздухоподогревателя для очистки сверху вниз. При большой высоте ротора они устанавливаются вверху и внизу. Эти аппараты обеспечивают периодическое движение трубы с сопловой головкой от центра ротора к периферии и обратно. Обдувка производится автоматически. При включении аппарата одновременно с движением сопловой трубы автоматически открывается клапан подачи пара. Обдувка производится перегретым паром при температуре 400°С под давлением от 15 до 40 *ат*, 1—2 раза в смену. Обдувка РВП при сжигании

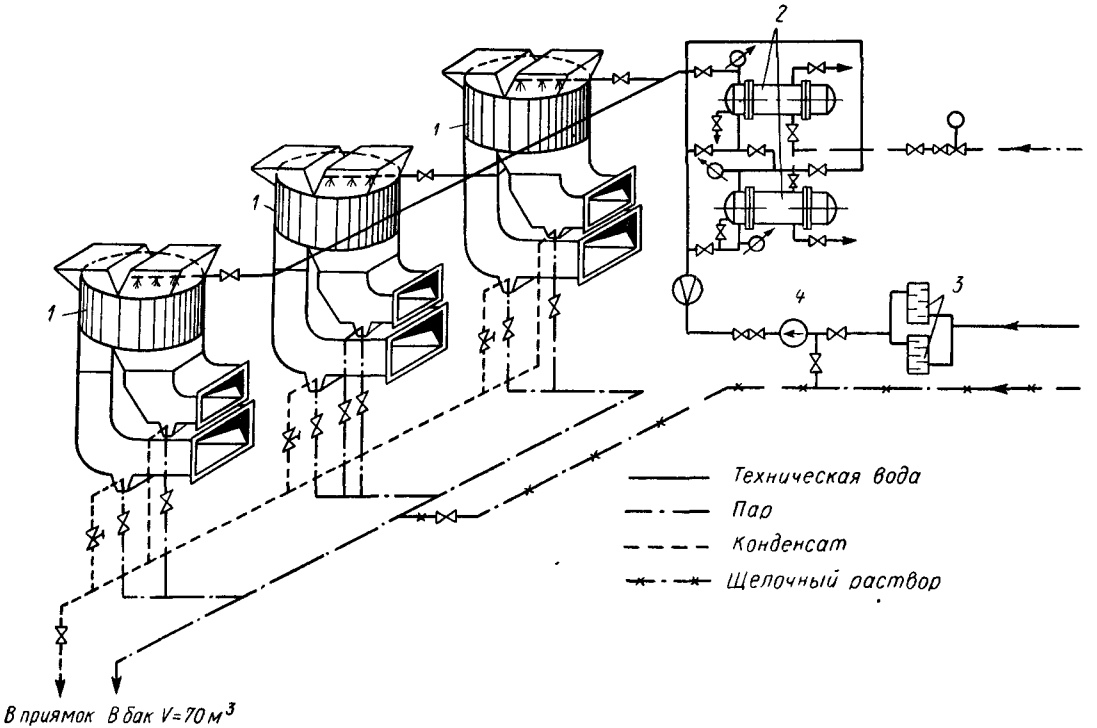


Рис 5-3. Схема обмывки РВП

сернистых мазутов малоэффективна, но иногда ее применение увеличивает межпромывочные сроки. На рис. 5-2 показан обдувочный аппарат качающегося типа завода «Ильмарине» типа ОП.

На большинстве котлов, сжигающих сернистый мазут, применяется водная обмывка РВП [31, 32]. В зависимости от степени загрязнения обмывка производится через 15—20 дней при температуре холодного воздуха 30° С, через 30—40 дней при предварительном подогреве холодного воздуха до 60—70° С. Обмывка производится как на остановленных, так и на работающих РВП. На рис. 5-3 показаны схемы обмывки РВП со стационарными соплами. Стационарная труба с соплами устанавливается в верхней части ротора на газовой стороне, часто устанавливают сопловые трубы и в нижней части, а иногда ставят третью сопловую трубу на воздушной стороне (рис. 5-4). Обмывка производится технической водой давлением 6 *ат* при температуре 70—80° С. С уменьшением температуры воды растворимость отложения резко уменьшается и время обмывки увеличивается. При расходе воды $G_в = 100$ *т/ч* обмывка производится в течение 1—2 *ч*. Кроме стационарных сопловых труб для обмывки применяются также обдувочные аппараты типа ОК и ОП. Вода в аппарат подводится через обратный клапан.

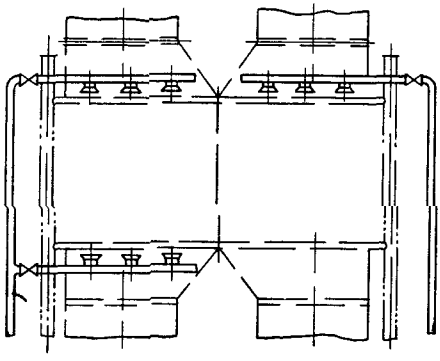


Рис 5-4 Установка обмывочных сопел

5-5. Пожары в РВП

Несмотря на то, что при сжигании мазута в топках котлов потери с механическим недожегом незначительны, а содержание горючих в золе равно 6—7%, в отдельных случаях происходит значительное сажеобразование. Причиной сажеобразования может быть недостаток воздуха, нарушение топочного режима, неправильная работа горелочных устройств (применение некачественно изготовленных и не оттарированных форсунок), неравномерное распределение воздуха по горелкам, высокая вязкость мазута и т. п. Особенно опасными, с точки зрения сажеобразования, являются предпусковые и пусковые периоды. При частых пусках котла на мазуте в отложениях на хвостовых поверхностях нагрева содержится значительное количество горючих (сажи), которые легко воспламеняются.

В регенеративных воздухоподогревателях отложения сажи особенно опасны, так как в них имеет место неограниченный доступ воздуха. При возникновении очагов пожара последний быстро распространяется на весь РВП, а иногда и на другие поверхности нагрева. Пожар развивается с большой скоростью, а при температуре 800—1000° С начинает гореть набивка. Если пожар своевременно не ликвидировать, то поверхность нагрева может сгореть полностью, а ротор и другие элементы РВП деформируются, в результате чего необходимо производить замену всего РВП. Первым признаком пожара является повышение температуры газов и горячего воздуха; раскаляются патрубки РВП и коробы, происходит выбивание искр через периферийные уплотнения и неплотности. Вопросам предупреждения пожаров в РВП должно быть уделено особое внимание. Основой противопожарной профилактики должна быть наладка работы горелок и недопущение режимов работы котла с видимым выделением сажи (дымление).

Если есть возможность, то пуски котла целесообразно осуществлять на газе. Как одно из средств предупреждения пожаров является водная промывка поверхности нагрева, которая может быть использована также и при ликвидации пожаров. Наиболее эффективным средством тушения пожара является подача большого количества воды в РВП. При этом вода в основном только локализует очаги пожара и не дает возможности распространяться по всему РВП. В зоне высоких температур вода разлагается на водород и кислород и дополнительно интенсифицирует процесс горения. Как показывает опыт, паротушение является малоэффективным средством.

ГЛАВА ШЕСТАЯ

ТЕПЛОВОЙ И АЭРОДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ КОТЕЛЬНОГО РВП

Тепловой и аэродинамический расчет котельного РВП производится по формулам и рекомендациям, изложенными в гл. 1 и 2. Для теплового расчета имеем:

1. Количество тепла, воспринятое воздухоподогревателем, определяется по уравнению конвективного теплообмена:

$$Q = kH\Delta t, \ ккал/ч,$$

где k — коэффициент теплопередачи, $ккал/(м^2 \cdot ч \cdot град)$; H — полная двусторонняя поверхность нагрева листов, расположенная во всем роторе, $м^2$; Δt — температурный напор, *град*.

2. Коэффициент теплопередачи, отнесенный к полной двусторонней поверхности нагрева:

$$k = П\xi \frac{1'}{\frac{1}{x_1\alpha_1} + \frac{1}{x_2\alpha_2}}, \ ккал/(м^2 \cdot ч \cdot град),$$

где $П$ — коэффициент, учитывающий нестационарность процесса в РВП; ξ — коэффициент использования РВП, x_1 и x_2 — доли поверхности нагрева, омы-

ваемой газами и воздухом; α_1 и α_2 — коэффициенты теплоотдачи соответственно от газов к стенке и от стенки к воздуху, *ккал/(м² · ч град)*.

3. Коэффициент теплоотдачи на газовой и воздушной сторонах для интенсифицированной набивки (рис. 1-6, *б*).

$$\alpha = 0{,}037 \frac{\lambda}{d_э} \left(\frac{w d_э}{\nu}\right)^{0{,}8} \mathrm{Pr}^{0{,}4} C_t C_l, \text{ ккал/(м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град)}.$$

Для набивки с плоскими дистанционирующими листами (рис. 1-6, *а*).

$$\alpha = 0{,}027 \frac{\lambda}{d_э} \left(\frac{w d_э}{\nu}\right)^{0{,}8} \mathrm{Pr}^{0{,}4} C_t C_l, \text{ ккал/(м}^2 \cdot \text{ч град)}.$$

Для упрощенной набивки (рис. 1-6, *в*):

$$\alpha = 0{,}021 \frac{\lambda}{d_э} \left(\frac{w d_э}{\nu}\right)^{0{,}8} \mathrm{Pr}^{0{,}4} C_t C_l, \text{ ккал/(м}^2 \text{ ч} \cdot \text{град)},$$

где λ — коэффициент теплопроводности среды (газа или воздуха), *ккал/(м · ч · град)*; $d_э$ — эквивалентный диаметр набивки, *м*, w — скорость среды (газа или воздуха), *м/сек;* ν — коэффициент кинематической вязкости среды (газа или воздуха), *м²/сек;* Pr — критерий Прандтля для газов или воздуха; C_t и C_l — коэффициенты, учитывающие влияние температуриого фактора и длины канала набивки.

Поправка C_t вводится для греющей и нагреваемой среды и определяется по формуле: $C_t = (T/T_{ст})^{0{,}5}$, где T — температура греющей среды (газов), °*K*; $T_{ст}$ — температура стенки, °K

Поправка на длину канала учитывается лишь при $l/d_э < 50$ и определяется по номограмме (рис. 1-18) (здесь l — высота листа набивки, *м*).

По приведенным формулам для определения коэффициента теплоотдачи построена расчетная номограмма (рис. 1-18).

4. Доли поверхности нагрева, расположенной на газовой и воздушной сторонах, принимаются равными: $x_1 = H_г/H = F_г/F$; $x_2 = H_в/H = F_в/F$, где $H_г$, $H_в$ и $F_г$, $F_в$ — двусторонние поверхности нагрева и живые сечения на газовой и воздушной сторонах, определяемые без учета поверхности нагрева и сечений, находящихся под уплотнительными секторами независимо от числа секторов ротора, перекрываемых разделительными секторами, *м²*; F — площадь живого сечения всего ротора, *м²*

При этом $x_1 + x_2 < 1$.

5. Температура стенки листов

$$t_{ст} = \frac{x_1 t_г + x_2 t_в}{x_1 + x_2}, ^\circ\mathrm{C},$$

где $t_г$ и $t_в$ — температуры газов и воздуха, °C.

6. Коэффициент эффективности для всех видов топлива и типов набивки $\xi = 0{,}9$

7. Поправочный коэффициент, учитывающий нестационарность процесса теплообмена,

$$П = \frac{\dfrac{W_и}{W_{г.с}} + \dfrac{W_н}{W_{в.с}}}{\dfrac{1 - e^{-(b_1 + b_2)}}{(1 - e^{-b_1})(1 - e^{-b_2})} - \left(\dfrac{W_и}{2W_г} + \dfrac{W_и}{2W_в}\right)},$$

где

$$b_1 = \frac{1}{\dfrac{W_и}{W_{г.с}} + \dfrac{W_и}{2W_г}}; \qquad b_2 = \frac{1}{\dfrac{W_н}{W_{в.с}} + \dfrac{W_и}{2W_в}}.$$

$W_н \approx 0{,}5 c_\gamma \delta n H$; $W_{г\,с} = x_г \alpha_г H$; $W_{в\,с} = x_в \alpha_в H$; $W_г = V_г c_г$; $W_в = V_в c_в$, *ккал*/(°С · *ч*); c_γ — объемная теплоемкость металла набивки, *ккал*/(*м*³ °С); δ — толщина листов набивки, *м*; n — скорость вращения ротора, *об*/*ч*; $V_г, V_в$ — расход газов и воздуха, *нм*³/*ч*, $c_г$, $c_в$ — объемная теплоемкость газов и воздуха, *ккал*/(*нм*³ °С).

Коэффициент $П$ в основном зависит от скорости вращения ротора Для существующих конструкций РВП котельных агрегатов при $n > 2{,}0$ об/*мин* коэффициент $П \approx 1{,}0$.

8. Величину перетечки воздуха на газовую сторону воздухоподогревателя рекомендуется принимать $\Delta\alpha = 0{,}15$. При определении тепловосприятия воздухоподогревателя и средних скоростей газов и воздуха величину перетечки воздуха рекомендуется распределять поровну между уплотнениями горячей и холодной части.

9. Температурный напор в воздухоподогревателе определяется по температурам горячего и холодного воздуха и температурам газов перед воздухоподогревателем и уходящих газов

10 Физические константы газов и воздуха (λ, ν, Pr) определяются по средней температуре среды

В качестве примера приведены расчеты воздухоподогревателя однокорпусного котла для сжигания газа и мазута под наддувом для блока 300 *Мвт*, спроектированного ТКЗ.

Основные характеристики воздухоподогревателя следующие:

Количество воздухоподогревателей на котел, N . . .	2
Диаметр ротора воздухоподогревателя, D	9865 *мм*
Доля поверхности нагрева на газовой стороне, x_1 . .	0,458
» поверхности нагрева на воздушной стороне, x_2	0,458
Поверхность нагрева горячей части двух воздухоподогревателей, $F_г$	98 400 *м*²
Поверхность нагрева холодной части двух воздухоподогревателей, $F_х$	26 100 *м*²
Суммарная высота набивки горячей части, $H_г$ . . .	2000 *мм*
Высота набивки холодной части, $H_х$	600 »
Эквивалентный диаметр набивки горячей части, $d_э$ . .	9,6 »
» » » холодной части, $d_э$.	9,86 »

Расчеты произведены для случая сжигания газа. На основании промышленных испытаний принято, что сопротивление поверхности нагрева в реальных условиях выше расчетного на 20%.

Расчет РВП приводится в табл 6-1 — 6-7.

Таблица 6-1

Элементарный состав топлива, %

$\left(Q_н^с = 8600\ ккал/нм^3\right)$

CH_4	C_2H_6	C_3H_8	C_4H_{10}	C_5H_{12}	CO_2	W_2
94,1	2,4	0,3	0,3	0,2	0,1	2,6

Таблица 6-2

Коэффициенты избытка воздуха

На выходе из топки в газоход конвективной шахты	В воздухоподогреватель	В уходящих газах
1,1	1,175	1,25

Таблица 6-3

Энтальпия воздуха и продуктов сгорания при $\alpha = 1{,}0$

ϑ	°C	100	200	300	400
$(V^{\circ}c)_{RO_2}\vartheta$	*ккал/мм³*	41	87	136	188
$(V^{\circ}c)_{N_2}\vartheta$	*ккал/мм³*	236	472	712	957
$(V^{\circ}c)_{H_2O}\vartheta$	*ккал/мм³*	77	156	238	322
$J^0_г$	*ккал/нм³*	354	715	1086	1467
$J^0_в$	*ккал/нм³*	303	610	923	1242

Таблица 6-4

Энтальпии продуктов сгорания

Избыток воздуха, α		1,1				1,175			1,25		
Температура, ϑ, °C		100	200	300	400	100	200	300	100	200	300
$(\alpha - 1)\, J^0_в$	*ккал/нм³*	30	61	92	124	53	107	162	76	153	231
$J_г$	*ккал/нм³*	384	776	1178	1591	407	822	1248	430	868	1371
$\Delta J_г$	*ккал/нм³*	392	402	413		415	426		438	449	

Таблица 6-5

Объемы продуктов сгорания

Наименование величин	Коэффициент избытка воздуха		
	1,1	1,175	1,25
$V^0 = 0{,}0476 \sum \left(m + \frac{n}{4}\right)$	—	9,598	—
$V^0_{N_2} = 0{,}79V^0 + N_2/100$	—	7,608	—
$V_{RO_2} = 0{,}01\,(CO_2 + \sum mc_m H_n)$	—	1,021	—
$V^0_{H_2O} = 0{,}01 \sum n/2c_m H_n + 0{,}0161V^0$	—	2,15	—
$V_{H_2O} = V^0_{H_2O} + 0{,}016\,(\alpha - 1)\,V^0$	2,163	2,175	2,186
$V_г = V_{RO_2} + V^0_{N_2} + V_{H_2O} + (\alpha - 1)\,V^0$	11,752	12,484	13,214

Таблица 6-6

Тепловой расчет

а) Горячая часть

Температура горячего воздуха на выходе	$t_{г.в}$	°С	Принято	295
Энтальпия теоретически необходимого горячего воздуха на выходе	$I^0_{г.в}$	*ккал/нм³*	Табл. 6-3	908
Температура воздуха на входе в горячую часть	$t_{пр}$	°С	Принято	72
Энтальпия теоретически необходимого воздуха на входе в горячую часть	$I^0_{в.п}$	*ккал/нм³*	Табл. 6-3	218
Температура газов на входе в горячую часть	$t'_{г.ч}$	°С	Из расчета котла	340
Энтальпия газов на входе в горячую часть	$I'_{г.ч}$	*ккал/нм³*	Табл. 6-4	1342
Отношение количества воздуха на входе к теоретически необходимой	$\beta''_{в.п}$	—	$\alpha_т - \Delta\alpha_т$	$1{,}1 - 0 = 1{,}1$
Тепловосприятие горячей части РВП по балансу	$Q^б_{г.ч}$	*ккал/нм³*	$\left(\beta''_{в.п} + \frac{\Delta\alpha_{в.п}}{2}\right)\left(I^0_{г.в} - I^0_{пр}\right)$	$\left(1{,}1 + \frac{0{,}15}{2}\right)(908 - 218) = 811$

Продолжение табл 6-6

Энтальпия газов на выходе из горячей части РВП	$I''_{г\,ч}$	*ккал/нм³*	$I'_{г\,ч} - \frac{Q^{б}_{г\,ч}}{\varphi} + \frac{\Delta\sigma_{в\,п}}{2} I^{0}_{г\,в}$	$1342 - \frac{811}{0{,}9963} + \frac{0{,}15}{2} 908 = 596$
Температура газов на выходе из горячей части РВП	$T_{пр}$	°C	Табл 6-4	145 ($\alpha = 1{,}175$)
Средняя температура газов	$T_{ср}$	°C	$\frac{t'_{г\,ч} + T_{пр}}{2}$	$\frac{340 + 145}{2} = 243$
Средняя температура воздуха	$t_{ср}$	°C	$\frac{t_{г\,в} + t_{пр}}{2}$	$\frac{295 + 72}{2} = 183{,}5$
Средний температурный напор	Δt	°C	$\frac{(t'_{г\,ч} - t_{г\,в} + T_{пр} - t_{пр})}{2}$	$(340 - 295) + (145 - 72) = 59$
Средняя температура стенки	$t_{ст}$	°C	$\frac{x_1 T_{ср} + x_2 t_{ср}}{x_1 + x_2}$	$\frac{0{,}458\ 243 + 0{,}458\ 183{,}5}{0{,}458 + 0{,}458} = 213{,}5$
Средняя скорость газов	$w_г$	*м/сек*	$\frac{V_г B_р (T_{ср} + 273)}{3600 F_г 273}$	$\frac{12{,}48\ 75460\ (243 + 273)}{3600\ 58{,}39\ 273} = 8{,}5$
Средняя скорость воздуха (вопросы выбора скоростей изложены в [49,50])	$w_в$	*м/сек*	$\frac{B_р \left(\beta''_{в\,п} + \frac{\Delta\alpha}{2}\right) V^{\circ} (t_{ср} + 273)}{3600 F_в 273}$	$\frac{75\,460\ 1{,}175\ 9{,}60}{3600 \cdot 58{,}39 \cdot 273} \times$ $\times \frac{(183{,}5 + 273)}{} = 6{,}8$

Продолжение табл. 6-6

Коэффициент теплоотдачи со стороны газов	α_1	*ккал/(м²·ч·°С)*	Рис. 1-18 $C_н \cdot C_{ср} \cdot C_l \cdot \alpha_н$	$1{,}6 \cdot 1{,}13 \cdot 1{,}0 \cdot 33{,}5 = 60{,}5$
Коэффициент теплоотдачи со стороны воздуха	α_2	*ккал/(м²·ч·°С)*	Рис. 1-18 $C_н \cdot C'_{ср} \cdot C_l \cdot \alpha_н$	$1{,}6 \cdot 1{,}0 \cdot 1{,}01 \cdot 28 = 45{,}1$
Коэффициент теплопередачи	k	*ккал/(м²·ч °С)*	$\dfrac{\beta}{\dfrac{1}{x_1\alpha_1} + \dfrac{1}{x_2\alpha_2}}$	$\dfrac{0{,}9}{\dfrac{1}{0{,}458 \; 60{,}5} \; \dfrac{1}{0{,}458 \cdot 45{,}1}} = 10{,}6$
Тепловосприятие горячей части, РВП по уравнению теплопередачи	$Q_{г.ч}$	*ккал/нм³*	$\dfrac{k\Delta t H_{г\,ч}}{B_р}$	$\dfrac{10{,}6 \cdot 59{,}0 \cdot 98400}{75\,460} = 815,$ что близко к величине 811, полученной по балансу

б) Холодная часть

Присос воздуха в РВП	$\Delta\alpha_{вп}$	—	Принято	0,15
Температура холодного воздуха на входе в РВП	$t_{х.в}$	°С	Задана	30
Энтальпия теоретически необходимого воздуха на входе в РВП	$I^0_{х.в}$	*ккал/нм³*	Табл. 6-3	91

Температура воздуха на выходе из холодной части РВП	$t_{пр}$	°С	По расчету	72
Энтальпия теоретически иеобходимого воздуха на выходе из холодиой части РВП	$I^0_{пр}$	*ккал/нм³*	Табл. 6-3	218
Тепловосприятие холодной части РВП по балаису	$Q^{б}_{х\ ч}$	*ккал/нм³*	$\left(\beta''_{в.\ п} + \frac{\Delta\alpha_{вп}}{2}\right)\left(I^0_{пр} - I^0_{х.\ в}\right)$	$\left(1{,}1 + \frac{0{,}15}{2}\right)(218-91) = 149$
Температура газов на входе в холодную часть РВП	$T_{пр}$	°С	По расчету	145
Энтальпия газов на входе в холодную часть РВП	$I_{пр}$	*ккал/нм³*	Табл. 6-4	596
Энтальпия уходящих газов	$I_{ух}$	*ккал/нм³*	$I_{пр} - \frac{Q^{х.\ ч}_{б}}{\varphi} + \frac{\Delta\alpha_{в.\ п}}{2} I^0_{х.в}$	$596 - \frac{149}{0{,}9963} + \frac{0{,}15}{2} \cdot 91 = 453$
Температура уходящих газов	$T_{ух}$	°С	Табл. 6-4	105 ($\alpha = 1{,}25$)
Температурный напор	Δt		$\frac{(T_{пр} - t_{пр}) + (T_{ух} - t_{х.в})}{2}$	$\frac{(145-72) + (105-30)}{2} = 74$

Продолжение табл. 6-6

Средняя температура газов	$T_{ср}$		$\frac{T_{пр}+T_{ух}}{2}$	$\frac{145+105}{2}=125$
Средняя температура воздуха	$t_{ср}$		$0{,}5\,(t_{пр}+t_{х.в})$	$0{,}5\,(72+30)=51$
Средняя скорость газов	$w_г$	*м/сек*	$\frac{V_г B_р\,(T_{ср}+273)}{3600\cdot 273 F_г}$	$\frac{12{,}48\cdot 75\,460\,(125+273)}{3600\cdot 273\cdot 53{,}13}=7{,}2$
Средняя скорость воздуха	$w_в$	*м/сек*	$\frac{B_р\left(\beta''_{в.\,п}+\frac{\Delta\alpha}{2}\right)V^{\circ}\,(t_{ср}+273)}{3600\cdot 273\cdot F_в}$	$\frac{754\,600\cdot 1{,}175\cdot 9{,}60\,(51+273)}{3600\cdot 273\cdot 53{,}13}=5{,}2$
Средняя температура стенки	$t_{ст}^{ср}$	°С	$\frac{x_1 T_{ср}+x_2 t_{ср}}{x_1+x_2}$	так как $x_1=x_2$ $\frac{125+51}{2}=88$
Коэффициеит теплоотдачн со стороны газов	α_1	*ккал/(м²·ч·°С)*	Рис. 1-18 $C_н C_{ср} C_l \alpha_н$	$0{,}9\cdot 1{,}29\cdot 1{,}0\cdot 19{,}5=34{,}2$
Коэффициент теплоотдачи со стороны воздуха	α_2	*ккал/(м²·ч·°С)*	Рнс. 1-18 $C_н C'_{ср} C_l \alpha_н$	$0{,}9\cdot 1{,}21\cdot 1{,}0\cdot 22{,}6=24{,}5$
Коэффициент теплопередачи	k	*ккал/(м²·ч·°С)*	$\frac{\beta}{\frac{1}{x_1\alpha_1}+\frac{1}{x_2\alpha_2}}$	$\frac{0{,}9}{\frac{1}{0{,}458\cdot 34{,}2}+\frac{1}{0{,}458\cdot 24{,}5}}=5{,}9$

Продолжение табл. 6-6

Тепловосприятие холодной части РВП по уровню теплопроводности	$Q_{х.ч}$	*ккал/нм³*	$\frac{k\Delta t H_{х.ч}}{B_р}$	$\frac{5{,}90 \cdot 74 \cdot 26\,100}{75\,460} = 151$, что близко к величине 149, полученной по балансу.

Поскольку величины тепловосприятий горячей части близки между собой (разница составляет 0,5%) и тепловосприятия холодной части практически совпадают (разница составляет 1%), значения температур приняты правильно и расчет можно считать законченным.

Таблица 6-7

Аэродинамический расчет

а) Воздушная сторона

Горячая часть

Средняя скорость воздуха	$w_в$	*м/сек*	Из теплового расчета	6,8
Средняя температура воздуха	$t_{ср}$	°С	Из теплового расчета	183,5
Коэффициент кинематической вязкости воздуха	ν	*м²/сек*	Из таблиц	$32{,}8 \cdot 10^{-6}$
Критерий Рейнольдса	Re	—	$\frac{w_в d_э}{\nu}$	$\frac{6{,}8 \cdot 0{,}0096}{32{,}8 \cdot 10^{-6}} = 2000$
Коэффициент сопротивления трения	λ	—	$5{,}7\,Re^{-0{,}5}$	$5{,}7 \cdot 2000^{-0{,}5} = 0{,}127$

Продолжение табл. 6-7

Удельный вес воздуха	γ	$кГ/м^3$	$\gamma_0 \frac{273}{273 + t_{ср}}$	$1{,}293 \frac{273}{273 + 183{,}5} = 0{,}775$
Динамический напор	$h_д$	$кГ/м^2$	$\frac{w_в^2}{2g} \gamma$	$\frac{6{,}8^2}{2 \cdot 9{,}81} \cdot 0{,}775 = 1{,}83$
Сопротивление горячей части	$\Delta h_г$	$кГ/м^2$	$\lambda \frac{l_п}{d_э} h_д$	$0{,}127 \frac{2{,}0}{0{,}0096} 1{,}83 = 48{,}3$
Холодная часть				
Средняя скорость воздуха	$w_в$	*м/сек*	Из теплового расчета	5,2
Средняя температура воздуха	$t_{ср}$	°С	Из теплового расчета	51
Коэффициент кинематической вязкости	ν	$м^2/сек$	Из таблиц	$18{,}2 \cdot 10^{-6}$
Критерий Рейнольдса	Re	—	$\frac{w_в d_э}{\nu}$	$\frac{5{,}2 \cdot 0{,}00986}{18{,}2 \cdot 10^{-6}} = 2820$
Коэффицент сопротивления трения	λ	—	$0{,}35 Re^{-0{,}25}$	$0{,}35 \cdot 2820^{-0{,}25} = 0{,}048$

Продолжение табл. 6-7

Удельный вес воздуха	γ	$кГ/м^3$	$\gamma_0 \frac{273}{273 + t_{ср}}$	$1{,}293 \frac{273}{273 + 51} = 1{,}09$
Динамический напор	$h_д$	$кГ/м^2$	$\frac{w_в^2}{2g} \gamma$	$\frac{5{,}2^2}{2 \cdot 9{,}81} 1{,}09 = 1{,}45$
Сопротивление холодной части	$\Delta h_х$	$кГ/м^2$	$\lambda \frac{l_х}{d_э} h_д$	$0{,}048 \frac{0{,}6}{0{,}00986} - 1{,}45 = 4{,}2$

Суммарное сопротивление воздушной стороны:

$$\Delta h_в = k\,(\Delta h_г + \Delta h_х) = 1{,}2\,(48{,}3 + 4{,}2) = 63\ кГ/м^2.$$

б) Газовая сторона

Горячая часть

Средняя скорость газов	$w_г$	*м/сек*	Из теплового расчета	8,5
Средняя температура газов	$T_{ср}$	°С	Из теплового расчета	243
Коэффициент кинематической вязкости газов среднего состава	$\nu_г$	$м^2/сек$	Из таблиц	$38{,}4 \cdot 10^{-6}$
Поправка на парциальное давление водяных паров ($r_{H_2O} = 0{,}175$)	M_ν	—	Из таблиц	1,0

Продолжение табл. 6-7

Коэффициент кинематической вязкости дымовых газов	ν	*м²/сек*	$M_\nu \nu_г$	$1{,}0 \cdot 38{,}4 \cdot 10^{-6} = 38{,}4 \cdot 10^{-6}$
Критерий Рейнольдса	Re		$\frac{w_г d_э}{\nu}$	$\frac{8{,}5 \cdot 0{,}0096}{38{,}4 \cdot 10^{-6}} = 2120$
Коэффициент сопротивления трения	λ		$5{,}7\mathrm{Re}^{-0{,}5}$	$5{,}7 \cdot 2120^{-0{,}5} = 0{,}124$
Удельный вес газов	γ	*кГ/м³*	$\gamma_0 \frac{273}{273 + T_{ср}}$	$1{,}32 \frac{273}{273 + 243} = 0{,}7$
Динамический напор	$h_д$	*кГ/м²*	$\frac{w_г^2}{2g} \gamma$	$\frac{8{,}5^2}{2 \cdot 9{,}81} 0{,}7 = 2{,}57$
Сопротивление горячей части	$\Delta h_г$	*кГ/м²*	$\lambda \frac{l_г}{d_э} h_д$	$0{,}124 \frac{2{,}0}{0{,}0096} 2{,}57 = 66{,}5$

Холодная часть

Средняя скорость газов	$w_г$	*м/сек*	Из теплового расчета	7,2
Средняя температура газов	$T_{ср}$	°С	Из теплового расчета	125

Продолжение табл. 6-7

Коэффициент кинематической вязкости газов среднего состава	ν	$м^2/сек$	Из таблиц	$24{,}3 \cdot 10^{-6}$
Поправка на парциальное давление водяных паров ($r_{H_2O} = 0{,}175$)	M_ν	—	Из таблиц	0,995
Коэффициент кинематической вязкости дымовых газов	ν	$м^2/сек$	$M_\nu P_г$	$0{,}995 \cdot 24{,}3 \cdot 10^{-6} = 24{,}2 \cdot 10^{-6}$
Критерий Рейнольдса	Re	—	$\frac{w_г d_э}{\nu}$	$\frac{7{,}2 \cdot 0{,}00386}{24{,}2 \cdot 10^{-6}} = 2930$
Коэффициент сопротивления трения	λ	—	$0{,}35\,Re^{-0{,}25}$	$0{,}35 \cdot 2930^{-0{,}25} = 0{,}0475$
Удельный вес газов	γ	$кГ/м^3$	$\gamma_0 \frac{273}{273 + T_{ср}}$	$1{,}32 \frac{273}{273 + 125} = 0{,}905$
Динамический напор	$h_д$	$кГ/м^2$	$\frac{w_г^2}{2g} \gamma$	$\frac{7{,}2^2}{2 \cdot 9{,}81} \cdot 0{,}905 = 2{,}4$
Сопротивление холодной части	$\Delta h_х$	$кГ/м^2$	$\lambda \frac{l_х}{d_э} h_д$	$0{,}0475 \frac{0{,}6}{0{,}00986} \cdot 2{,}4 = 6{,}95$

Суммарное сопротивление газовой стороны:

$$\Delta h_г = k\,(\Delta h_г + \Delta h_х) = 1{,}2\,(66{,}5 + 6{,}95) = 88\ кГ/м^2$$

ГЛАВА СЕДЬМАЯ

РВП ДЛЯ ГАЗОТУРБИННЫХ УСТАНОВОК

7-1. Эффективность РВП в схеме ГТУ

Для повышения эффективности промышленных ГТУ применяется, как известно, регенерация тепла, т. е. подогрев воздуха, поступающего из компрессора в камеру сгорания, посредством горячих газов, выходящих из турбины. Пока не будут найдены и осуществлены практические средства (металлы, охлаждение) для обеспечения длительной работы турбины на температурном уровне, более высоком, чем в настоящее время, регенерация тепла останется важнейшим фактором совершенствования ГТУ. Введение регенерации значительно повышает к. п. д ГТУ. Например, для турбины открытого цикла с отношением температур перед компрессором и турбиной $\tau=0{,}3$ внутренний к. п. д. двигателя без регенерации $\eta_i=0{,}19$; в том же цикле, но со степенью регенерации φ (определяемой отношением подогрева воздуха к перепаду температур на входе в воздухоподогреватель), равной 0,2, значение η_i будет 0,2; при $\varphi=0{,}5$ η_i возрастает до 0,228; при $\varphi=0{,}8$ соответственно $\eta_i=0{,}28$.

Цифры даны при соответствующих оптимальных степенях сжатия. Заметим, что при осуществлении незначительной степени повышения давления в цикле требования к полноте регенерации тепла велики, а степени регенерации, меньшие 60—70%, практически не интересны для ГТУ, претендующих на сближение по экономичности с паротурбинными установками. Простейшими типами воздухоподогревателей являются так называемые рекуперативные теплообменники, в которых теплообмен осуществляется через разделяющую два потока стенку — сюда относятся трубчатые и пластинчатые воздухоподогреватели. При высоких степенях регенерации такие теплообменники имеют очень большие габариты и большой вес по сравнению с самой турбиной. Естественно, возникает задача найти лучшие решения, заложив другой принцип в организацию теплообмена между продуктами сгорания и сжатым воздухом. Одним из возможных решений является применение РВП. В отношении компактности особенно перспективными представляются воздухоподогреватели с вращающейся поверхностью нагрева. Вращающийся воздухоподогреватель значительно меньше трубчатого и пластинчатого по объему и весу.

В табл. 7-1 приведены сравнительные данные трубчатого теплообменника ГТУ и РВП для той же установки.

При уменьшении у приведенного в таблице трубчатого теплообменника диаметра трубок при условии сохранения степени регенерации увеличивается их количество, уменьшаются длина и относительный объем теплообменника. При диаметре трубок

Таблица 7-1

Сравнение теплообменников

Наименование	Трубчатый теплообменник				РВП
Потери на протечку . . .	—	—	—	—	3%
Степень регенерации . . .	40%	60%	80%	90%	95%
Относительный объем теплообменника	1	3	13	38	5
Отношение давлений цикла	5,5	4,75	4	3,5	3
Процент приращения термического к. п. д. . . .	6	17	34	54	55

0,5 *мм*, например, длина трубок около 60 *мм*, однако количество трубок составит чуть ли не 200 000 для расхода 1 *кг/сек* (степень регенерации 80%). Это практически не осуществимо для обычных рекуперативных теплообменников, однако становится возможным для регенеративного теплообменника. Сравнив существующие рекуперативные воздухоподогреватели для ГТУ с описанными РВП и моделью ЦКТИ, при условии одинаковых параметров, можно утверждать, что поверхность нагрева у РВП в 10 раз меньше, приняв же во внимание входные и выходные патрубки, получим экономию веса и объема в 3—4 раза.

РВП представляет собой вращающийся ротор дисковой или барабанной формы с заключенной в них поверхностью нагрева. В качестве поверхности нагрева может употребляться металлическая лента, проволочная сетка, керамика, ткань (кварцевая или стеклянная), металлические трубки, пористые металлы и т. д. Основную трудность в разработке РВП составляют конструкции уплотнений, которые должны разделить потоки воздуха и газа и работать в условиях большого перепада давления, порядка 2—12 *ат* и высоких температур (до 600° С). Высокие перепады температур в роторе вызывают деформации последнего, ввиду чего уплотнения должны быть следящими, т. е. следовать за деформациями ротора при его вращении. Большие перепады давления обусловливают критические скорости перетечек. Все это объясняет особую трудность в конструировании уплотнений. Перетечки сжатого воздуха на сторону низкого давления, естественно, снижают эффективность газотурбинной установки.

И. В. Ведьмедем, принимавшим участие в работе ЦКТИ над РВП, проведен термодинамический анализ влияния перетечек сжатого воздуха на экономичность цикла газотурбинной установки. На рис. 7-1, показывающем зависимость η_i — максимального к. п. д. газотурбинного цикла от степени регенерации φ при различных значениях перетечек воздуха δ, видно, что при повышении степени регенерации наряду с быстрым ростом

экономичности установки наблюдается значительное уменьшение вредного влияния протечек. Так, например, при перетечке в 3% и $\varphi=80\%$ достигается такая же величина внутреннего к. п. д. цикла газотурбинной установки, как у цикла без протечек со степенью регенерации 73%. Рис. 7-1 построен при условии, что каждой степени регенерации соответствует оптимальная степень повышения давления. Также установлено, что протечки воздуха на газовую сторону незначительно снижают степень регенерации; если $\varphi\geqslant 0{,}65$ и $\delta<10\%$, можно считать, что степень регенерации из-за протечек воздуха снижаться не будет. Таким образом, при наличии высоких степеней регенерации порядка 0,8 и при перетечках сжатого воздуха не выше 3—5%. РВП будет обладать значительными преимуществами по занимаемому объему и весу перед трубчатыми и пластинчатыми теплообменниками.

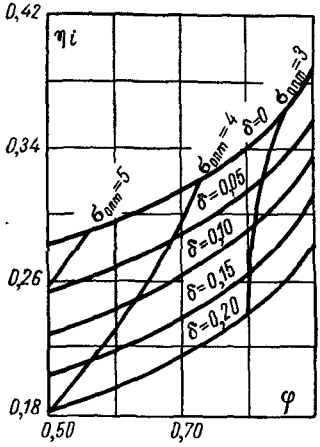


Рис. 7-1. Влияние перетечки сжатого воздуха на экономичность цикла

Следует заметить, что переход к малым гидравлическим диаметрам в трубчатых рекуператорах приводит к сложной конструктивной задаче — достижение плотности при креплении трубок в трубных досках. Поэтому можно сказать, что проблема уплотнений есть общая проблема теплообменника с малыми гидравлическими диаметрами. Концы проходных каналов РВП не закреплены, как в рекуператорах, и набивка не испытывает термических напряжений, что является существенным преимуществом теплообменника данного типа. Ввиду вращения набивки осуществление обдувочных устройств, очищающих поверхность нагрева от загрязнений, проще, чем у рекуператора. Кроме того, при прохождении набивки через систему уплотнений в результате резкого спада давления осуществляется определенная степень самообдувки.

7-2. Развитие конструкций вращающихся теплообменников для ГТУ

Проблемой вращающихся теплообменников для ГТУ впервые стали заниматься в Германии в начале 40-х годов. Ритц [33] считается основоположником применения РВП для ГТУ как дискового, так и барабанного типов. К сожалению, по указанным работам нет подробных материалов. Известно лишь только то, что он применил элементы поверхности нагрева с малыми эквивалентными диаметрами каналов и провел большую серию работ по исследованию подобного рода набивок. Ритц разработал и исследовал в лабо-

раторных условиях также ряд уплотнительных устройств, используя принцип лабиринта, с которыми получил определенные успехи, но для промышленных установок подобные уплотнения оказались неприемлемыми.

В дальнейшем работами над РВП для ГТУ начали заниматься англичане, особенно фирма «Национальное бюро газовых турбин» и фирма «Парсонс». «Национальное бюро газовых турбин» (НБГТ) проделало большую работу по созданию РВП для ГТУ [34], используя работы Ритца, Никольсона и Иогансена, Саундера и Смоленика, Хаузена и др. НБГТ изготовило и провело исследования трех экспериментальных РВП.

На рис. 7-2 показан экспериментальный РВП в его окончательном виде. Ротор в данной конструкции имеет два промежуточных кольца вместо одного, так что каждый башмак опирается обоими концами. Вместо неподвижного

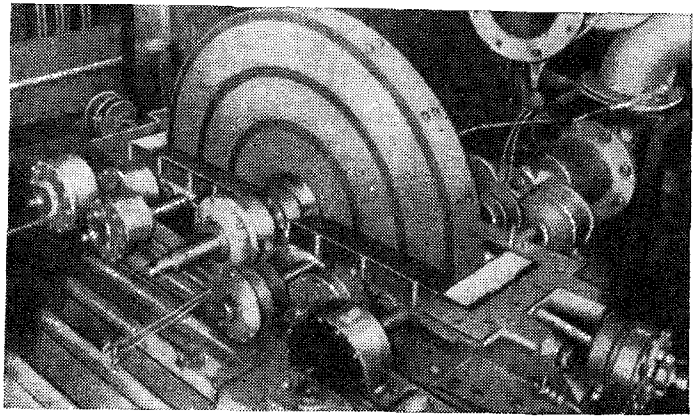


Рис. 7-2. РВП, верхняя часть кожуха снята

уплотнительного блока применяется цилиндрический выступ на роторе, который уплотняется в кожухе при помощи поршневых колец. Центральная отливка изготовлена из жаростойкого чугуна и имеет горизонтальный разъем, так что уплотнительные башмаки и ротор могут быть установлены в должном положении до установки верхней половины. Подшипники ротора расположены в корпусе, сконструированном таким образом, чтобы ограничить, насколько это возможно, подвод тепла к подшипникам. Башмаки уплотнения имеют легкую конструкцию, их рабочие поверхности хромированы, выступающая часть пазов значительно меньше, чем в ранних конструкциях. Предыдущие сильфоны были слишком жестки и это было одной из причин, вызывающих чрезмерный износ башмаков. Модифицированный сильфонный узел имел значительно более низкую нагрузочную характеристику и, таким образом, меньше задерживал движение уплотнительного башмака.

Компоновка и примерные размеры РВП для расхода воздуха 27,2 *кг/сек* показаны на рис. 7-3. Требуется четыре диска по 1524 *мм* в диаметре; общая длина агрегата составляет примерно 3000 *мм*. Другая английская фирма «Парсонс» [35] сосредоточивала в основном свое внимание на РВП барабанного типа, которые являются наиболее приемлемыми для крупных силовых установок. В разработке последних конструкций основное внимание было сосредоточено на задаче уравновешивания давления потоков на ротор и сокращении длины основных уплотнений до минимума. Первое в результате приводит к применению, по крайней мере, двух воздушных отсеков и двух газовых на каждую матрицу, а второе вызывает применение роторов боль-

шого диаметра и небольшой длины. Другой метод сокращения длины основиых уплотнений состоит в сокращении входных и выходных площадей ротора ценой более высоких скоростей газа и соответствующих потерь давления. При таком осуществлении теплообменника ротор должеи быть разделен на входиую часть, среднюю часть, снабженную матрицей, и выходную часть. Такое расположение заставляет применять большое количество радиальных перегородок в роторе во избежание перетечек в круговом направлении. Указанные соображения оказали влияние на последние конструкции РВП фирмы «Парсонс» (рис. 7-4).

Теплообменнпк, изображенный на рис. 7-5, сохраняя общие формы РВП, показанного на рис. 7-4, существенно отличается приводом. Здесь отсутствует внешний шестеренчатый привод и ротор запроектирован, так чтобы работать в качестве одноступенчатого турбинного привода от горячих и холодиых газо-

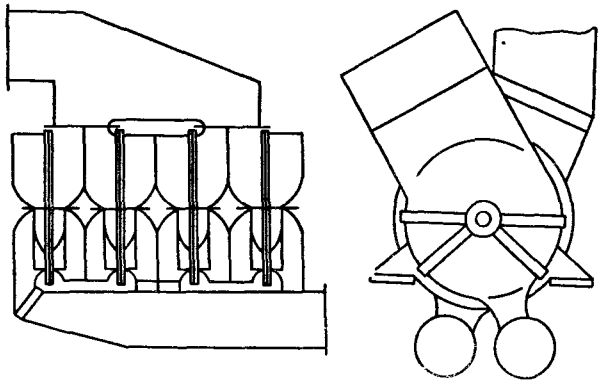


Рис. 7-3 Компоновка РВП из четырех дисков

вых потоков. Направляющие лопатки, расположенные на корпусе, обеспечивают необходимые входные сопла; облопачивание ротора получается или использованием закругленных перегородок в карманном роторе, или искривлением пластин в роторе пластинчатого типа (рис. 7-5, *а*). Машина этого типа известна под названием турборегенератора. На рис. 7-6 показано, что можно выполнить разделительные перегородки для использования их в качестве турбинных лопаток.

Фирма «Парсонс» сообщает, что наружные уплотнения могут быть изготовлены почти совершенно непроницаемыми при протечках 15 *г/сек* на метр длины. Внутренние уплотнения в этом отношении представляются наиболее трудными, поэтому принимаются все меры для сокращения их общей длины. Последнее было достигнуто конструированием входной части ротора как эффективного диффузора, а выходной части — как эффективного конфузора. К сожалению, такая конструкция увеличивает размер пакетов ротора и таким образом увеличивает перетечки с вращением. На рабочие условия уплотненнй оказывает большое влияние общая схема, выбранная для РВП, которая определяется размером, задачей и расположением ГТУ в целом.

В случае радиально-поточной барабанной схемы допускаются относительно большие площади как на входе и выходе ротора, так и в матрице. Расшнрения ротора при температурных градиентах весьма сильно влияют на рабочие условия внутренних уплотнений. Третьей конфигурацией является аксиально-радиально-поточный барабанный тип, который требует относительно малых площадей на выходе ротора, там, где поток аксиальный, и относительно больших площадей в матрице, где поток радиальный. Внутренние и наружные уплотнения находятся в одной плоскости; каждая плоскость содержит как уплотнения высокой температуры, так и уплотнения низкой темпера-

туры. Следовательно, при всех уплотиеииях может быть достигнута достаточно равномерная средняя температура примерно 300° С; эта особенность справедлива, когда для наполнения пустотелых уплотнительных пластин применяются теплопроводные вещества, подобные натрию или калию. Средняя рабочая температура действующего РВП ограничивается 300—400° С по причине стойкости материалов и надежной работы уплотнений. Компоновка вращающегося теплообмеиника с газовой турбиной может быть выполнена в самых разнообразных вариантах

В статье Харпера [36] сообщаются материалы о создании вращающегося теплообменника для ГТУ в США. Для определения типа РВП, поверхности нагрева, а также оптимальных размеров был проведен анализ для газовой турбины мощностью 4000 *л. с.* с максимальиым к. п. д. цикла 34%. В предлагаемой конструкции поверхность иагрева состоит из слоев проволочной сетки, перпендикулярных к направлению потока.

Характеристика поверхности нагрева: сетка 8×8 проволок на 1 *см*; диаметр проволоки $d=0{,}254$ *мм*; материал — нержавеющая сталь 18/8; удельная теплоемкость $c=0{,}12$ *ккал/кг*·°С; компактность поверхности нагрева $K=2565$ *м²/м³*; гидравлический радиус $r=0{,}325$ *мм;* толщииа сетки $\delta\approx0{,}508$ *мм;* пористость $\xi=0{,}832$.

Теплообменник выполнен в виде барабанного; компоновка с газовой турбиной и ее элементами показаны иа рис. 7-7. Впускиые и выпускные каналы вращаются вместе с матрицей. Такое устройство позволяет сделать главные уплотнительные башмаки небольшими и расположить их на концах барабана, что упрощает уравновешивание осевого давления уплотнительных башмаков и допускает тепловое расширение ротора. При этом, однако, увеличиваются потери с вращением. При анализе предполагалось, что суммарный полный объем теплообменника в пять раз больше общего объема матрицы. С целью получения в барабане пространства для внутренних каналов отношение диаметра к длине принималось равным 1,5 Предположено, что пять секций ротора находятся одновременно под уплотнительным башмаком и каждый башмак занимает угол в 20°, т. е. полезный объем матрицы составит 320/360 от полного объема матрицы. Степень регенерации определялась теоретически.

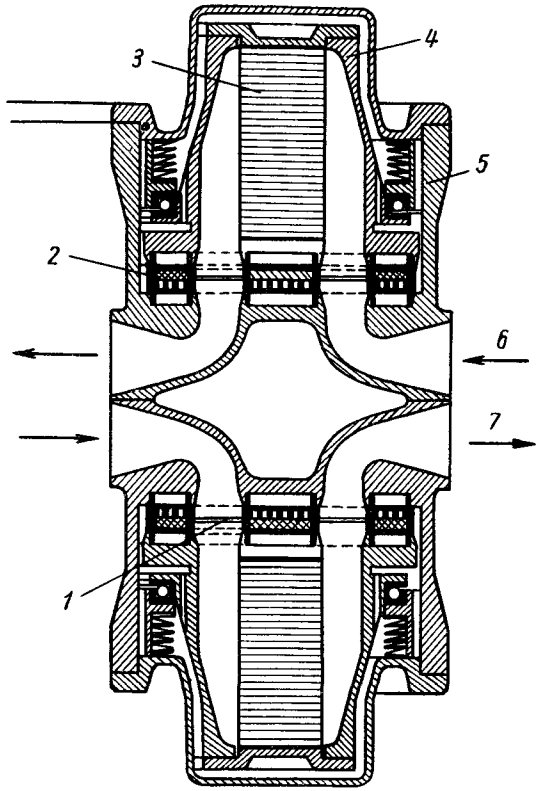


Рис. 7-4. Конструкция ротора, сочетающего осевой и радиальный потоки

1 — внутреннее уплотнение, *2* — наружное уплотнение, *3* — матрица; *4* — ротор; *5* — статор; *6* — направление воздуха, *7* — направление газа

РВП по своим размерам отвечает специфическим требованиям ГТУ. Все РВП будут состоять из ротора с матрицей и системы вращающихся изолированных каналов, выходящих к небольшим уплотнительным башмакам Давление на башмаки можно уравновесить при помощи диафрагмы или поршня давлением, которое подается через отверстия из-под уплотнительного башмака Расположение этого отверстия по градиенту давления будет зависеть

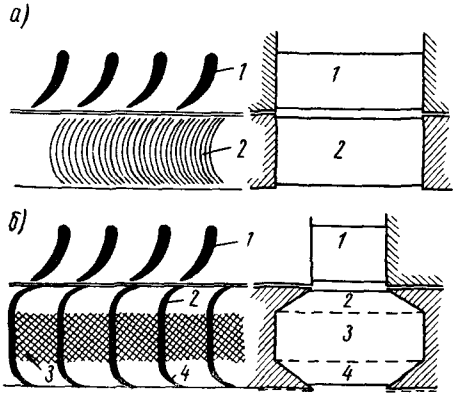


Рис 7 5 Конструктивная схема турбогенератора *а* — с пластинчатой матрицей, *б* — с проволочной матрицей
1 — направляющие лопатки, *2* — изогнутые пластины, *3* — проволочная матрица

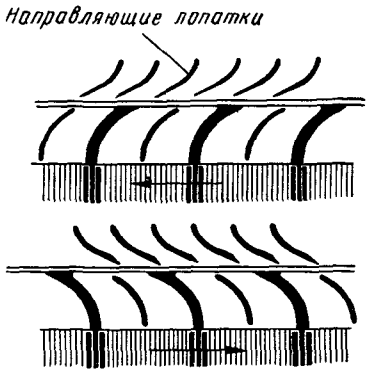


Рис 7 6 Сечение, показывающее как выполнены разделительные перегородки для работы в качестве турбинных лопаток

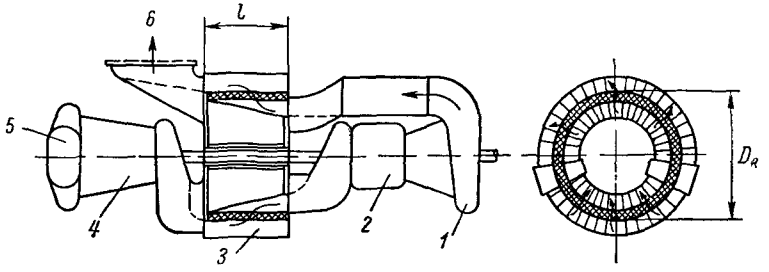


Рис 7 7 Схема ГТУ с вращающимся барабанным теплообменником
1 — турбина, *2* — камера сгорания, *3* — РВП, *4* — компрессор, *5* — вход воздуха, *6* — выхлоп

от площади уплотнения и поршня Усилие от диафрагмы или поршня должно быть таковым, чтобы уплотнение близко соприкасалось с поверхностью ротора, но не вызывало чрезмерного трения Если уплотнения работают на противоположных поверхностях барабанного ротора, то тепловое расширение ротора не вызовет большого затруднения Так как ротор будет состоять из больших вращающихся объемов, то для уменьшения утечки в башмаках должны быть сделаны каналы для выравнивания давления Матрица такого типа состоит из отдельных секций, что облегчает местную съемку и замену отдельных частей

В научной лаборатории фирмы «Форд» был изготовлен и испытан опытный образец вращающегося теплообменника для автомобильного ГТД [37] Внешняя форма и размеры экспериментального РВП были определены при

монтаже ГТУ в лаборатории. Имея сравнительно малые расходы газа и воздуха и учитывая условия теплопередачи, выбрали теплообменник дисковой формы, как наиболее рациональный для данных условий РВП был сконструирован «неуравновешенный», т. е площади проходных сечений по газу и по воздуху были не равны между собой, а имели соотношение соответственно 2 : 1. РВП давал коэффициент регенерации свыше 80% при работе двигателя на холостом ходу и перепад давления на стороне газа был меньше 0,07 *кГ/см²* при максимальной мощности и средней скорости 20 *об/мин*

Ротор приводится в движение ведущей шестерней, установленной в корпусе РВП, через зубчатый венец на роторе Диск ротора диаметром 558,8 *мм* изготовлен из гофрированной ленты, навитой на ступицу диаметром 101,6 *мм* Материалом для набивки служит нержавеющая сталь марки 430 толщиной 0,05 *мм* и шириной 76,2 *мм*. С помощью радиальных спиц между ступицей ротора, внутренним и внешним кольцами, насаженными в горячем виде,

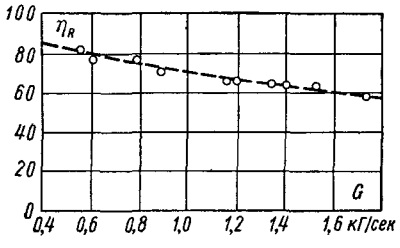


Рис 7-8 Зависимость коэффициента регенерации от расхода воздуха через теплообменник

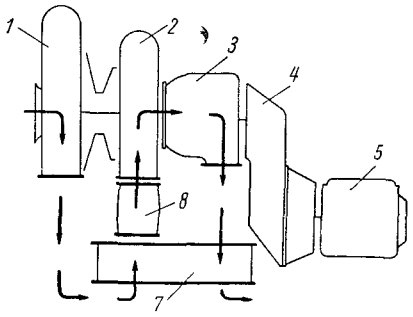


Рис 7 9 Схема автомобильного газотурбинного двигателя «Форд»

1 — компрессор, *2* — турбина компрессора; *3* — силовая турбина, *4* — шестеренчатый редуктор; *5* — трансмиссия, *6* — выхлоп; *7* — РВП, *8* — камера сгорания

крепится набивка Уплотнительное устройство, представляющее систему башмаков с сильфонами, препятствует протечкам воздуха через зазор между уплотнениями и ротором Для уплотнения воздушных каналов вокруг ступиц применены поршневые кольца Ротор вращается на валу на двух графитовых подшипниках, которые запрессованы внутрь ступицы Средний гидравлический диаметр каналов набивки составляет 0,66 *мм* и дает компактность поверхности нагрева 5230 *м²/м³* Набивка ротора из стальной рифленой ленты длиной 533,4 *м* весит 15,8 *кГ* и дает около 250 000 каналов для прохождения потока Ротор приводится в движение электродвигателем через понижающий редуктор и гибкий приводной вал.

На рис. 7-8 показана зависимость коэффициента регенерации от расхода воздуха через теплообменник На рис 7-9 изображена схема автомобильного газотурбинного двигателя фирмы «Форд» с вращающимся дисковым теплообменником Схема воздушного и газового потоков показана стрелками На конференции американского общества инженеров-механиков по мощностям газовых турбин, проходившей 16—17 апреля 1956 г в Вашингтоне, было сделано сообщение главным инженером Хаммондом и членом ASME Эвансом о создании РВП для газотурбинной станции мощностью в 3000 *л с.* В докладе отмечается, что в настоящее время вращающийся теплообменник является единственным типом, который обладает необходимой высокой тепловой эффективностью, весьма удобен по своим размерам и дешев

Механические свойства вращающегося теплообменника, однако, таковы, что в нем имеет место утечка воздуха в область низкого давления

Корпорация, изготовляющая воздушные подогреватели, составила обширную программу, направленную на развитие необходимых уплотнительных средств, чтобы устранить это единственное отрицательное качество в самой необходимой части оборудования. Хотя эта программа создания уплотнения в настоящее время еще далеко не осуществлена, предварительные исследования показывают, что система уплотнений вращающейся конструкции может быть улучшена и производство газотурбинной электростанции, оборудованной вращающимся теплообменником, будет выгодным. В программу развития также были включены конструирование и создание прототипной установки для газотурбинной электростанции в 3000 *л. с.* Опытная установка проектировалась для следующих условий:

Степень повышения давления	2,5
Расход газа = расходу воздуха	24 *кГ/сек*
Коэффициент регенерации	95%
Общая потеря давления	5%
» утечка воздуха	7%

Окончательно в качестве набивки была выбрана проволочная сетка с диаметром проволоки 3,429 *мм.* Площадь входного сечения набивки составляла 22,48 $м^2$ с 98-ю ячейками на решетке. Выбранная набивка обеспечивала эффективность конструкции, не увеличивая потерь давления. Материал решетки расположен в направлении, параллельном потоку, таким образом, чтобы приблизительно $^1/_3$ ее из нержавеющей стали AISI типа 304 находилась на стороне с высокой температурой, $^1/_3$ ее из нержавеющей стали AISI типа 501 используется в центральной части, а оставшаяся $^1/_3$ находится на стороне с низкой температурой и сделана из углеродистой стали 1100. Эта градация материалов иллюстрирует одно из преимуществ вращающейся конструкции для применения в области высоких температур. Поверхность нагрева была скомпонована после предварительного анализа в барабанную конструкцию теплообменника.

Ротор опытной установки состоит из вала, 18 разделительных перегородок, расположенных на одинаковом расстоянии друг от друга, цилиндрического каркаса и четырех главных и восьми второстепенных ребер в каждом секторе. Эти ребра так же, как и перегородки, принимают на себя часть давления. Набивка помещается в рамках, которые вставляются в ротор параллельно оси вращения вдоль направляющих, прикрепленных к перегородкам, после чего рамки при помощи болтов одним концом прикрепляются к главным ребрам. Установленные рамки образуют четыре концентрических цилиндра, чем достигается хорошее распределение потока при использовании закрученных направляющих лопаток, которые непосредственно касаются рамок. Ротор вращается со скоростью 10,82 *об/мин* от стандартного электродвигателя мощностью 2 *л. с.* Уплотнительное устройство состоит из внутреннего и внешнего колец и 18 радиальных уплотнительных пластин, помещенных на концах перегородок в каждом секторе и прижимаемых специальными пружинами. Утечки через уплотнения вызывают падение давления, которое создает систему аэродинамических сил, воздействующих на уплотнительную пластину. При изменении зазора между вращающейся и неподвижной деталями изменяется величина аэродинамического усилия. Таким образом, уплотнительное устройство является автоматически компенсирующим и его положение регулируется потоком воздуха высокого давления.

Изложенный метод уплотнения является одним из многих методов с пластинчатыми разделителями и обеспечивает приемлемый размер перетечки. Подобные средства уплотнения, испытанные на специальной лабораторной модели, показали хорошие результаты. Потери воздуха с вращением ротора в барабанном типе РВП составляют больше половины общих перетечек. Чтобы оправдать барабанный тип теплообменника, необходимо найти способ сокращения перетечек. Наиболее быстрое решение этого вопроса заложено в сокращении числа оборотов ротора. В прототипной конструкции сокращение перетечек достигнуто с помощью выравнивания давления между отсеками ротора, находящимися под неподвижными разделительными секторами.

На той же конференции по газовым турбинам в Вашингтоне был представлен второй доклад по РВП для ГТУ (докладчики Майлс, Паркер, Смуут). Особое внимание в этой работе привлекают уплотнительные устройства, отличающиеся исключительной простотой конструкции, использующие самокомпенсирующий принцип. Ротор представляет обычную дисковую конструкцию с пластинчатой набивкой из гофрированной ленты, намотанной на центральный стержень диаметром 13 *мм*, образуя при этом в поперечном сечении ячейки в виде равнобедренных треугольников. В каждом направлении получилось приблизительно 8,3 ячейки на 1 *см*. Лента изготовлена из нержавеющей стали 347 толщиной 0,076 *мм*; длина каналов составляет 127 *мм*. Набивка была запрессована в чугунный обод с наружным диаметром 432 *мм*. В ободе с торцов имелись беговые дорожки для шариков диаметром 19 *мм*, совпадающие с аналогичными дорожками на фланцах патрубков. Диск зажимался между фланцами патрубков с помощью болтов таким образом, чтобы мог свободно вращаться в беговых дорожках. Пружинящие компенсаторы поглощали тепловое расширение и все механические напряжения.

Потери на «перевозку» можно свести к минимуму, если установить дополнительно устройство для выравнивания давления между каналами, находящимися под уплотнениями. Уплотнения были установлены только на торцевых поверхностях набивки со стороны входа и выхода потоков. Уплотнения на ободе по высоте ротора при такой конструкции отпадают.

Опыты проводились при расходах воздуха до 1,13 *кГ/сек*: отношение давлений между воздушной и газовой сторонами составляло 1,5 : 1. В конце испытаний РВП воздушным потоком непосредственно перед регенератором инжектировались различные виды топлива с целью определения, можно ли использовать топливо, инжектируемое через набивку, в качестве материала для очистки поверхности нагрева. После этого производилось сжигание топлива в специальной горелке типа «cap-type» непосредственно вслед за набивкой. Осветительный газолин, инжектированный в этом месте, оказался прекрасным средством для очистки: он удалял твердые вещества, которые стремились скапливаться в результате неравномерной работы, в особенности при сжигании промышленного нефтяного топлива № 1 при низких температурах. Ввиду того, что в распоряжении экспериментаторов во время опытов с вращающимся теплообменником не было воздуходувки высокого давления, измерение утечек через уплотнительное устройство производилось на специальном аппарате в условиях низкой температуры и при высоком давлении (4,2 *кГ/см*^{2}). Посредством применения плоской полугибкой пластины, находящейся в контакте с поверхностью набивки и опиравшейся на описанный выше гибкий сильфон, утечки удалось свести к минимуму.

На рис. 7-10 показан автомобильный газотурбинный двигатель с вращающимся теплообменником фирмы «Крайслер» мощностью 120 *л. с.* [38]. Результаты его испытаний на легковом автомобиле «Плимут» показали, что по мощности и расходу топлива он не уступает современным поршневым двигателям. Одноступенчатый компрессор засасывает воздух и подает его в коллектор, расположенный в верхней части двигателя. Из коллектора воздух проходит через вращающийся теплообменник, выполненный в виде диска с диаметром 457 *мм* и высотой 76,2 *мм* и поступает в камеру сгорания. После расширения в двухступенчатой турбине горячие газы направляются вверх через теплообменник к сложной верхней крышке и оттуда выбрасываются в выхлопную систему. Диск теплообменника смонтирован горизонтально над двигателем и приводится во вращение специальной шестерней, связанной с зубчатым венцом, укрепленным на наружном ободе матрицы. Вращающийся теплообменник обеспечивает степень регенерации тепла 83% на режиме полной мощности и 87% при работе двигателя с нагрузкой и 25% от максимальной. На двигателе последней модели указанные значения степени регенерации увеличены на 3%.

Фирма «Дженерал Моторс» [38] изготовила газотурбинный двигатель с вращающимся регенеративным теплообменником, выполненным в виде сетчатых барабанов, по одному на каждой стороне двигателя, вращающихся со скоростью 20—30 *об/мин*. Теплообменник имеет коэффициент регенерации

80% Благодаря установке теплообменника вес двигателя, равный 385 *кГ*, и расход топлива были такими же, как и у современных поршневых двигателей. Утечка воздуха меньше 5%. Двигатель был установлен на легковом автомобиле «Файрберд П» и развивал мощность 200 *л с* при скорости турбины 28 000 *об/мин* Максимальная скорость вращения компрессора составляла 35 000 *об/мин* при степени повышения давления в компрессоре 3,5 · 1.

Выбор соприкасающихся материалов для вращающихся и неподвижных деталей скользящих уплотнений различных типов встречает затруднения, так

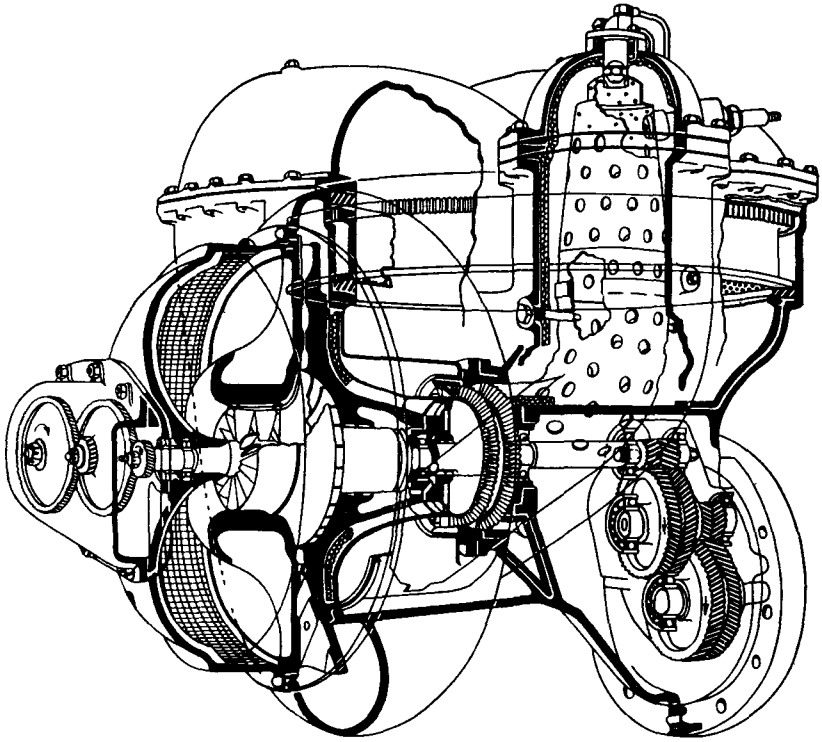


Рис 7-10 Газотурбинный двигатель фирмы «Крайслер» с вращающимся теплообменником

как материалы на «горячей» стороне спекаются и поэтому могут повредить поверхность уплотнений Свойства уплотнений, работающих при высоких температурах, могут улучшаться за счет образования тонкой пленки окисла (протекающий воздух имеет высокое содержание кислорода). Однако для того чтобы не нарушить нормальную работу уплотнений, пленка не должна превосходить определенную толщину. Для предохранения трущихся частей от порчи могут быть использованы жидкие охлаждающие и смазывающие агенты, например жидкости со взвешенным градиентом или высокотемпературные смазывающие вещества, основанные, например, на кремнии. Но применение этих агентов часто усложняет конструкцию и даже может нарушить нормальную работу ВВП по причине засорения этим агентом матрицы Особенное значение приобретают материалы, которые обладают смазывающимися свойствами С подобными уплотнениями были проведены испытания [39],

при которых использовались твердые самосмазывающиеся вещества при температурах до 300—400° С и скоростях скольжения 1,5—6 *м/сек*.

На рис. 7-11 показаны результаты испытаний уплотнения, которые выполнены из сульфида молибдена и фосфатированной стали. Большой интерес представляют уплотнения, подвижные или неподвижные элементы которых сделаны из графита или графита, смешанного с металлами. Свойства этих материалов значительно зависят от процента содержания в них металла, особенно при высоких температурах. Коэффициент трения ниже, если процент металла больше, а следовательно, мощность, необходимая для привода, меньше и такие уплотнения более пригодны, для условий высоких температур. Свойства чистого графита при трении ровных поверхностей при повышенных температурах ухудшаются. Если уплотнения содержат высокий процент металла, то они более чувствительны к окислению. Применение тех или других материалов для уплотнений обусловливает различ-

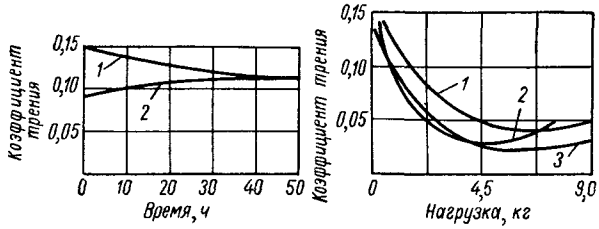


Рис. 7-11. Эксперимментальные данные для уплотнения, изготовленного из сульфида молибдена в сочетании с фосфатированной сталью (350° С)

1 — скорость вращения ротора 250 *об/мин*; *2* — то же, 300 *об/мин*; *3* — то же, 1000 *об/мин*

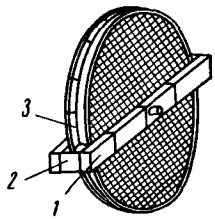


Рис 7-12 Схема расположения уплотнений конструкции ЦКТИ

1 — радиальные уплотнения; *2* — уплотнения по высоте, *3* — окружные уплотнения

ные коэффициенты трения (0,02—0,3 для металла на графите, 0,05—0,1 для металла на графите, содержащего медь или бронзу), причем в большинстве случаев они будут зависеть от температуры и будут иметь различные характеристики.

В ЦКТИ разработан ряд уплотнительных устройств для дискового РВП с пластинчатой набивкой [40]. Уплотнительные устройства (рис. 7-12) состоят из главных уплотнений, включающих радиальные по высоте и окружные. В результате предварительных разработок получено семь вариантов главных уплотнений. Первый вариант представляет собой систему скошенных башмаков, опирающихся на раму; для уменьшения трения служат шариковые или роликовые элементы. Зазор между неподвижной опорой и башмаком перекрывается гибкой металлической мембраной, прижимаемой внешним давлением. Во втором варианте сильфон заменен поршнем. площадь поверхности которого равна эффективной площади башмака. В третьем варианте сильфон с целью упрощения конструкции заменен гофрированной мембраной. В четвертом варианте башмак укреплен на мембране, что значительно упрощает конструкцию. Отверстие в башмаке отводит среднее давление в зазоре в полость за башмаком. В пятом варианте среднее давление выводится во внутреннюю фигурную полость башмака. Зазоры уплотняются плоскими мембранами. Наиболее эффективными оказались шестой (рис. 7-13, *а*) и седьмой (рис. 7-13, *б*) варианты, которые и были испытаны. В шестом варианте нет сильфона, что значительно упрощает конструкцию. Компенсация усилия, вызванного действием давления в зазоре между ротором и башмаком, обеспечивается выбором особой геометрии башмака. Усилие от давления воздуха на площадь F равно усилию от давления в зазоре между ротором и башмаком. Расчет усилия в зазоре производится

по экспериментальной эпюре давления, которую для широкого диапазона давлений можно представить в первом приближении как линейную зависимость. Конфигурация башмака выбиралась из условия равновесия его под действием приложенных сил. Зазор между башмаком и неподвижной направляющей уплотнялся гибкой мембраной.

Эффективная площадь башмака в уплотнительном устройстве седьмого варианта равна эффективной площади сильфона. Конфигурация башмаков выбиралась также из условия равновесия усилий. Уплотнительное устройство по высоте принципиально не отличается от радиальных уплотнений и, включая в себя все элементы последних, состоит из одного башмака с каждой стороны. Последний, примыкая к наружному ободу диска, не образует лабиринта, как в радиальных уплотнениях. Поэтому на внутренней поверхности башмаков по высоте были профрезерованы специальные канавки, образующие лабиринт, количество которых ограничивалось условиями прочности гребней.

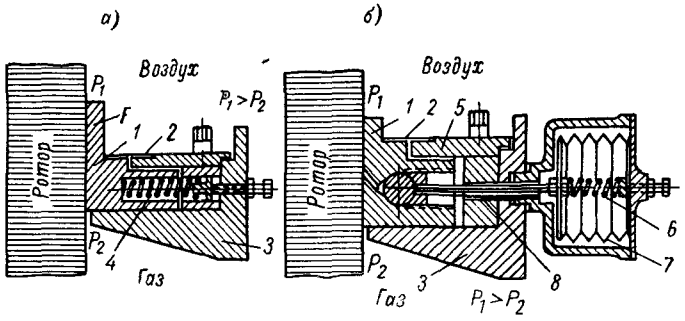


Рис 7-13. Уплотнения, испытанные на стенде: *а* — вариант без сильфона; *б* — вариант с сильфоном

1 — башмак; *2* — мембрана; *3* — нижняя направляющая; *4* — пружина для преодоления сил трения и усилий, возникающих при изменении зазора между ротором и башмаком; *5* — верхняя направляющая плиты; *6* — пружины в сильфоне для регулировки нажатия башмака на ротор; *7* — сильфон с корпусом; *8* — полый шток, шарнирно соединяющий сильфон с башмаком

Уплотнения по ободу ротора (окружные уплотнения) выполнены в виде тонких кольцевых пластин — мембран (рис. 7-14). Одна кромка этих мембран закрепляется на кожухе РВП, на другой закреплены легкие чугунные башмаки, которые, скользя, прижимаются к ободу под действием перепада давления на роторе. Для устранения утечек в местах сочленения радиальных уплотнений с уплотнениями по высоте (на углах) на боковых поверхностях башмаков в специальных пазах установлены уплотнительные перегородки, прижимаемые пружинами *2* к башмакам *1*, радиальных уплотнений (рис. 7-15). На верхних направляющих главных уплотнений и уплотнений по высоте профрезерованы специальные уступы; вместе с выступающими площадками башмаков они тщательно обработаны под одну плоскость. Полученный таким образом прямоугольный паз, опоясывающий ротор, перекрывается плоской металлической мембраной, которая прижимается внешним давлением и препятствует утечкам воздуха в обход башмаков, не нарушая их подвижности. Благодаря мембране устранены дополнительные неплотности в местах сочленения радиальных уплотнений с уплотнениями по высоте. Сверху мембрана плотно закрывается паранитовой прокладкой, предохраняющей ее от загрязнения. Стенд для исследования уплотнений и методика измерения подробно описаны в работе [41].

При испытании седьмого варианта обнаружились следующие недостатки конструкции. Шпильки с обычными гайками не обеспечивали плотности соединения, поэтому вместо них были применены глухие колпачковые гайки

с паронитовыми прокладками. Плоская цельная, неразрезанная мембрана, перекрывающая зазор между башмаками и неподвижными направляющими плитами, оказалась недостаточно эффективной. Потребовалось отработать конструкцию мембран. Всего было испытано 10 вариантов мембран (рис. 7-16). Все мембраны, кроме девятой, были изготовлены из нержавеющей стали IX18H9T толщиной 0,1 *мм*. Мембрана 9 была изготовлена из резины толщиной 8 *мм*. Мембрана *1* представляла собой цельную пластину, выполненную в виде четырехугольной рамки с шириной стороны 20 *мм*. Наружный край мембраны закреплялся металлическими планками с паронитовыми прокладками при помощи винтов к неподвижным направляющим. Внутренний край мембраны свободно прилегал к башмаку, не препятствуя его перемещению, и плотно прижимался воздухом высокого давления, находящимся над мембраной.

Сплошная мембрана образовывала волны, вследствие чего не обеспечивалось плот-

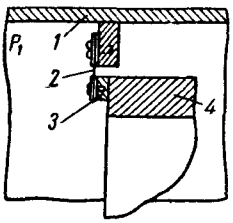


Рис. 7-14. Схема окружных уплотнений

1 — кожух регенератора; *2* — тонкий металлический лист; *3* — металлический башмак; *4* — наружный обод ротора

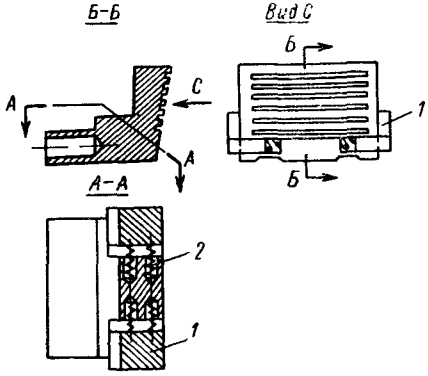


Рис 7-15. Схема уплотнительного устройства на стык уплотнений

1 — угловые башмаки; *2* — пружины

ное примыкание ее к работающим плоскостям. Мембрана *2* во избежание образования волн выполнена разрезной, из двух продольных (расположенных параллельно диаметру ротора) и двух поперечных (расположенных нормально диаметру ротора) пластин. Мембрана *3* — двухслойная, из разрезных пластин; стыки выполнены вразбежку и взаимно перекрываются. Мембрана *4* также двухслойная; нижний слой имеет гофру, входящую в зазор между направляющей и башмаком. Разрезная однослойная мембрана *5* не закрепляется на неподвижных деталях, а закладывается свободно в паз. Мембрана *6* цельная, но в отличие от мембраны *1* не закрепляется на неподвижных деталях. Мембрана *7* разрезная, двухслойная, укладывается свободно, без креплений. Мембрана *8* двухслойная, цельная; один слой прикрепляется к подвижной части уплотнений (башмакам), другой — к неподвижным направляющим. Мембрана *9* изготовлена из резины; мембрана *10* выполнена аналогично мембране *8*, но с разрезными слоями. Эффективность мембран оценивалась по количеству прошедшего через них воздуха, а также по противодавлению в патрубке, расположенном за уплотнениями. Величина противодавления была пропорциональна количеству прошедшего воздуха.

Как видно из рис. 7-16 наиболее эффективной оказалась мембрана *10*, которая и была установлена в уплотнениях шестого и седьмого вариантов. По данным испытаний седьмого варианта с указанными усовершенствованиями при перепаде давления на уплотнениях 2,5 *кГ/см²* и температуре газа 180° С утечки воздуха составили 47 *г/сек* на 1 *м* длины уплотнения.

Повышение температуры газа на входе в РВП до 400° С, для чего была установлена камера сгорания, вызвало увеличение утечек на 7 *г/сек*. Шестой вариант испытывался только при низких температурах. Утечки воздуха составляли около 54 *г/сек*.

При проектировании уплотнительных устройств конструктора будет интересовать в первую очередь величина утечки воздуха на газовую сторону. Определение этой величины теоретическим путем представляет значительную сложность. Для предварительной оценки можно применять обычные термодинамические формулы для истечения через щель. При этом коэффициент сопротивления, характеризующий падение давления в зазоре между поверхностью уплотнения и набивкой, рекомендуется увеличивать более чем в 2 раза по сравнению с коэффициентом сопротивления, характеризующим

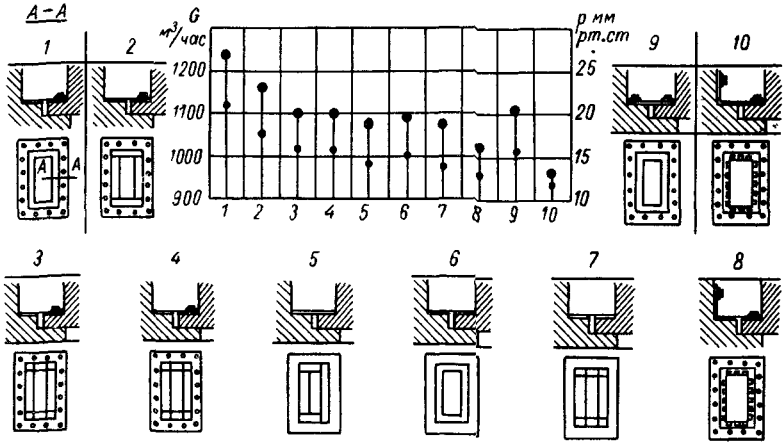


Рис 7-16 Эффективность различных мембран

G — количество воздуха, прошедшего через мембрану, *P* — противодавление в патрубке, *1—10* — порядковые номера мембраны

давление в проходе с гладкостенным каналом. Точную величину утечки воздуха можно определить только опытным путем.

Дальнейшее развитие конструкций РВП для ГТУ в СССР осуществляется в ряде транспортных организаций, в частности на Горьковском автомобильном заводе.

7-3. Теплотехнические характеристики поверхностей теплообмена газотурбинных РВП

Пластинчатые поверхности теплообмена. Проходные каналы набивок ГТУ имеют гидравлический диаметр 1 *мм*. Скорости течения газа и воздуха в таких каналах не превышают 20—30 *м/сек*. В силу этого число Re оказывается меньше $Re_{кр}$ и характер течения в таких каналах является ламинарным при всех режимах эксплуатации аппарата. Величина критерия $Gr = \beta q d^3/\nu^2 \Delta t$, характеризующая влияние естественной конвекции для эксплуатационных условий, не превышает 10. Благодаря этому представляется возможным пренебречь влиянием

естественной конвекции. Величина температурного фактора $\psi = T_{ст}/T$, характеризующая влияние температурного поля на физические свойства потока в условиях РВП, не превышает 1,1—1,15. Как известно, в газах физические постоянные, и в частности вязкость, значительно слабее зависят от температуры, нежели в жидкостях. Поэтому практически в этих условиях поправку на температурный фактор можно не учитывать. Относительная длина каналов РВП сравнительно высока; для существующих образцов — $l/d \approx 100$. Отмеченные обстоятельства позволяют применять для практического использования результаты аналитических исследований. Попытка сведения расчета при ламинарном течении газа в каналах некруглого сечения к зависимости для круглой трубы, путем введения в качестве характерного размера эквивалентного диаметра, не дала положительного результата. Положительный результат для турбулентного течения объясняется тем обстоятельством, что интенсивность теплообмена по обводу сечения благодаря перемешиванию является величиной одного порядка, в силу чего формула для круглой трубы оказывается справедливой и для каналов некруглого сечения. При ламинарном течении интенсивность теплообмена по обводу сечения существенно различна и формула для круглой трубы оказывается непригодной. В связи с этим для каждого отдельного сечения задача должна решаться самостоятельно. Обычно задача о теплообмене решается в так называемой постановке Гретца, а именно, вводятся следующие предположения: труба абсолютно гладкая, жидкость несжимаемая, скорость на входе соответствует развитому ламинарному профилю, поле температур на входе в канал однородно, физические постоянные неизменны в объеме трубы, влияние осевой теплопроводности по сравнению с радиальной пренебрежимо мало. Математически эта задача формулируется так:

$$\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} = \frac{w}{a}\frac{\partial T}{\partial z}, \qquad (7\text{-}1)$$

где a — коэффициент температуропроводности, w — местная скорость; x, y, z — координаты.

Задача решается обычно при условии постоянства теплового потока или температуры поверхности. Решение показывает, что число Nu однозначно зависит от так называемого параметра Гретца $\mathrm{Pe}D/L$. При $\mathrm{Pe}D/L \to 0$ число Nu приближается к своему предельному минимальному значению Nu_{min}. Ввиду того, что для режима эксплуатации РВП величина $\mathrm{Pe}D/L$ весьма мала для практических расчетов в первом приближении можно использовать значение Nu_{min}. Условие постоянства теплового потока позволяет ввести значительные упрощения в уравнение (7-1).

Из уравнения теплового баланса следует:

$$\frac{dt}{dz} = \frac{\Pi q}{\gamma c_p w F},$$

где Π — периметр, F — проходная площадь канала.

Тогда уравнение теплопроводности превращается в уравнение Пуассона:

$$\Delta^2 t = \frac{w}{a}\frac{\Pi q}{\gamma c_p w F} = c_1 w. \qquad (7\text{-}2)$$

Указанное уравнение описывает, в частности, состояние стержней при наложении на них крутящего момента и указанная аналогия может быть использована при решении задачи

Таблица 7-2

Теплообмен и сопротивление в различных каналах при ламинарном течении

Вид контура (канала)		Nu_q	Nu_T	λRe
	$\beta = 30°$	3	2,5	53,3
	$\beta = 10°$	2,7	—	51,5
	$\beta = 20°$	2,95	—	53
	$\beta = 40°$	2,95	—	52,7
	$\beta = 50°$	2,8	—	52,0
	$\beta = 60°$	2,7	—	51,0
		4,36	3,66	64
	$\psi = a/b = 1$	3,63	2,89	56,8
	$a/b = 0,7$	3,8	3,0	58
	$a/b = 0,5$	4,1	3,3	62
	$a/b = 0,3$	4,9	4,3	70
	$a/b = 0,1$	6,8	6,1	85
	$a/b = 0$	7,54	8,24	96
	$a/b = 0$ одна поверхность изолирована	5,39	4,86	96

о нахождении значения Nu_{min}. В настоящее время выполнено большое количество исследований по определению величины Nu_{min} для различных контуров. Результаты расчетов приведены в табл. 7-2.

Решение уравнения (7-1) выполнено для ряда контуров. Ниже приводятся значения Nu для условия $T=\text{const}$ для прямоугольного канала:

$\psi = 1$

$$\overline{\text{Nu}} = \frac{\text{Pe}\,D}{4L} \ln \frac{1}{0{,}83e^{-\frac{12{,}25}{\text{Pe}}\frac{L}{D}} + 0{,}08e^{-\frac{103{,}5}{\text{Pe}}\frac{L}{D}}}$$

при $0 < \text{Pe}\,D/L < 100$

$\psi = 0{,}33$

$$\overline{\text{Nu}} = \frac{\text{Pe}\,D}{4L} \ln \frac{1}{0{,}835e^{-\frac{16{,}028}{\text{Pe}}\frac{L}{D}} + 0{,}07e^{-\frac{236}{\text{Pe}}\frac{L}{D}}}$$

при $0 < \text{Pe}\,D/L < 70$;

$\psi = 0{,}2$

$$\overline{\text{Nu}} = \frac{\text{Pe}\,D}{4L} \ln \frac{1}{0{,}813e^{-\frac{19{,}48}{\text{Pe}}\frac{L}{D}} + 0{,}069e^{-\frac{303}{\text{Pe}}\frac{L}{D}}}$$

при $0 < \text{Pe}D/L < 40$;

$\psi = 0{,}1$

$$\overline{\text{Nu}} = \frac{\text{Pe}\,D}{4L} \ln \frac{1}{0{,}8e^{-\frac{23{,}745}{\text{Pe}}\frac{L}{D}} + 0{,}064e^{-\frac{381}{\text{Pe}}\frac{L}{D}}}$$

при $0 < \text{Pe}\,D/L < 25$

$\psi = 0$

$$\overline{\text{Nu}} = \frac{\text{Pe}\,D}{4L} \ln \frac{1}{0{,}916e^{-\frac{30{,}2}{\text{Pe}}\frac{L}{D}} + 0{,}053e^{-\frac{341}{\text{Pe}}\frac{L}{D}} + 0{,}086e^{-\frac{988}{\text{Pe}}\frac{L}{D}}}.$$

Для треугольного контура при $T_{\text{ст}}=\text{const}$ получено решение

$$\text{Nu} = \frac{\text{Pe}\,D}{48} \ln \frac{1}{0{,}827e^{-\frac{10{,}705}{\text{Pe}}\frac{L}{D}} + 0{,}0902e^{-\frac{86{,}57}{\text{Pe}}\frac{L}{D}}}.$$

На рис. 7-17, 7-18 показано сопоставление приведенных теоретических решений с опытом для прямоугольных каналов [42] ($T_{\text{ст}}=\text{const}$) и для треугольного ($T_{\text{ст}}=\text{const}$, $q=\text{const}$) [43]. Из графиков видно, что опытные данные весьма близки к значениям $\text{Nu}_{\min}$. Данные для треугольного канала характеризуются существенным разбросом, что, в частности, объясняется

различными граничными условиями ($T_{ст}$=const, q=const), при которых они получены. В первом приближении для расчетов могут быть использованы значения Nu_{min}, уменьшенные на 20%. Данные для прямоугольных каналов представлены в [46]. В табл. 7-2 приведены значения коэффициентов сопротивления,

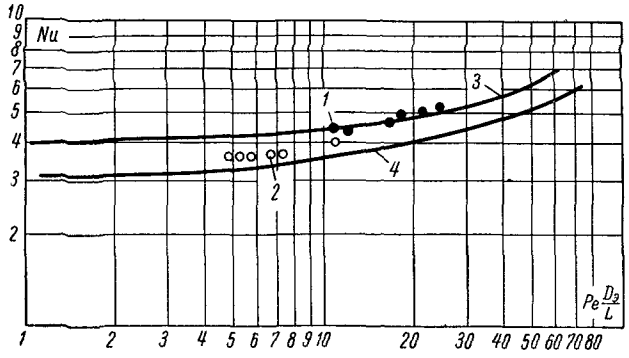


Рис. 7-17. Теплообмен в прямоугольных каналах при ламинарном течении

1 — опыты Кларка и Кейса Ψ=1,0; *2* — опыты Кларка и Кейса Ψ=2,62; *3* — теория Ψ=1,0; *4* — теория Ψ=2,62

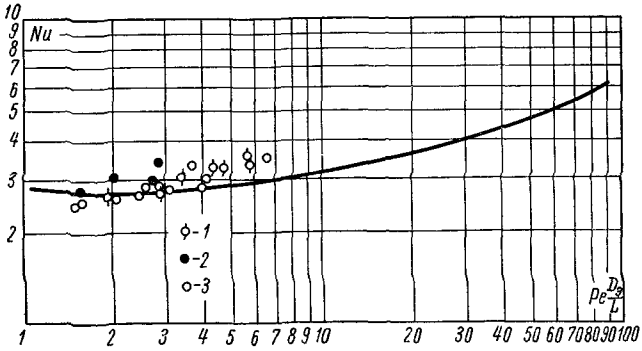


Рис. 7-18. Теплообмен в треугольных каналах при ламинарном течении

1 — опыты ЦКТИ; *2* — опыты ГАЗа; *3* — опыты Кокса и Стивенса; ——— — теория

полученных аналитически и определяемых по формуле $\lambda = A/Re$. Каналы с малым $d_э$ требуют жестких допусков [51].

Перфорированные поверхности теплообмена для ГТУ. В работе [44] были исследованы перфорированные пластинчатые поверхности теплообмена для ГТУ. Общий вид пакета изображен на рис. 7-19. Геометрические размеры вариантов представ-

лены в табл. 7-3. Перфорации были выполнены в виде прямоугольных щелей. Результаты опытов по теплообмену и трению показаны на рис. 7-20, 7-21.

На рис. 7-22, 7-23 показано, что при одинаковом значении мощности, потребной на прокачку теплоносителя, теплосъем увеличивается более чем в два раза по сравнению с гладкими *пластинами. Таким образом,* перфорация оказывается весьма эффективным мероприятием для интенсификации теплообмена при ламинарном течении, имеющем место в набивках газотурбинных РВП. Необходимо проверить эти поверхности в загрязненном потоке.

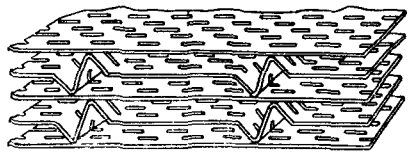


Рис. 7-19. Перфорированная пластинчатая поверхность теплообмена для РВП газотурбинных установок

Набивка из стеклокерамических материалов. Основной проблемой РВП для ГТУ является проблема уплотнений. Поверхности теплообмена, изготовленные из металла, как правило,

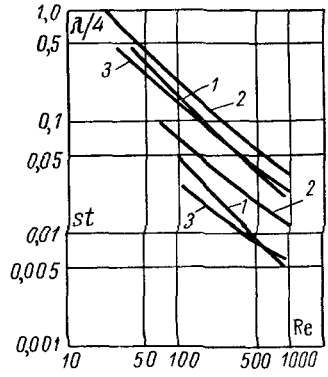


Рис. 7-20. Теплоотдача и гидравлическое сопротивление перфорированных пластин

1 — пластины типа 160/40 TV; *2* — то же, 160/40 *Q*; *3* — сплошные пластины

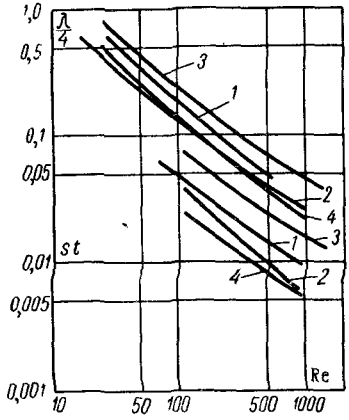


Рис. 7-21. Теплоотдача и гидравлическое сопротивление перфорированных пластин

1 — пластины типа 125М; *2* — то же, 125Р; *3* — то же, 50*G*; *4* — сплошные пластины

обладают высоким коэффициентом термического расширения, вследствие чего при переменных нагреваниях и охлаждениях возникают значительные деформации, которые усложняют проблему уплотнений. В последнее время для снижения этих деформаций применяют стеклокерамические материалы, обладающие очень низким коэффициентом термического расширения,

что сводит термические деформации к минимуму. Согласно [45] исследование стеклокерамических теплообменников проводилось на стенде при подогреве до температуры 300° С. Экспериментальная секция представляла собой диски с ячейками тре-

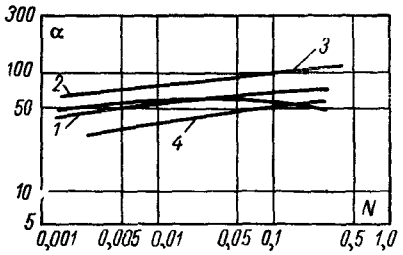


Рис. 7-22. Энергетические характеристики перфорированных пластин

1 — пластины типа 160/40 TV; *2* — то же, 160/40 Q; *3* — то же 160/40 TV профильные и разделительные сплошные пластины

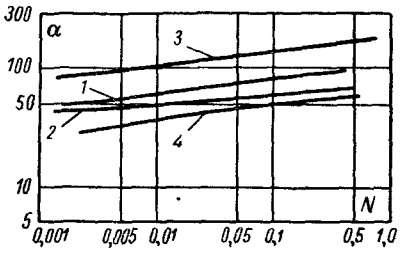


Рис. 7-23. Энергетические характеристики перфорированных пластин

1 — пластины типа 125М; *2* — то же 125Р; *3* — то же, 50*G*; *4* — сплошные пластины

угольной формы, образованными стеклокерамикой типа «CERCOR». Удельная теплоемкость $c=0\,24$ *ккал/(кг°·С)*, коэффициент теплопроводности $\lambda=0{,}49$ *ккал/(м·ч·°С)*. Испыты-

Таблица 7-3

Геометрические размеры перфорированных никелевых пластин

Показатели	Тип пластин				
	160/40	160/40	125М	125Р	50
Заводские данные					
Толщина пластин, *мм*	0,056	0,040	0,040	0,050	0,040
Тип отверстий	Удлиненные щели	Удлиненные щели	Круглые	Круглые	Круглые
Размеры отверстий, *мм*	0,020 × 0,43	0,048 × 0,46	0,099	0,076	0,37
Расстояние между центрами отверстий, *мм*	0,160 × 0,635	0,160 × 0,635	0,200	0,200	0,51
Площадь отверстий, %	12	24,5	22,5	14,5	50,0
Расчетные геометрические размеры					
Размер отверстий, *мм*	0,020 × 0,39	0,048 × 0,41	0,093	0,074	0,35
Расстояние между центрами отверстий, *мм*	0,160 × 0,635	0,160 × 0,635	0,200	0,200	0,50
Площадь отверстий, %	7,88	19,42	19,47	12,31	44,50
Гидравлический диаметр, *мм*	0,59* 0,59	0,62	0,62	0,60	0,62 0,60**
Относительная длина модели	85,91 86,40	82,18	82,18	84,99	82,18 84,99

* Профильные пластины из 160/40 разделены сплошными пластинами.
** Сплошные никелевые пластины.

вавшиеся элементы тенлообменника имели каналы двух типов: прямые и, примерно, синусоидальные с длиной волны 12,7 *мм*. Элемент с прямыми и большими каналами маркировался Т-40-75, с синусоидальными каналами соответственно ТС-20-38. В этих обозначениях первое число показывает номинальную внутреннюю высоту, а второе число — длину канала вдоль диска в долях дюйма. Некоторые геометрические размеры представлены в табл. 7-4. Анализ увеличенных фотографий элементов показал, что ячейки в сечении в основном имеют равнобедренные треугольники с углом при вершине от 40° до 60°. На рис. 7-24, 7-25 показаны данные по гидравлическому сопротивлению и теплообмену. Как следует из рис. 7-24, при $Re<200$ величина критерия Nu лежит между $3>Nu_{min}>2$, что близко к теоретическим

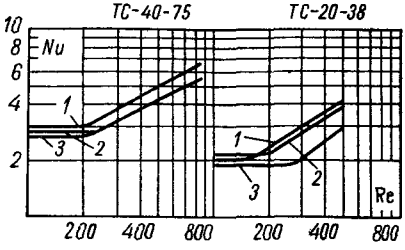


Рис. 7-24. Теплообмен в матрицах из стеклокерамики
1 — L=25,4 *мм*; *2* — L=51 *мм*; *3* — L=76 *мм*

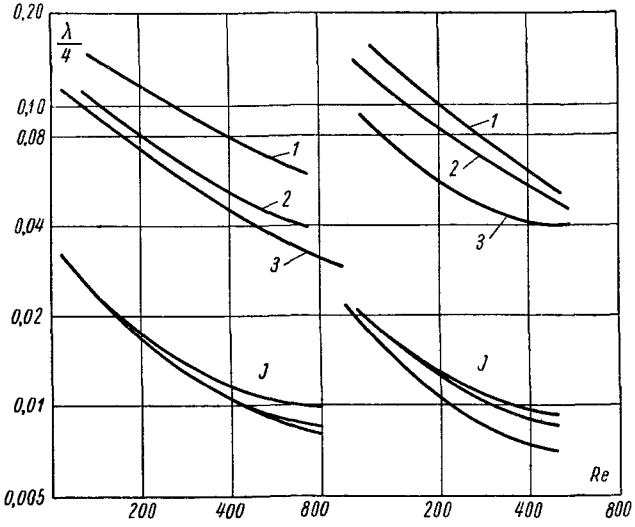


Рис. 7-25. Зависимость коэффициента трения и коэффициента теплообмена ($j=Nu/RePr^{1/3}$) от критерия Re
1 — L=25,4 *мм*; *2* — L=51 *мм*; *3* — L=76 *мм*

результатам для треугольного канала. При $Re>200$ величина Nu увеличивается. При $Re>200$ поток турбулизируется в результате трения о шероховатую керамическую поверхность стенок кана-

лов. Анализ располагаемых материалов по стеклокерамическим набивкам различного профиля показывает, что набивка из гладких прямых каналов эффективнее поверхности из каналов неправильной формы. Важным преимуществом стеклокерамических элементов по сравнению с элементами из нержавеющей стали является небольшой вес (в 5 раз легче) и высокая сопротивляемость механическому износу и деформациям.

Сетчатая набивка. Сетчатая набивка является идеальной с точки зрения теплообмена. Коэффициент теплоотдачи обратно

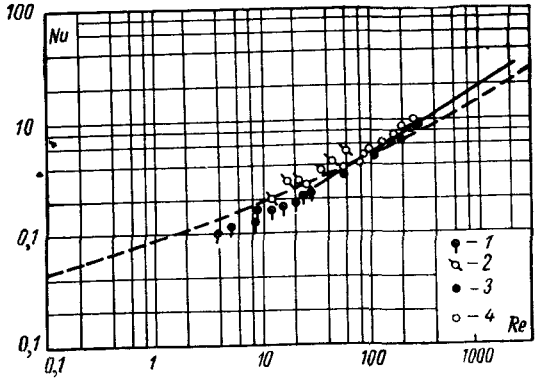


Рис 7-26. Теплоотдача стенок
1 — *d* проволоки 0,1 *мм*; *2* — то же, 0,02 *мм*; *3* — то же, 0,9 *мм*; *4* — то же, 1 *мм*; — — — — — цилиндр; ——— — шар

пропорционален диаметру проволоки $\alpha \approx l/d$ и применение сеток с очень малыми диаметрами приводит к очень большим α (число Nu при уменьшении Re ограничено). Однако сетчатая набивка, видимо, сложнее очищается, чем пластинчатая,

Таблица 7-4

Геометрические характеристики матриц из стеклокерамических материалов

Тип элемента	Длина, L, *мм*	Число ячеек на 1 *см*^{2}	Эквивалентный диаметр $d_э$, *мм*	Отношение $L/d_э$	Средняя толщина стенки, *мм*
ТС-20-38	25,4 50,8 76,2	190 183 180	0,48 0,48 0,50	53,1 105,2 153,0	0,142 0,142 0,139
ТС-40-75	25,4 50,8 76,2	72,5 72,7 71,0	0,79 0,79 0,79	32,2 64,5 96,7	0,20 0,20 0,21

а также она проницаема в окружном и радиальном направлениях и не обладает достаточной жесткостью. В случае применения сетчатой набивки необходим жесткий каркас и, как правило, секционирование. Экспериментальные данные по теплотехническим характеристикам сеток приведены в [46]. В первом приближении можно рассчитать теплоотдачу сеток по данным для одиночного цилиндра. Об этом свидетельствуют данные работы [47], результаты которой показаны на рис. 7-26. Гидравлическое сопротивление сеток можно рассчитать по данным работы [48], а также [46].

Пример расчета РВП для ГТУ мощностью 4000 *квт*.

Исходные данные:

Расход воздуха, $G_в$	40,5 *кГ/сек*
» газа, $G_г$	40,5 *кГ/сек*
Температура воздуха на входе в РВП, $t'_в$	215° С
» » » выходе из РВП, $t''_в$	372° С
Давление воздуха на входе в РВП, $P_в$	5,07 *ата*
Температура газа на входе в РВП, $t'_г$	425° С
Давление газа на входе в РВП, $P_г$	1,05 *ата*

Решение

Принимаем отношение площадей проходных сечений газовой и воздушной сторон $i = \frac{F_г}{F_в} = 2$.

Долю сечения, занимаемого уплотнениями по конструктивным соображениям, принимаем $\varepsilon_0 = \frac{F_{упл}}{F_п} = 0{,}07$.

Доли сечения, приходящиеся на газовую и воздушную стороны, соответственно составят:

$$\varepsilon = \frac{i}{1+i}(1-\varepsilon_0) = 0{,}62;$$

$$\varepsilon_в = \left(1 - \frac{i}{1+i}\right)(1-\varepsilon_0) = 0{,}31.$$

Коэффициент регенерации

$$\varphi = \frac{(t''_в - t'_в)}{(t'_г - t'_в)} = 0{,}748.$$

Расход тепла по воздуху

$$Q^в = c_p G_в (t''_в - t'_в) = 57{,}25 \cdot 10^5 \text{ ккал/ч}.$$

Температура газа на выходе, принимая $Q_г = Q_в = Q$, будет:

$$t''_г = t'_г - \frac{Q}{c_{p_г} G_г} = 270\ °\text{C}.$$

Средний температурный напор (в данном случае логарифмическая разность равна среднеарифметической)

$$\Delta\bar{t} = \frac{1}{2}(\Delta t_б + \Delta t_м) = 54\ °\text{C}.$$

Средние температуры в РВП: газа 347,5° С; воздуха 293,5° С.

Средняя температура стенки при оптимальном числе оборотов определяется по формуле:

$$\bar{t}_{ст} = \frac{\alpha_г \varepsilon_г \bar{t}_г + \alpha_в \varepsilon_в \bar{t}_в}{\alpha_в \varepsilon_в + \alpha_г \varepsilon_г}.$$

Полагая в первом приближении $\alpha_г = \alpha_в$, получаем $t_{ст} = 330°$С.

Физические постоянные для газа определяются по среднim температурам и соответственно равны: $\gamma_г = 0{,}566$ *кг/м*³; $\varrho_г = 0{,}0592$ *кг сек*²/*м*⁴; $\mu = 3{,}1 \cdot 10^{-6}$ *кг · сек/м*²; $\gamma_в = 3{,}01$ *кг/м*³; $\varrho_в = 0{,}287$ *кг · сек*²/*м*$_г$; $\lambda = 4{,}06 \cdot 10^{-2}$ *ккал/м · час · °С*

Задаемся скоростью газа $w_г = 20$ *м/сек*;
тогда живое сечение для прохода газа будет:

$$F_{г.ж} = \frac{G_г}{w_г \gamma_г} = 3{,}58 \ м^2.$$

Живое сечение по воздуху

$$F_{в.ж} = \frac{F_{г.ж}}{i} = 1{,}79 \ м^2.$$

Скорость воздуха в набивке

$$w_в = \frac{G_в}{F_{в.ж} \gamma_в} = 7{,}52 \ м/сек.$$

Определяем критерий Re для воздуха и газа:

$$Re_в = \frac{\rho_в w_в d_э}{\mu} = 635; \quad Re_г = \frac{\rho_г w_г d_э}{\mu} = 348.$$

По графику рис. 7-18 определяем числа Nu: $Nu_г = 3{,}6$; $Nu_в = 3{,}1$,
тогда коэффициенты теплоотдачи:

$$\alpha_г = \frac{Nu_г \lambda}{d_э} = 160{,}5 \ ккал/(м^2 \cdot ч \ °С); \ \alpha_в \frac{Nu_в \lambda}{d_э} = 138 \ ккал/(м^2 \cdot ч \ °С).$$

Проверяем среднюю температуру стенки с учетом полученных α: $t_{сн} = 330{,}5°$ С, что практически совпало с температурой стенки, полученной в первом приближении.

Задаемся скоростью ротора $n = 15$ *об/мин*. Тогда поправки на нестационарность (по упрощенной формуле)

$$П = \frac{(1 - e^{-m_1})(1 - e^{-m_2})}{1 - e^{-(m_1 + m_2)}} \left(\frac{1}{m_1} + \frac{1}{m_2} \right).$$

Для принятых условий:

$$m_1 = \frac{2F_г \alpha_г}{c \gamma \delta F_п} = 2{,}31; \quad m_2 = \frac{2F_в \alpha_в}{c \gamma \delta F_п} = 0{,}992.$$

Подставив значения, получим $П = 0{,}85$.
При числе оборотов $n = 30$; $m_1 = 1{,}155$; $m_2 = 0{,}496$ поправка на нестационарность $П = 0{,}952$.

Определяем коэффициент теплопередачи при $n = 15$ *об/мин* и 30 *об/мин*.

$$k_{15} = П \frac{\varepsilon_г \alpha_г \varepsilon_в \alpha_в}{\varepsilon_г \alpha_г + \varepsilon_в \alpha_в} = 0{,}85 \frac{0{,}62 \cdot 160{,}5 \cdot 0{,}31 \cdot 138}{0{,}62 \cdot 160{,}5 + 0{,}31 \cdot 138} = 25{,}4 \ ккал/(м^2 \cdot ч \ °С);$$

$$k_{30} = 28{,}4 \ ккал/(м^2 \cdot ч \ °С).$$

Соответственно двусторонняя поверхность нагрева будет:

$$H_{15}=\frac{Q}{k\Delta t_{ср}}=\frac{57{,}25\cdot10^5}{25{,}4\cdot54}=4180\ м^2;\quad H_{30}=3730\ м^2.$$

Полное поперечное сечение воздухоподогревателя

$$F=\frac{F_{г.ж}+F_{в.ж}}{(1-\psi)(\varepsilon_г+\varepsilon_в)}=\frac{3{,}58+1{,}79}{(1-0{,}18)\cdot0{,}93}=7{,}04\ м^2.$$

Для принятой толщины ленты $\delta=0{,}1$ *мм* $\psi=0{,}18$. Полное поперечное сечение металла набивки

$$F_м=\psi F=0{,}18\cdot7{,}04=1{,}265\ м^2.$$

Односторонний периметр набивки

$$U=\frac{F_м}{\delta}=\frac{0{,}1265}{0{,}1\cdot10^{-3}}=12\,650\ м.$$

Высота набивки

$L=H/2U$; $L_{15}=4180/2\cdot12650=0{,}1655$ *м*; $L_{30}=3730/2\cdot12650=0{,}1475$ *м*.

В однодисковом исполнении при диаметре ступицы $d=250$ *мм*. Наружный диаметр ротора по набивке будет:

$$D=\sqrt{1{,}274F+0{,}25^2}\approx3\ м.$$

Потеря давления в набивке

$$\Delta P_г=\frac{53{,}3}{Re_г}\frac{L}{d_э}\frac{\rho_г w_г^2}{2}=321\ кГ/м^2;\quad \Delta P_в=\frac{53{,}3}{Re_в}\frac{L}{d_э}\frac{\rho_в w_в^2}{2}=132\ кГ/м^2.$$

Вес набивки

$$G_м=\frac{1}{2}H\delta\gamma_м=\frac{1}{2}\ 4180\cdot10^{-4}\cdot8\cdot10^3=1672\ кГ.$$

Перетечки, связанные с вращением (потери перевозки):

$$G_п=\frac{1{,}31\,(D^2-d^2)(1-\psi)\gamma_в Ln}{G};$$

$$G_{15}=\frac{1{,}31\,(9-0{,}0625)(1-0{,}18)\cdot3{,}01\cdot0{,}165\cdot15)}{40{,}5}=1{,}77\%;$$

$$G_{30}=3{,}54\%.$$

Ввиду того, что при $n=30$ *об/мин* потери перевозки становятся неприемлемыми, принимаем $n=15$ *об/мин*. Протечки через уплотнения для данной конструкции определяются, исходя из следующих соображений. В опытах на модели РВП установлено, что при перепаде давления в 2,5 *кГ/см*^{2} перетечки составляли 50 *г/сек* на 1 *м* уплотнений. Зависимость перетечки от перепада давления линейная, тогда:

$$G_у=\frac{50\cdot4{,}05\cdot2\,(D+L)\,100}{2{,}5\cdot G}=1{,}266\%.$$

Общая перетечка

$$G_{об}=G_п+G_у=3{,}04\%.$$

ЛИТЕРАТУРА

1. Розенгауз И. Н. Основные направления развития паровых котлов и их вспомогательного оборудования в США, БТИ ОРГРЭС, 1963.

2. Electrical World, т. 166, 1966, № 8.

3. Кутателадзе С. С. Формула для расчета теплопередачи ротационных регенераторов. Советское котлотурбостроение, 1935, № 10.

4. Ляховицкий И. Д. Тепловой расчет регенеративного воздухоподогревателя как аппарата со стационарным теплообменом. Известия ВТИ, 1942, № 2.

5. Добкин Г. И. Регенеративные воздухоподогреватели непрерывного действия. Госиздат БССР, 1936.

6. Boestad G. Die Wärmeübertragung im Ljungstiöm Luftveowävmer. Feuerungstechnik, 1938, № 9.

7. Шак А. Промышленная теплопередача. Металлургиздат, 1961.

8. Иоффе Д. И. Исследование теплоотдачи и гидравлического сопротивления воздухоподогревателя типа Юнгстрем. Известия ВТИ, 1947, № 8.

9. Кутателадзе С. С., Боришанский В. М. Справочник по теплопередаче, Госэнергоиздат, 1959.

10. Калинин Э. К., Ярхо С. А. Влияние чисел Re и Pr на эффективность интенсификации теплообмена в трубах. ИФЖ., том XI, 1966, № 4.

11. Мигай В. К., Слободская Л. Н. Исследование интенсифицированной поверхности теплообмена для вращающихся регенеративных воздухоподогревателей. «Теплоэнергетика», 1962, № 9.

12. Мигай В. К. Исследование элементов поверхности нагрева регенератора «Юнгстрем», «Энергомашиностроение», 1959, № 7.

13. Nunner. W-VDI-Forschungsheft 1956, № 455.

14. Кадер Б. А. К строению вязкого подслоя турбулентного пограничного слоя несжимаемой жидкости. «Механика жидкости и газа», 1966, № 6.

15. Себан Р. А. Теплоотдача в следе за уступом на поверхности пластины. Труды ВСЖЕ, 1964, № 2.

16. Seban R. A. Heat Transfer and flow in a shallow rectangular cavity with subsonic turbulent air flow. International Journal of heat and Mass Transfer, vol. 8, 1965, № 11.

17. Мигай В. К Трение и теплообмен в закрученном потоке в трубе. Известия АН СССР. «Энергетика и транспорт», 1966, № 5.

18. Нинуа Н. Е. Регенеративный вращающийся воздухоподогреватель. «Высшая школа», 1965.

19. Дубовский И. Е., Назаренко В. С. Результаты исследований регенеративных воздухоподогревателей. «Энергомашиностроение», 1959, № 4.

20. Тепловой расчет котельных агрегатов (нормативный метод). Госэнергоиздат, 1957.

21. Якоб М. Вопросы теплопередачи. Изд-во иностр. лит. 1960.

22. Дацковский В. М. О расчете вращающегося регенератора «Теплоэнергетика», 1965, № 8.

23. Временные руководящие указания по обслуживанию регенеративных вращающихся воздухоподогревателей котлов ТКЗ. БТИ, ОРГРЭС, 1966.

24. Инструкция по ремонту воздухоподогревателей паровых котлов. «Энергия», 1965.

25. Гирден. Влияние потерь от присосов и перетоков в регенеративном воздухоподогревателе на работу котельной установки. БТИ, ОРГРЭС. 1960.

26. Внуков А. К. Надежность и экономичность котлов для газа и мазута. «Энергия», 1966.

27. Костров Л. А., Боткачик И. А., Надыров И. И., Назаренко В. С., Федоров И. И., Паймухин В. Б., Изгаршева Т. А. Промышленные испытания уплотнений регенеративного воздухоподогревателя ЗиО. «Электрические станции», 1966, № 12.

28. Назаренко В. С., Боткачик И. А., Костров Л. А. Испытания модели регенеративного воздухоподогревателя на горячем стенде. «Энергомашиностроение», 1967, № 9.

29. Обобщение опыта эксплуатации регенеративных вращающихся воздухоподогревателей отечественного изготовления при сжигании газа и мазута. «Энергия», 1967.

30. Янко П. И., Крук М. Т., Монархович А. Н., Гадяк В. А., Радченко А. И. Занос и очистка поверхностей нагрева котла при сжигании мазута. «Электрические станции», 1969, № 5.

31. Янко П. И., Степанов Л. А., Бойко А. П. Очистка обмывкой регенеративных воздухоподогревателей котлов, сжигающих сернистые мазуты. «Энергетик», 1964, № 3.

32. Гойхман Л. А., Мадоян Л. Г., Мигалин Ю. А. Водная промывка регенеративных воздухоподогревателей котлов, работающих на сернистых мазутах. «Электрические станции», 1965, № 12.

33. "Engineering". 1949, № 167, The gas turbine in Germany.

34. Cox M. and Stevens R. K. P. The regenerative heat exchanger for gas turbine power-plant. "The Institution of Mechanical Engineers Proceedings", 1950. vol. 163, № 60, p. 193—205.

35. "The oil Engine and Gas Turbine". Mid January, 1953, vol. XX, № 235, p. 338—342. Some types of rotary regenerative heat exchanger.

36. Harper D. B. "Transactions of the ASME". vol. 79, 1957, N 2.

37. W. Wai Chao. "Automative Industries". May 15, vol. 112, 1955, N 10.

38. "The Motor". 1957, N 2867.

39. Хринижак В. Регенераторы газотурбинных установок. Машгиз, 1962.

40. Новожилов И. Ф., Мигай В. К. Уплотнительные устройства для регенеративного газотурбинного двигателя. «Автомобильная промышленность», 1958, № 3.

41. Новожилов И. Ф., Мигай В. К. Вращающийся регенеративный воздухоподогреватель для газотурбинной установки. «Энергомашиностроение», 1957, № 7.

42. Clark S. M., Kays W. M. "Transactions of the ASME". 1953, vol. 75, N 5, p. 859—860.

43. Мигай В. К. Теплообмен в треугольном канале при ламинарном течении. ИФЖ., 1958, № 7.

44. Пуччи Р. Ф., Хоуард К. П., Пирсолл К. Х. Однопоточный нестационарный метод исследования компактных теплообменных поверхностей. Энергетические машины и установки. Труды ASME, 1967, № 1.

45. Экспресс-информация. Поршневые и газотурбинные двигатели, 1966, № 44.

46. Кейс В. М., Лондон А. Л. Компактные теплообменники, «Энергия», 1957.

47. Saunders O. A. Heat Transfer in Regenerators. Труды конференции по теплопередаче института инженеров механиков. Лондон, 1951.

48. Ханжонков В. Н. Сопротивление сеток. Сборник «Промышленная аэродинамика», МАП, 1944.

49. Мочан С. И., Ревзина О. Г. «Теплоэнергетика», 1965, № 10.

50. Рихтер Л. А. «Энергомашиностроение», 1970, № 11.

51. Наринский Д. А. «Теплоэнергетика», 1970, № 12.

ОГЛАВЛЕНИЕ

Введение 3

Глава первая. **Теплообмен в РВП** 7

1-1. Общие положения . . . . . —
1-2. Исследования теплообмена в набивках РВП 8
1-3. Теплообмен и гидравлическое сопротивление в шариковых набивках 24
1-4. Промышленные исследования РВП . . . . . —

Глава вторая. **Коэффициент нестационариости процесса** 41

2-1. Общие положения и расчетные формулы . . . . . —
2-2. Вывод и анализ формулы для коэффициента нестационарности 43
2-3. Результаты исследований РВП на горячем стенде 51
2-4. Коэффициент регенерации 54

Глава третья. **Конструкции котельных РВП** 57

3-1. Воздухоподогреватель шведской фирмы SMV . . . . . —
3-2. Воздухоподогреватель японской фирмы «Гаделиус» 65
3-3. Воздухоподогреватель американской фирмы APC 68
3-4. Воздухоподогреватель бельгийской фирмы AFS 75
3-5. Воздухоподогреватель английской фирмы «Хауден» 77
3-6. Воздухоподогреватель фирмы «Крафтанлаген» (ФРГ) 82
3-7. Воздухоподогреватель фирмы «Бабкок и Вилькокс» (США) . 84
3-8. Воздухоподогреватель фирмы «Ротемюле» (ФРГ) 86
3-9. Воздухоподогреватели отечественного производства 89

Глава четвертая. **Температурный режим работы РВП и влияние перетечек воздуха** 101

4-1. Влияние перетечек воздуха на тепловую работу воздухоподогревателя . . . . . —
4-2. Температурный режим работы элементов РВП 102

Глава пятая. **Эксплуатация котельных РВП** 118

5-1. Работа уплотнений. Присосы . . . . . —
5-2. Загрязнение 121
5-3. Коррозия 122
5-4. Обдувка и обмывка 123
5-5. Пожары в РВП 125

Глава шестая. **Тепловой и аэродинамический расчет котельного РВП** . . 126

Глава седьмая. **РВП для газотурбинных установок** 140

7-1. Эффективность РВП в схеме ГТУ . . . . . —
7-2. Развитие конструкций вращающихся теплообменников ГТУ 142
7-3. Теплотехнические характеристики поверхностей теплообмена газотурбинных РВП 154
Литература 166