

## ОБ ИСПОЛЬЗОВАНИИ ТЕПЛА ОТХОДЯЩИХ ГАЗОВ ПРОМЫШЛЕННЫХ ПЕЧЕЙ

В. Н. СМИРЕНСКИЙ

### Общие соображения

Весьма резкая разница в к. п. д. топливопотребляющих установок чисто энергетических (парогенераторов) и различных промышленных печей не может не привлечь к себе внимания теплотехников. В то время, как современные хорошо выполненные котельные установки работают с к.п.д. порядка  $85 \div 90\%$ , в промышленных печах к.п.д., как правило, нигде не превышает  $20 \div 30\%$ , снижаясь в отдельных случаях до  $5 \div 10\%$ .

Анализ работы различных промышленных печей показывает, что во всех случаях основная доля потерь приходится на потерю тепла с уходящими газами, имеющими очень высокие температуры. Самые низкие значения температур уходящих газов обычно лежат в пределах  $400\text{--}500^\circ\text{C}$ , тогда как максимальные доходят до  $1000 \div 1200^\circ\text{C}$  и выше. Принимая во внимание удельный вес различных печных устройств в общем их количестве, можно считать, что в среднем эта потеря составляет около  $45\%$ , т. е. весьма внушительную цифру.

Нужно еще заметить, что в современной промышленности преобладают главным образом крупные установки—топливопотребители, дающие большие количества отходящих газов в несколько десятков тысяч  $\text{м}^3/\text{час}$ . Это создает благоприятные условия для их использования.

Тепло отходящих газов различных промышленных установок включает в себе огромные неиспользованные резервы. Скромные теоретические подсчеты, проведенные применительно к 1951 году, показывают, что при правильном использовании тепла отходящих газов только сравнительно крупных установок можно получить годовую экономию топлива для народного хозяйства СССР свыше 2 миллионов тонн условного топлива. Нет сомнения в том, что эти резервы должны быть и будут использованы. В СССР имеются все необходимые для этого условия. К этому, прежде всего, нас обязывает наша топливная политика, которая требует совершенно иного, чем в капиталистических странах, бережного отношения к топливным ресурсам. Во-вторых, при наличии планового социалистического хозяйства имеются благоприятные условия для широкого и быстрого внедрения всякого полезного мероприятия.

Однако нельзя сказать, что в нашей промышленности утилизационные установки нашли уже должное применение. Наоборот, у многих существующих промышленных печей, где использование отходящего тепла газов является вполне возможным и рентабельным, утилизационные установки встречаются довольно редко. Далекое не всегда предусматривается это и при проектировании новых печных установок или даже новых цехов. Можно перечислить несколько основных причин такого положения.

Во-первых, иногда имеет место недооценка того значения, которое могут получить утилизационные установки для отдельных предприятий и для всего народного хозяйства в целом.

Во-вторых, имеет также место и консерватизм некоторых производителей, нежелание усложнять производственную установку, боязнь помех для производства и лишних забот.

В-третьих, большое значение имеет также и то обстоятельство, что до сих пор еще не имеется достаточно хороших и вполне установившихся конструкций и типов утилизационных установок, надежно работающих в разных специфических условиях производства.

В-четвертых, недостаточная научно-техническая разработка основных вопросов использования вторичных ресурсов промышленности.

Среди различных теплоносителей, получаемых при использовании тепла отходящих газов промышленных печей, наиболее целесообразным представляется получение в утилизационных установках пара и главным образом пара достаточно высоких параметров с возможностью использования его в энергетических целях. Другие возможные теплоносители—вода, воздух—не могут рассматриваться как основные для полного использования всех тепловых возможностей отбросного тепла промпечей на подавляющем большинстве установок, главным образом крупных. Горячая вода и воздух, полученные в утилизационных установках крупных предприятий (металлургическая, цементная, стекловаренная и прочая промышленность), часто не смогут найти поблизости достаточного количества потребителей. Поэтому подобные утилизационные установки должны рассматриваться как некоторые частные случаи использования тепла на предприятиях, где для этого имеются соответствующие условия. Получение же пара достаточно высоких параметров в котлах-утилизаторах является наиболее универсальным решением задачи использования тепла, так как такой пар всегда найдет применение либо в энергетических установках для получения электроэнергии, либо для производственных целей.

Многие попытки использования тепла отходящих газов, проводившиеся ранее, нужно признать недостаточно удачными, так как иногда применялись случайные типы котлов часто без всякого учета специфических условий работы утилизатора и местных условий его установки. Устанавливались котлы горизонтально-водотрубные, вертикально-водотрубные и с дымогарными трубами нормальных и специальных типов. Имеются единичные случаи установок котлов-утилизаторов и с принудительной циркуляцией.

Для утилизационной установки нельзя наметить универсальный тип котла-утилизатора, пригодный для всех возможных случаев использования тепла газов, так как условия работы могут быть самые разнообразные. Здесь нужно иметь в виду и температуры греющих газов, количество и качество уноса в газах, главным образом в части его температуры плавления, наличие продуктов неполного горения в газах и сернистых соединений, данные местных условий, необходимые для компоновки утилизатора, и пр. Но если отбросить некоторую специфичность работы отдельных утилизаторов, то все они должны удовлетворять следующим основным требованиям:

1. Большая степень компактности, потому что, как правило, утилизационные установки будут размещаться в жестких, ограниченных габаритах.
2. Простота изготовления на различные мощности и параметры при малых расходах металла.
3. Надежность работы и простота обслуживания.

Из первого основного требования следует, во-первых, что поверхности нагрева должны работать высокоэффективно и, во-вторых, что в конструктивном отношении установка должна легко приспособляться к разным местным условиям габаритного порядка, не требуя больших и сложных конструктивных изменений.

В тех случаях, когда температуры отходящих газов промышленных печей достаточно высоки, котлы-утилизаторы будут работать с использованием в той или иной степени радиационного теплообмена. Но в подавляющем большинстве случаев по температурным условиям греющих газов в утилизационных установках будет иметь место конвективный теплообмен. Таким образом, в отличие от обычных котельных установок, в котлах-утилизаторах конвективная поверхность нагрева будет основной, а часто и единственной. Поэтому при проектировании и конструктивном оформлении котлов-утилизаторов эти особенности работы должны учитываться в первую очередь.

### Некоторые данные и выводы теоретических исследований

Высокие значения коэффициентов теплопередачи, необходимые для осуществления малогабаритных котлов-утилизаторов, могут быть получены за счет уменьшения диаметра труб и увеличения скоростей газов. В целях изучения влияния этих факторов на коэффициент теплопередачи, поверхность нагрева установки, газовые сопротивления, габариты, количество выдаваемого котлом пара-нетто, расход металла и сроки окупаемости установки были проведены специальные теоретические исследования. Нужно заметить, что задача эта в общем виде не может быть решена ввиду наличия ряда посторонних факторов, имеющих также существенное значение, которые не поддаются учету. Поэтому было проведено несколько серий сравнительных расчетов. Ниже приводятся результирующие данные по некоторым из них. Зависимости, изображенные на приведенных графиках, относятся к котлу-утилизатору с пароперегревателем и экономайзером, расчеты для которого базировались на следующих исходных данных.

Начальная температура отходящих газов . . .	600°C
Часовое количество газов . . . . .	75000 <i>нм</i> <sup>3</sup> / <i>ч</i> .
Производительность установки (брутто) . . . .	13500 <i>кг</i> / <i>ч</i> .
Давление пара . . . . .	35 <i>атм</i> .
Температура перегрева . . . . .	420°C.
Температура питательной воды . . . . .	50°C.
Температура уходящих газов . . . . .	188°C.

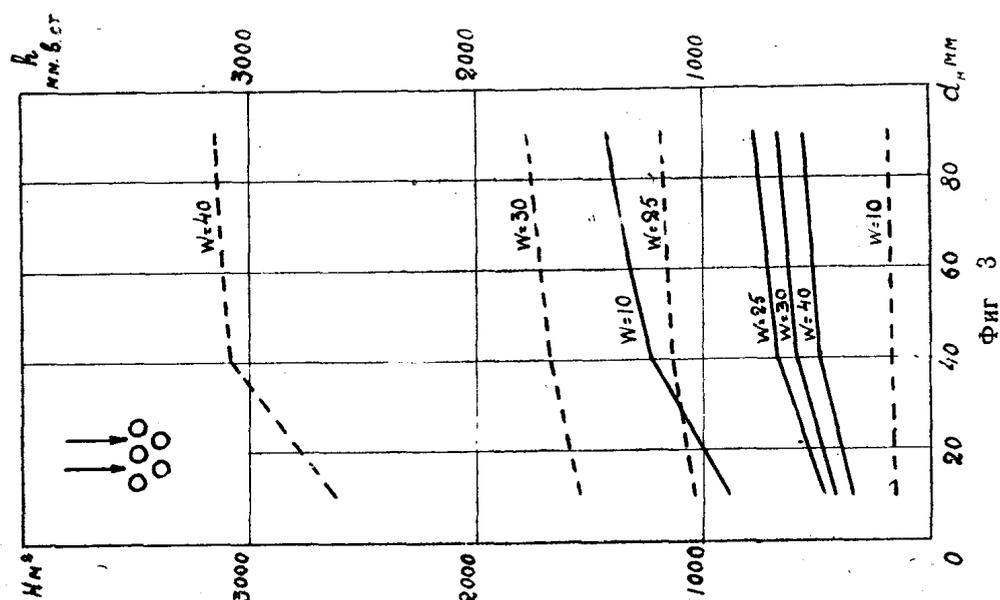
Так как давление пара принято повышенное, то случай движения газов внутри труб (тип котла с дымогарными трубами) из сравнительных расчетов исключен. Для получения закономерностей в более широких пределах расчеты проводились до значений диаметров труб и скоростей газов соответственно 80 *мм* и 40 *м/сек*. На фиг. 1, 2 и 3 изображено изменение общей поверхности нагрева котла, пароперегревателя и экономайзера (сплошные линии) и газовых сопротивлений поверхностей нагрева утилизационной установки (пунктир) в зависимости от изменения наружного диаметра труб и скоростей газов. Расчеты велись обычными методами. Излом кривых у значений диаметров труб в 40 *мм* объясняется тем, что в пределах до 40 *мм* одновременно менялся диаметр труб всех элементов установки. При значениях диаметров труб свыше 40 *мм* менялись лишь размеры труб котла и экономайзера, а диаметры труб пароперегревателя оставались постоянными и равными 40 *мм*. Во всех трех случаях расположения труб и направления потока газов отношение шага к диаметру принято  $s/d = 2,5$ . Эти замечания одинаково относятся и ко всем остальным графикам. Из фиг. 1—3 видно, в каком широком диапазоне меняются общая поверхность нагрева утилизационной установки и газовые сопротивления с изменением скоростей газов, диаметров труб, их компоновки



гательного оборудования—800 рублей. Отчисления на амортизацию оборудования, ремонт, материалы—10%.

Стоимость химочищенной воды принималась условно из расчета 1 руб/м<sup>3</sup> с учетом 50% возврата.

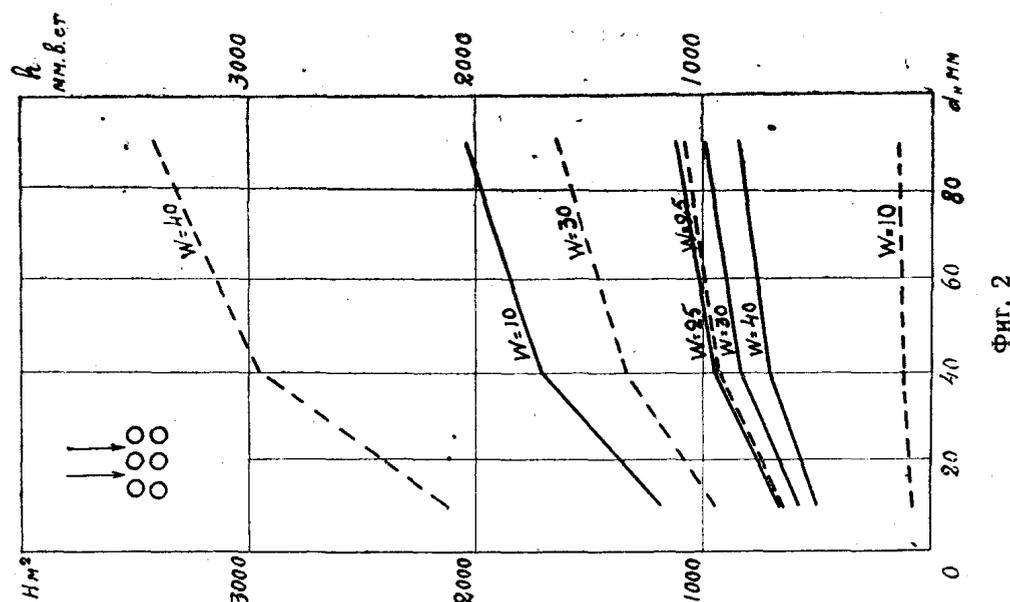
Годовая продолжительность работы установки—7000 час.



Фиг. 3

При учете затрат на эксплуатационный персонал принят наихудший случай—1 кочегар на котел. При одновременной работе нескольких котлов принятая норма может быть сокращена.

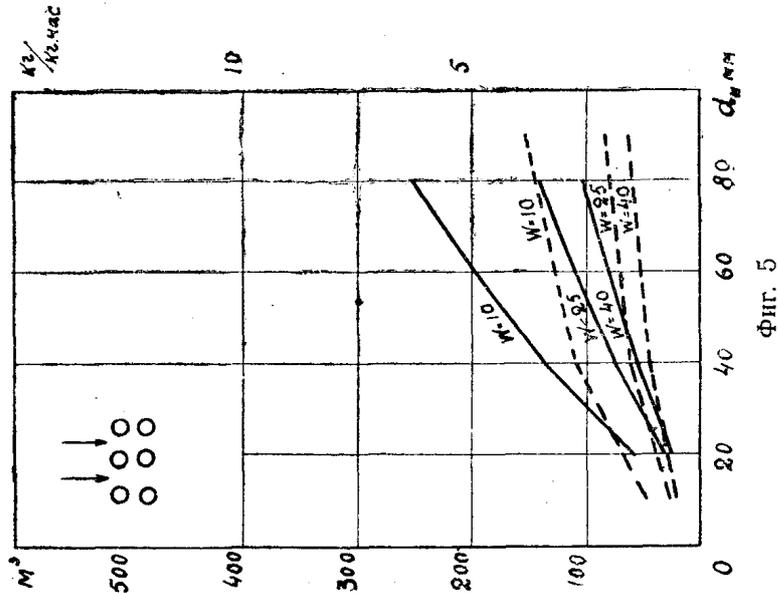
Стоимость 1 т пара, получаемого в нормальной котельной установке, необходимая для расчета сроков окупаемости установки, принималась условно 15 руб.



Фиг. 2

Стоимость электроэнергии, потребной для привода дымососа, питательных насосов и пр., непосредственно в денежном выражении не подсчитывалась. Учет этой слагаемой получался автоматически, так как от общей выработки пара котлом-брутто вычитался соответствующий расход пара

на самообслуживание. Остаток представлял собой располагаемый к выдаче котлом пар-нетто.

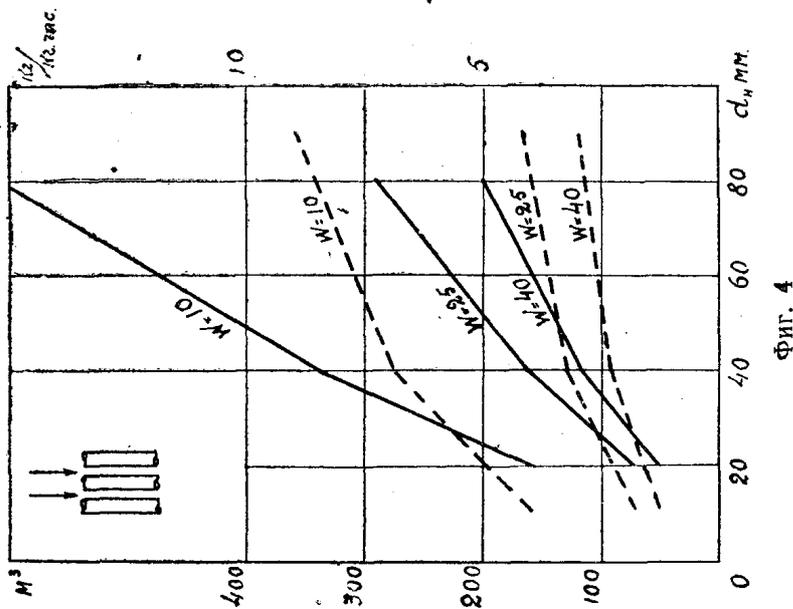


Фиг. 5

Расход пара для привода дымососов определялся по выражению:

$$D_d = k' \frac{V_{сек} \Sigma h}{102 \eta_d} \text{ кг/час,}$$

где  $V_{сек}$  м<sup>3</sup>/сек — секундная производительность дымососа,  
 $\Sigma h$  мм вод. ст. — расчетный напор,  
 $\eta_d$  — к.п.д. дымососной установки,  
 $d$  кг/квтч — удельный расход пара на дымосос,  
 $k'$  — общий коэффициент запаса.



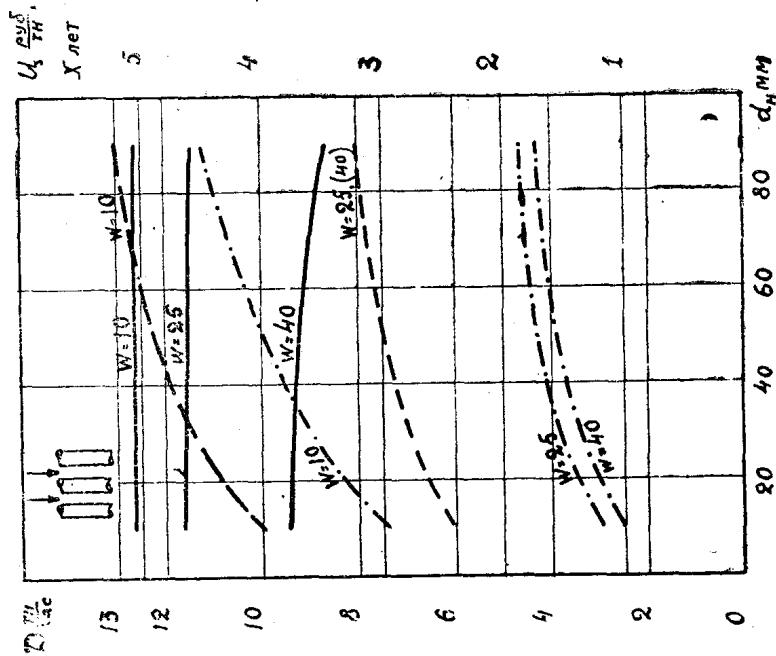
Фиг. 4

При средних значениях  $\eta_d$ ,  $d$  и  $k'$  получим

$$D_d = 0,15 V_{сек} \Sigma h \text{ кг/час.}$$

Если принять расход пара на насосы и прочее в 5% от производительности котла  $D_{бр}$ , то общий расход пара на собственные нужды выразится величиной

$$D_{бр} - D_n = 0,15 V_{сек} \Sigma h + 0,05 D_{бр},$$

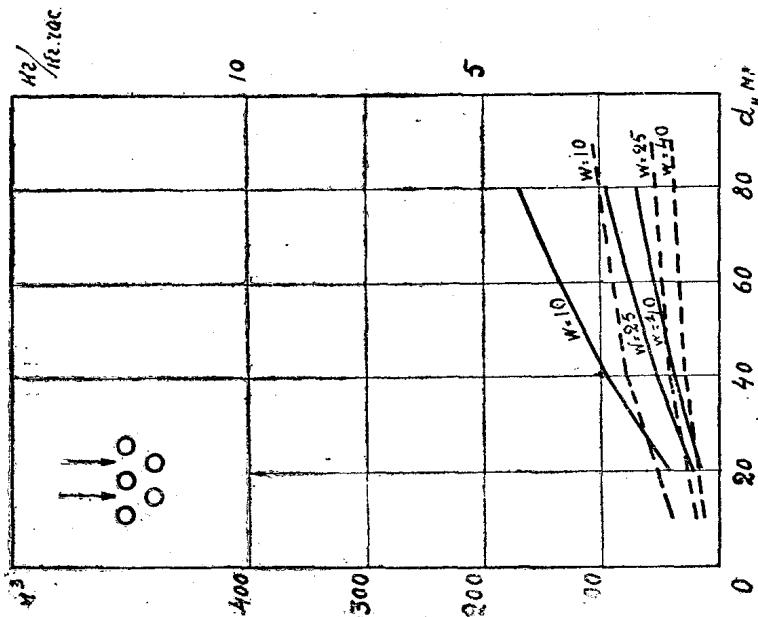


Фиг. 7

откуда количество выдаваемого котлом пара нетто

$$D_n = 0,95 D_{бр} - 0,15 V_{сек} \Sigma h \text{ кг/час.}$$

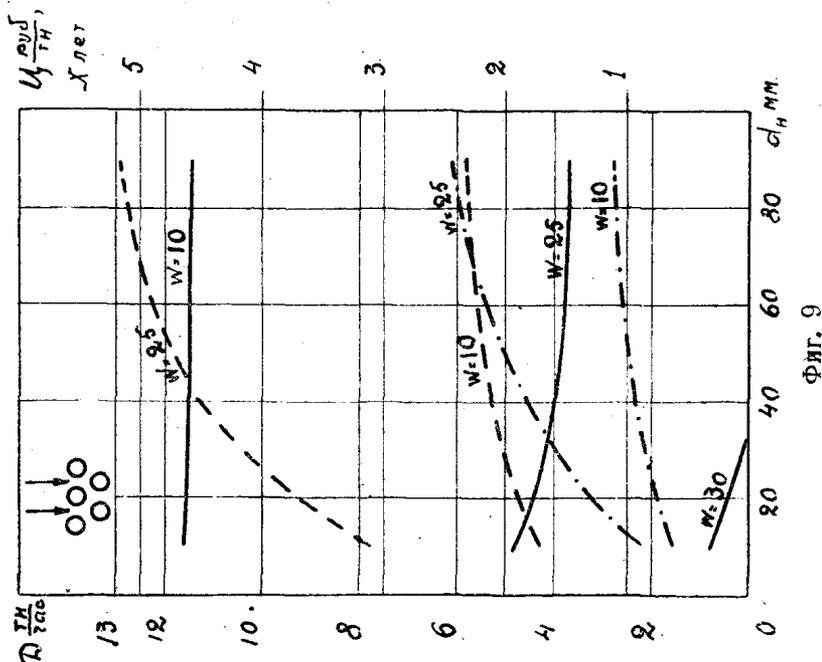
Таким путем и определялось количество пара, выдаваемого котлом.



Фиг. 6

Зависимости, изображенные на фиг. 4—9, дают уже более полную картину для различных вариантов компоновки утилизатора. При наличии всех конкретных данных, применительно к местным условиям, имеется возможность наметить наиболее правильное решение вопроса о компоновке.

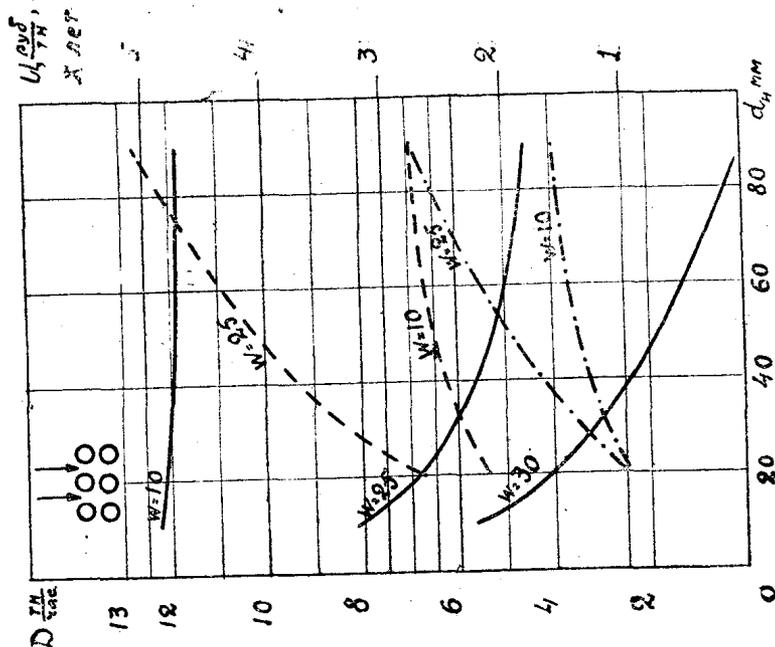
Кривые на фиг. 10—12 дают представление об изменении выдаваемого котлом пара-нетто (сплошные линии), кубатуры, потребной для установки



Фиг. 9

(пунктир), и сроков окупаемости (точка-пунктир) в зависимости от скоростей газов при разных диаметрах труб.

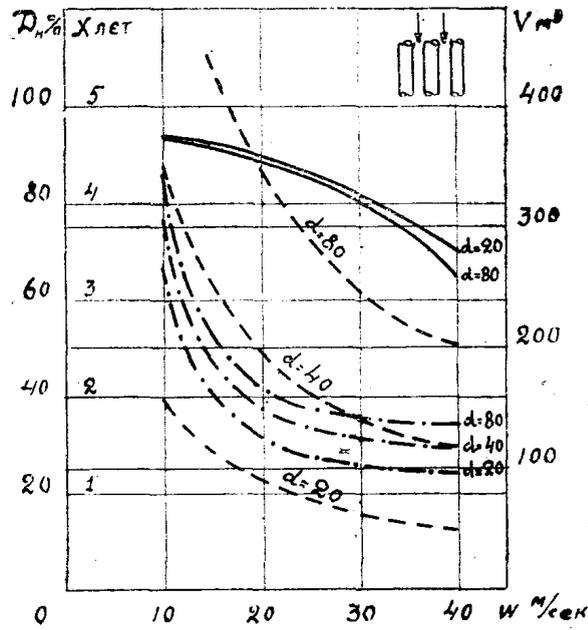
Из этих графиков, а также из кривых, изображенных на предыдущих фигурах, совершенно отчетливо видно влияние величины диаметра труб.



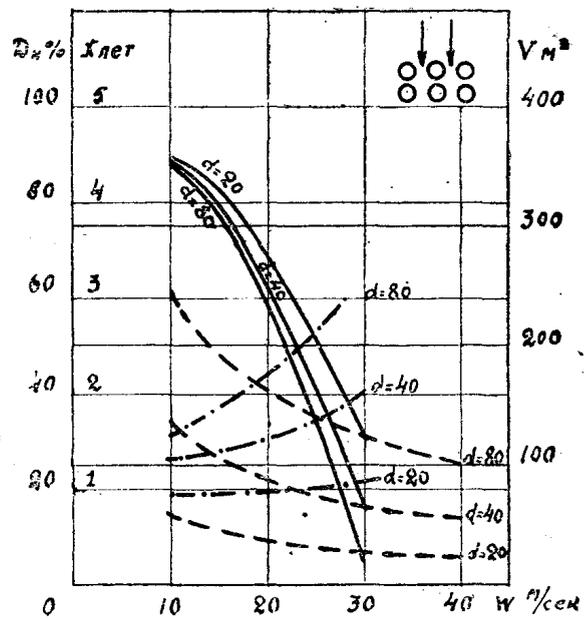
Фиг. 8

С уменьшением диаметра труб во всех случаях резко сокращаются габариты установки, что имеет весьма существенное значение для утилизаторов. Снижаются также расход металла и сроки окупаемости установки. Вместе с этим несколько увеличивается и количество выдаваемого котлом пара.

Что касается влияния скорости газов, то, как видно из графиков, количество выдаваемого котлом пара-нетто с увеличением скорости падает во всех случаях. Для продольного потока газов это снижение проявляется слабее, и наиболее резкое уменьшение количества выдаваемого пара на-



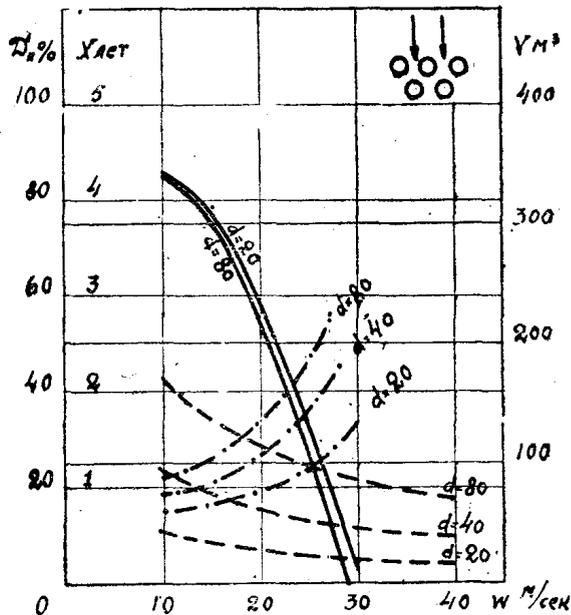
Фиг. 10



Фиг. 11

блюдается при шахматном расположении труб и поперечном омывании их газами.

Закономерность изменения кубатуры, потребной для размещения установки, одинакова для всех случаев, но при одних и тех же скоростях газов наиболее громоздкие установки получают при продольном потоке газов и наиболее компактные при шахматном расположении труб и поперечном потоке газов.



Фиг. 12

Но это не значит, что в случае необходимости иметь компактную установку предпочтение должно быть отдано поперечному потоку газов, так как необходимо при этом учитывать расход энергии на собственные нужды или выдачу пара-нетто. Решение может оказаться более правильным при выборе продольного потока с повышенными скоростями газов, особенно если в последних имеется значительное количество твердого уноса.

Интересно проследить влияние изменения скорости газов на сроки окупаемости установки для разных случаев компоновки поверхностей нагрева. Для продольного потока чем выше скорость газов, тем меньше сроки окупаемости установки. При этом с увеличением скоростей газов до 15—20 м/сек это снижение сроков окупаемости проявляется весьма резко,

тогда как при более высоких скоростях уменьшение идет менее заметно. Примерно так же меняется с изменением скорости газов и кубатура, необходимая для размещения установки, а количество выдаваемого котлом пара постепенно снижается. Для поперечного потока газов, наоборот, сроки окупаемости и при шахматном, и при коридорном расположении труб увеличиваются вместе с увеличением скорости газов и чем меньше диаметр труб, тем это увеличение идет менее заметно. Если обратить при этом внимание на резкое снижение количества пара, выдаваемого котлом-нетто, то станет совершенно очевидным, что один срок окупаемости установки не может служить основным критерием при выборе типа установки.

Выше были приведены некоторые данные теоретических исследований применительно к начальной температуре греющих газов  $600^{\circ}\text{C}$ , т. е. близкой к случаю, наиболее часто встречающемуся в практике для утилизационных установок при работе поверхностей нагрева их как конвективных. В процессе расчетов выбирался целый ряд величин, которые могут в той или иной степени подвергаться коррективам, но изменение этих величин не может, очевидно, повлиять на характер закономерностей и на те выводы, которые можно сделать из анализа этих закономерностей. Учитывая требования, которым должна удовлетворять утилизационная установка, на основе приведенного материала могут быть сделаны следующие основные выводы.

1. Котлы-утилизаторы должны в основном выполняться из труб малых диаметров. Для конвективных поверхностей нагрева наиболее приемлемыми следует считать трубы с внутренним диаметром порядка 20—30 мм.

Большее значение малые диаметры труб будут иметь при более низких температурах используемых газов.

2. Скорости газов должны выбираться с учетом местных условий и должны быть сообразованы с габаритами, располагаемыми для установки утилизатора.

Наиболее целесообразные значения скоростей газов для продольного потока будут, очевидно, порядка 15—20 м/сек. Для поперечного омывания труб они не должны превышать 8—10 м/сек, причем меньшие значения скоростей следует принимать для шахматного расположения труб.

При указанных скоростях газов общие сопротивления установки не будут превышать 100—120 мм вод. ст.

3. В отношении расхода металла и габаритов установки при указанных значениях скоростей газов наиболее выгодным оказывается применение шахматного расположения труб при поперечном потоке газов, затем идет коридорное расположение труб и, наконец, компоновка с продольным током газов.

4. Расход энергии на полное самообслуживание установки в переводе на пар будет составлять величину около 10% от производительности котла-брутто.

5. При выполнении указанных выше условий сроки окупаемости установки будут обычно находиться в пределах 1—2 лет.

Примечание. 1. При выборе компоновки поверхностей нагрева должны быть учтены и другие не упомянутые здесь данные: засоренность газа уносом и возможность износа труб или оседания его в газоходах, качество уноса и возможность зашлаковывания поверхностей нагрева, высокие начальные температуры греющих газов и пр.

2. Ряд приведенных выводов применим и к конвективным поверхностям нагрева нормальных котлоагрегатов (например водяные экономайзеры).

Таким образом, если оставить в стороне некоторые отдельные случаи использования тепла газов с очень высокими начальными температурами, то, в основном, утилизационные установки будут работать главным образом за счет конвективного теплообмена. Как было показано выше, это потребует применения труб малого диаметра в целях снижения расхода металла и получения малогабаритных установок. Использование труб малого диаметра для нагревательных поверхностей и создание компактных установок вызовет большие гидродинамические сопротивления в пароводяном тракте, а это неизбежно потребует в свою очередь применения искусственной циркуляции. Как известно, котлы с искусственной циркуляцией обладают рядом существенных преимуществ, особенно ценных для утилизационных установок. Они позволяют широко варьировать с размещением поверхностей нагрева при конструировании утилизатора и дают возможность получить весьма компактную установку. При этом обеспечивается надежность циркуляции при значительных колебаниях тепловой нагрузки, что для котлов-утилизаторов будет частым явлением. Но вместе с этим у котлов с искусственной циркуляцией есть и слабые стороны. Меньшее значение имеет здесь вопрос о дополнительном расходе энергии для привода циркуляционного насоса. Несомненно, большее значение для утилизационной установки, от которой требуется простота устройства и надежность работы, будет иметь наличие самого циркуляционного насоса, работающего в тяжелых условиях под высоким давлением на воде, близкой к состоянию кипения. Это усложняет и самую установку и ее эксплуатацию, удорожает ее и вносит беспокойство за надежность работы.

В целях устранения этого сложного и нежелательного узла из схемы котла с искусственной циркуляцией намечен вариант котла с принудительной циркуляцией без циркуляционного электронасоса. Функции этого последнего должен заменить пароструйный водяной насос, устанавливаемый перед нижним коллектором или барабаном на опускной ветви контура циркуляции. Пароструйный насос обладает существенными преимуществами по сравнению с циркуляционным электронасосом: отсутствие движущихся частей, элементарная простота конструкции, ее изготовления и обслуживания, компактность, дешевизна, надежность работы.

Пароструйный насос может работать за счет пара, взятого от постороннего источника, например, заводской котельной электростанции или производственной, специально установленного котла с естественной циркуляцией при большом количестве котлов-утилизаторов или, наконец, может быть выполнен комбинированный самообслуживающийся котел-утилизатор. В то же время нужно указать на отсутствие теории пароструйных водяных насосов и методов их расчета. Ниже приводятся некоторые теоретические соображения и дается приближенный метод расчета для пароструйного водяного насоса, работающего в схеме котла с искусственной циркуляцией.

### **Элементарная теория пароструйного водяного насоса, работающего в схеме котла с искусственной циркуляцией**

Струйные насосы по своему устройству элементарно просты. Они находят применение в самых разнообразных отраслях промышленности и техники: в горном деле, химической промышленности, при производстве крупных земляных работ, для откачивания и транспортировки различных жидкостей, газообразных и твердых сыпучих тел, для создания вакуума, пульверизации и пр. и пр. В качестве рабочего тела в них применяются также различные вещества: газ, жидкость, пар. Однако, несмотря на всю простоту конструкции этих приборов, явления, происходящие в них при

работе, до сего времени остаются совершенно неясными и неизученными. Особенно это относится к струйным насосам, работающим с различными ведущим и ведомым веществами, при ударе и смешении которых внутри самого насоса происходит изменение агрегатного состояния веществ, не идущее до конца. К этому именно типу приборов и относится пароструйный водяной насос, предназначенный для работы в качестве циркуляционного насоса у котла с искусственной циркуляцией. Насос должен транспортировать воду при температуре, близкой к температуре кипения, соответствующей данному давлению. При этом в насосе имеют место следующие явления: преобразование потенциальной энергии пара в кинетическую, подсос жидкости, удар двух струй пара и жидкости и связанная с этим потеря кинетической энергии, смешение с частичным изменением агрегатного состояния пара и воды, трение о стенки и взаимное на границе двух фаз движущихся струй, местные потери и, наконец, преобразование кинетической энергии общего потока смеси в энергию давления. Некоторые из этих явлений настолько сложны, что пока не представляется возможным как-либо их учесть и оценить. К ним относятся такие вопросы, как взаимодействие на границе двух фаз жидкости и пара при движении их с разными скоростями и при разных параметрах, оценка потери энергии при ударе двух струй, вопросы истечения пара в водяную среду при разных параметрах пара и воды, скорость протекания процессов при смешении струй пара и воды при разных параметрах их и скоростях и ряд других вопросов. Все это приводит к тому, что на сегодня не представляется еще возможным подойти к вопросу расчета такого насоса строго теоретически и оценить количественно каждое явление, происходящее в нем. Даже в более простых случаях как, например, водо-водяной струйный насос, где нет изменения агрегатного состояния тел, что в большой степени упрощает решение задачи, и там имеется еще много неясностей и трудностей в расчете.

В настоящей работе не ставится цель дать решение перечисленных выше вопросов. Вопросы эти поставлены в качестве очередных для разрешения на кафедре теплосиловых установок ТПИ. Здесь приводится возможный метод расчета пароструйного водяного насоса для котла с искусственной циркуляцией, разработанный на основе обычных представлений гидравлики, механики и термодинамики с учетом имеющегося некоторого количества опытного материала. Количественная оценка отдельных потерь, связанных с происходящими в насосе явлениями, в предлагаемой методике расчета обойдена и общие внутренние потери насоса могут быть оценены в конце расчета суммарной величиной, выраженной в долях от кинетической энергии струи рабочего пара.

Обычно очень низкий механический к. п. д. струйных насосов в данном случае, при применении его в качестве циркуляционного насоса к котлу, не имеет существенного значения, так как потери, связанные с несовершенством его работы, возвращаются смеси в виде тепла и используются котлом. Таким образом, термический к. п. д. пароструйного насоса очень высок и приближается к 100%.

### Основные расчетные формулы

Для дальнейших рассуждений примем следующие обозначения.

Для пара, поступающего в сопло:

давление . . . . .  $p_1$  ата,  
 теплосодержание . . .  $i_1$  ккал/кг,  
 удельный вес . . . . .  $\gamma_1$  кг/м<sup>3</sup>,  
 расход . . . . .  $G_1$  кг/сек,  
 скорость при выходе  
 из сопла . . . . .  $c_1$  м/сек.

Удельный вес пара на выходе из сопла . . . . .  $\gamma_1^x$  кг/м<sup>3</sup>,  
 Теплосодержание пара при выходе из сопла . . . . .  $i_1^x$  ккал/кг.

Для воды при входе в смешивающую камеру насоса:

расход . . . . .  $G_2$  кг/сек,  
 теплосодержание . . . . .  $i_2$  ккал/кг,  
 удельный вес . . . . .  $\gamma_2$  кг/м<sup>3</sup>,  
 скорость средняя . . . . .  $c_2$  м/сек.

Для смеси в горловине диффузора:

расход . . . . .  $G$  кг/сек,  
 теплосодержание смеси . . . . .  $i$  ккал/кг,  
 удельный вес " . . . . .  $\gamma$  кг/м<sup>3</sup>,  
 скорость . . . . .  $c$  м/сек,  
 удельный вес воды . . . . .  $\gamma_b$  кг/м<sup>3</sup>,  
 удельный вес пара . . . . .  $\gamma_n$  кг/м<sup>3</sup>,  
 паросодержание . . . . .  $x$ ,  
 теплота испарения . . . . .  $r$  ккал/кг,  
 теплосодержание воды . . . . .  $i'$  ккал/кг.

Давление пара в котле . . . . .  $p_k$  ата.  
 Теплосодержание воды в котле . . . . .  $i'_k$  ккал/кг.

Удельный вес пара при давлении в котле . . . . .  $\gamma_n^k$  кг/м<sup>3</sup>.

Удельный вес воды при давлении в котле . . . . .  $\gamma_b^k$  кг/м<sup>3</sup>.

Теплосодержание пара в котле . . . . .  $i''_k$  ккал/кг.

Теплосодержание воды " . . . . .  $i'_k$  ккал/кг.

Теплота испарения " . . . . .  $r_k$  ккал/кг.

Расстояние от оси насоса до уровня воды в верхнем барабане  $h$  м.

Кратность подачи насоса или коэффициент инжекции  $k = \frac{G_2}{G_1}$  кг/кг.

Кратность циркуляции по отношению к количеству

смеси, выходящей из насоса . . . . .  $K = \frac{G}{G_n}$  кг/кг.

Количество пара, образующегося в испарительной части контура за счет тепла газов . . . . .  $G_n$  кг/сек.

Сопротивления подъемного участка циркуляционного контура от выхода из диффузора до верхнего барабана . . . . .  $\Delta p$  кг/м<sup>2</sup>.

Сопротивления опускного участка от верхнего барабана до приемной камеры . . . . .  $\Delta p_{оп}$  кг/м<sup>2</sup>.

Средний удельный вес в обогреваемом (подъемном) контуре . . . . .  $\gamma_{ср}$  кг/м<sup>3</sup>.

Удельный вес пароводяной смеси при выходе ее в барабан . . . . .  $\gamma'$  кг/м<sup>3</sup>.

Давление в смешивающей камере . . . . .  $p_0$  ата.

Коэффициент сопротивления диффузора . . . . .  $\lambda$

Коэффициент сопротивления кольцевого сечения для прохода воды в смешивающую камеру . . . . .  $\lambda_2$ .

Коэффициент скорости парового сопла . . . . .  $\varphi_1$ .

Условный механический к.п.д. насоса . . . . .  $\eta_m$ .

Основываясь на теореме о сохранении количества движения двух соударяющихся тел до и после удара, можно записать:

$$\varphi_k \left( \frac{G_1}{g} c_1 + \frac{G_2}{g} c_2 \right) = \frac{G}{g} c,$$

где  $\varphi_k$  — коэффициент скорости камеры смешения. На основании законов гидродинамики можно полагать, что в данном случае коэффициент скорости для камеры смешения будет мало отличаться от единицы. Поэтому считаем возможным в дальнейшем принять  $\varphi_k = 1$ .

После деления на  $G_1$  получим:

$$c_1 + k c_2 = (k + 1) c.$$

Отсюда будем иметь выражения для  $k, c_1$  и  $c_2$ :

$$k = \frac{c_1 - c}{c - c_2} \text{ кг/кг} \quad (1)$$

$$c_1 = (k + 1)c - k c_2 \text{ м/сек} \quad (2)$$

$$c_2 = \frac{(k + 1)c - c_1}{k} \text{ м/сек.} \quad (3)$$

Выражение (1) дает значение максимальной кратности подачи для насоса, работающего в известных условиях, при выполнении определенных скоростных соотношений.

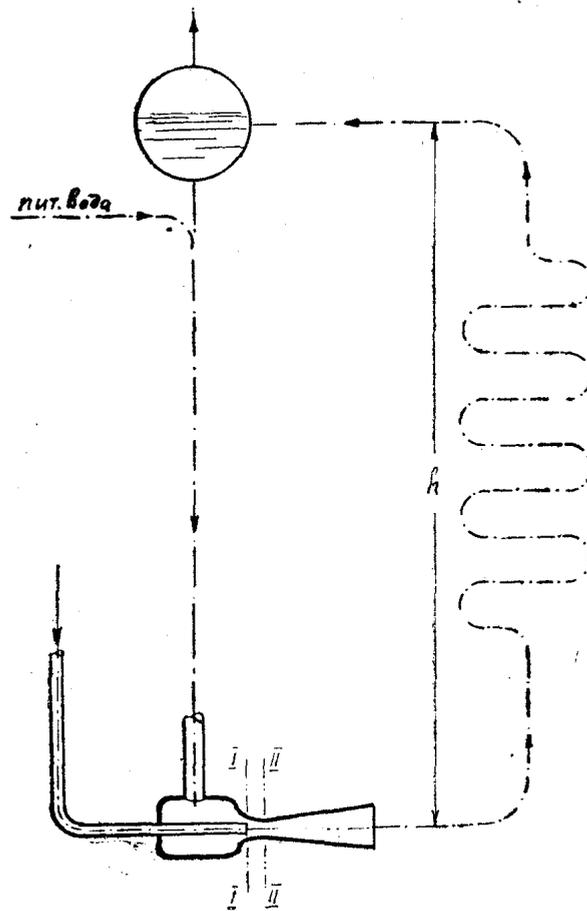
Найдем теперь связь кратности подачи с некоторыми параметрами, характеризующими состояние рабочего пара, воды и смеси. Для этого составим уравнение баланса тепла для поступающих в насос рабочего пара и воды и выходящей из него смеси, учитывая, что потеря кинетической энергии, происходящая при ударе двух струй, возвращается обратно смеси в виде тепла. Баланс составляем для 1 кг рабочего пара.

При теплосодержании пара на выходе из сопла  $i_{1x}$  и скорости  $c_1$  полное количество тепла в вытекающем из сопла паре равно

$$i_{1x} + \frac{A c_1^2}{2g} \text{ ккал/кг.}$$

Если теплосодержание воды, поступающей к насосу  $i_2 \approx i'_k$ , а кратность подачи  $k$ , то все количество тепла воды, движущейся со скоростью  $c_2$  в камеру смешения, составит по отношению к 1 кг рабочего пара величину

$$k i_2 + k \frac{A c_2^2}{2g} \text{ ккал/кг.}$$



Фиг. 13

Допускаем, что процесс теплообмена при смешении двух струй пара и воды происходит достаточно быстро, заканчиваясь в основном в камере смешения, хотя это, возможно, и не совсем соответствует действительности. Решение этого вопроса требует специальных исследований.

При смешении и ударе струй пар, теряя часть своей кинетической энергии, отдает ее в виде тепла подсымаваемой воде. Теплосодержание этой воды было ниже теплосодержания воды при кипении, соответствующем давлению в камере смешения. При этом может оказаться, что вся вода будет догрета до кипения, и часть пара останется в избытке, т. е. будем иметь смесь в виде „влажного пара“ (в основном, воду). При теплосодержании смеси  $i$  количество тепла в смеси по отношению к 1 кг рабочего пара будет равно

$$(k + 1)i \text{ ккал/кг.}$$

Кроме того, смесь в горловине диффузора обладает кинетической энергией, которая в переводе на тепло составит

$$(k + 1) \frac{Ac^2}{2g} \text{ ккал/кг.}$$

Баланс тепла запишется так:

$$i_1^x + \frac{Ac_1^2}{2g} + k \left( i_2 + \frac{Ac_2^2}{2g} \right) = (k + 1) \left( i + \frac{Ac^2}{2g} \right).$$

Имея в виду, что

$$i_1^x + \frac{Ac_1^2}{2g} = i_1,$$

из балансового уравнения можно получить следующие выражения:

$$i = \frac{i_1 + k \left( i_2 + \frac{Ac_2^2}{2g} \right)}{k + 1} - \frac{Ac^2}{2g} \text{ ккал/кг,} \quad (4)$$

$$k = \frac{i_1 - i - \frac{Ac^2}{2g}}{i - i_2 + \frac{A}{2g}(c^2 - c_2^2)} \text{ кг/кг.} \quad (5)$$

Обратим внимание, что в этих выражениях влияние членов, содержащих скорости, очень мало. Так, если принять для  $c$  значение 30 ÷ 40 м/сек, то значение члена  $\frac{Ac^2}{2g}$  составит величину порядка 0,1 ÷ 0,2 ккал/кг.

Что касается члена  $\frac{Ac_2^2}{2g}$ , то он во всех случаях не превысит значения тысячных долей калории. Таким образом, при пользовании формулами (4) и (5) в большом числе случаев расчета указанными членами можно пренебречь и тем более в предварительных расчетах, для которых формулы (4) и (5) могут быть представлены в следующем виде:

$$i \approx \frac{i_1 + ki_2}{k + 1} \text{ ккал/кг,} \quad (4')$$

$$k \approx \frac{i_1 - i}{i - i_2} \text{ кг/кг.} \quad (5')$$

Выражение (5) можно представить в ином виде. Так как  $i = i' + xr$ , то

$$k = \frac{i_1 - i' - \frac{Ac^2}{2g} - xr}{i' - i_2 + \frac{A}{2g}(c^2 - c_2^2) + xr} \text{ кг/кг.} \quad (6)$$

Из этого уравнения видно, что чем меньше паросодержание в смеси, тем больше будет кратность подачи.

Выведем еще некоторые термо-гидродинамические связи, которые потребуются в дальнейшем при расчете пароструйного водяного насоса.

Из выражения для удельного объема влажного пара

$$v = xv_n + (1-x)v_b$$

или

$$\frac{1}{\gamma} = \frac{x}{\gamma_n} + \frac{1-x}{\gamma_b},$$

получим

$$\gamma = \frac{\gamma_b \gamma_n}{x\gamma_b + (1-x)\gamma_n} \quad (7)$$

Кроме того, для  $x$  можно записать выражение:

$$x = \frac{i - i'}{r}.$$

Подставляя значение  $x$  в выражение для  $\gamma$  (7), получим:

$$\gamma = \frac{\gamma_b \gamma_n}{\frac{i - i'}{r} (\gamma_b - \gamma_n) + \gamma_n} \text{ кг/м}^3. \quad (8)$$

По выражению (8) может быть определен удельный вес пароводяной смеси в горловине диффузора. Если рабочий пар будет целиком конденсироваться при низкой температуре поступающей воды и конечное теплосодержание смеси будет ниже теплосодержания жидкости при давлении в камере смешения, то удельный вес смеси  $\gamma$  может быть взят из таблиц по действительному теплосодержанию смеси.

Пароструйный насос во время работы котла при определенном (нормальном) режиме должен преодолеть известные сопротивления циркуляционного контура. Насос преодолевает часть общих сопротивлений контура, так как другая их часть преодолевается за счет естественного движущего напора циркуляции, создаваемого за счет разности удельных весов воды в опускном участке контура и смеси пара с водой в подъемной части при известной высоте  $h$ . Удельный вес этой смеси будет зависеть как от теплового напряжения обогреваемых поверхностей, так и от удельного веса смеси, выходящей из насоса. Сопротивления контура должны быть определены при выбранной (желательной) кратности циркуляции, которая для котлов-утилизаторов с искусственной циркуляцией, работающих в области низких газовых температур, может быть выбрана несколько меньшей, чем для не утилизирующих котлов. При расчете сопротивлений нужно иметь в виду, что количество воды, проходящей через опускной участок  $G_2$ , будет меньше секундного количества для подъемного участка  $G$  на величину секундного расхода пара  $G_1$ .

Найдем выражение для определения давления в смешивающей камере непосредственно за сечением I—I. Оно может быть найдено как разность суммы давлений, действующих в опускном участке от уровня воды верхнего барабана до камеры смешения, и сопротивлений на том же участке, т. е.

$$10000 p_0 = 10000 p_k + h\gamma_2 - \Delta p_{on} - \zeta_2 \frac{c_2^2}{2g} \gamma_2 - \frac{c_2^2}{2g} \gamma_2 \text{ кг/м}^2$$

или

$$p_0 = p_k + \frac{h\gamma_2 - \Delta p_{on} - (1 + \zeta_2) \frac{c_2^2}{2g} \gamma_2}{10000} \text{ атм} \quad (9)$$

и

$$c_2 = \sqrt{\frac{10000(p_k - p_0) + h\gamma_2 - \Delta p_{on}}{\gamma_2(1 + \zeta_2)}} \text{ м/сек.} \quad (9')$$

В последних двух формулах величины  $p_0$  и  $c_2$  взаимно связаны и при известной одной из них можно было бы найти вторую. К сожалению, ввиду чрезвычайной сложности явлений, происходящих в камере смешения при встрече двух поступающих в нее струй, не представляется возможным найти значение величин давления в начале камеры смешения  $p_0$ , а следовательно, и скорости входа воды  $c_2$ . Из практики работы инжекторов известно, что они в отдельных случаях развивают разрежение до 0,6—0,7 атм. Это разрежение зависит от ряда факторов: скорости истечения рабочего пара (или  $p_1$ ), соотношения сечений для прохода воды и пара и температуры засасываемой воды. Однако действие инжекторов резко отличается от работы струйного пароводяного насоса. Если в первых разрежение в камере смешения создается как за счет действия на поверхности струй, так и за счет конденсации рабочего пара, то во вторых конденсация пара будет проявляться значительно слабее. Поэтому, очевидно, и относительные разрежения (по отношению к давлению в приемной камере), получаемые в камере смешения пароструйных водяных насосов, обслуживающих котлы с искусственной циркуляцией, будут ниже, чем в инжекторах. Если в инжекторах скорости входа воды составляют обычно около 4—6 м/сек, то в пароструйных водяных насосах, работающих на горячей воде, они будут чаще находиться в пределах до 4 м/сек: в проводившихся опытах при небольшой разнице температур пара и входной воды скорость  $c_2$  колебалась в разных случаях от 1 до 3 м/сек. Величина входной скорости в значительной степени будет зависеть от разницы температур рабочего пара и температуры засасываемой в камеру воды. Чем эта разность больше, тем выгоднее во всех отношениях работа насоса. Поэтому более холодную питательную воду следует подавать не в барабан котла, а непосредственно в опускные трубы. Тем более это важно при больших сопротивлениях контура и малой высоте котла ( $h$ ). Здесь необходимо отметить, что, если питательная вода будет подаваться в опускные трубы через струйный водо-водяной прибор в качестве рабочей жидкости, то работа пароструйного прибора будет в значительной степени облегчена и улучшена.

Напишем аналогичное уравнение для подъемного (обогреваемого) участка контура от сечения II—II (горловина диффузора) до верхнего барабана

$$10000 p_0 + \frac{c^2}{2g} \gamma = 10000 p_k + h\gamma_{cp} + \Delta p_n + \zeta \frac{c^2}{2g} \gamma,$$

откуда скорость в горловине диффузора будет равна

$$c = \sqrt{\frac{\Delta p_n + h\gamma_{cp} + 10000(p_k - p_0)}{\gamma(1 - \zeta)}} \text{ м/сек,} \quad (10)$$

или, используя для  $p_0$  выражение (9),

$$c = \sqrt{2g \frac{\Delta p + (1 + \zeta_2) \frac{c_2^2}{2g} \gamma_2 - h(\gamma_2 - \gamma_{cp})}{\gamma(1 - \zeta)}} \quad \text{м/сек.} \quad (10')$$

где  $\Delta p = \Delta p_n + \Delta p_{on}$ .

В последних выражениях  $\gamma_{cp}$  представляет собой величину среднего по высоте  $h$  удельного веса в обогреваемой части контура. С учетом выходящего из насоса пара и самоиспарения при подъеме смеси до верхнего барабана эта величина может быть найдена следующим путем. Будем подразумевать под  $K$  кратность циркуляции по отношению к количеству смеси, выходящей из насоса, т. е.

$$K = \frac{G}{G_n},$$

где  $G_n$  кг/сек — количество пара, получаемого в испарительной части контура за счет его обогрева. Тогда теплосодержание пароводяной смеси при выходе ее из подъемных труб в барабан будет равно

$$i_{вых} \cong \frac{(K-1)i + i_k''}{K} \quad \text{ккал/кг,} \quad (11)$$

где  $i_k''$  — теплосодержание пара при давлении в верхнем барабане котла, а  $i$  — теплосодержание смеси в горловине диффузора.

По уравнению, аналогичному (8), может быть определен удельный вес пароводяной смеси при выходе ее из труб в барабан котла

$$\gamma' = \frac{\gamma_b^k \gamma_n^k}{\frac{i_{вых} - i_k}{r_k} (\gamma_b - \gamma_n) + \gamma_n} \quad \text{кг/м}^3, \quad (12)$$

где  $\gamma_b^k$ ,  $\gamma_n^k$ ,  $i_k$  и  $r_k$  должны быть взяты при давлении пара в верхнем барабане котла.

При удельном весе смеси на входе в подъемные трубы  $\gamma$  средний удельный вес пароводяной смеси по высоте  $h$  подъемного участка контура составит величину

$$\gamma_{cp} \cong \frac{\gamma + \gamma'}{2}. \quad (13)$$

При работе пароструйного насоса будет иметь место потеря кинетической энергии, происходящая главным образом вследствие удара двух струй пара и воды, движущихся с весьма различными скоростями. За счет этой потери и получается очень низкий механический к. п. д. такого насоса. Но вместе с тем нужно заметить, что при дальнейшем использовании тепла, в которое превращается эта потеря, термический к. п. д. его получается очень высоким. Эта потеря кинетической энергии может быть записана в следующем виде:

$$G_1 \frac{c_1^2}{2g} + G_2 \frac{c_2^2}{2g} - G \frac{c^2}{2g} \quad \frac{\text{кгм}}{\text{сек}}$$

или по отношению к 1 кг рабочего пара

$$\frac{c_1^2}{2g} + \frac{kc_2^2}{2g} - \frac{(k+1)c^2}{2g} \quad \frac{\text{кгм}}{\text{сек.}}$$

Выражая эту потерю в тепловых единицах, получим:

$$A \left[ \frac{c_1^2 + kc_2^2 - (k+1)c^2}{2g} \right] \frac{\text{ккал}}{\text{кг.}} \quad (14)$$

Относя потерю к энергии струи рабочего пара и выражая ее как часть этой энергии, равную  $(1-\eta_m) \frac{c_1^2}{2g}$ , можем записать, что

$$\eta_m \frac{c_1^2}{2g} + k \frac{c_2^2}{2g} = \frac{c^2}{2g} (k+1),$$

откуда механический к.п.д. насоса получится равным

$$\eta_m = \frac{(k+1)c^2 - kc_2^2}{c_1^2}. \quad (15)$$

Под  $\eta_m$  здесь нужно понимать не к. п. д. изолированного насоса, а насоса, работающего в системе циркуляционного контура котла.

### Методика расчета пароструйного водяного насоса

Для расчета пароструйного насоса, предназначенного для работы у котла с искусственной циркуляцией, необходимо иметь точную схему котла со всеми конструктивными размерами. Необходимо также располагать данными из предварительного теплового расчета котла, относящимися к обогреваемому участку контура. Выбирается место установки насоса перед нижним коллектором на опускной ветви контура. В соответствии с условиями работы котла и качеством питательной воды выбирается кратность циркуляции  $K$ . Таким образом, при известной, взятой из теплового расчета котла, производительности контура (котла)  $G_n$ , теперь может быть определен общий расход смеси  $G$  кг/сек, выходящей из насоса и подаваемой в обогреваемую часть контура. Здесь имелся в виду предварительный тепловой расчет котла потому, что конечная производительность котла может быть больше взятой из предварительного расчета за счет рабочего пара насоса. Для котлов без пароперегревателя это увеличение производительности не потребует повторного теплового расчета. Если же котел имеет пароперегреватель, то в связи с увеличением количества выдаваемого котлом пара тепловой расчет должен быть обязательно уточнен.

Расчет пароструйного водяного насоса в предлагаемой методике проводится не изолированно, а в связи с вполне определенными условиями работы заданного циркуляционного контура. В схеме этого контура насос должен выполнить определенную задачу: преодолеть известные, приходящиеся на его долю сопротивления контура, включая сопротивления самого насоса. Исходя из этих условий, и должны быть определены соответствующие скорости воды, смеси и необходимая скорость выхода из сопла рабочего пара. Поэтому под определяемым в конце расчета механическим к. п. д. следует понимать к. п. д. не только самого насоса, а насоса совместно с циркуляционным контуром, работающим при определенном режиме.

Имея в виду работу насоса на насыщенном или влажном паре, рекомендуется расчет вести в следующем порядке:

1. Задаются несколькими значениями кратности подачи насоса и скоростью входа воды в камеру смешения  $c_2$ , имея в виду указания, сделанные ранее. Для этих выбранных величин и проводятся параллельно по-

следующие предварительные расчеты, в результате которых должна получиться зависимость  $k = f(p_1)$ . После построения такого графика можно наметить окончательный вариант, для которого проводится уточненный расчет, если таковой потребуются, и затем определяются конструктивные размеры насоса. Выбор варианта может зависеть, например, от параметров пара имеющегося парового котла или котельной, пар из которой предполагается использовать в качестве рабочего для насоса. При отсутствии готового источника питания насоса паром таковой может быть выбран соответствующих параметров на основе тех или иных соображений при анализе полученных графиков.

2. Определяется теплосодержание смеси в горловине диффузора из выражения (4'). При этом предварительно теплосодержание  $i_1^{np}$  выбирается в соответствии с намечаемым давлением рабочего пара на входе в сопло и желательными пределами кратности подачи насоса. Минимальная величина рабочего давления пара перед соплом ориентировочно может быть оценена следующим выражением:

$$p_1 \geq p_k + \frac{h\gamma_2 + \Delta p}{10000} \text{ ата.}$$

При работе на влажном паре величина  $i_1^{np}$  берется в соответствии с значением влажности. Величина  $\Delta p = \Delta p_n + \Delta p_{on}$  определяется в соответствии с конструктивной схемой и режимом работы котла.

Заметим, что теплосодержание насыщенного пара меняется мало при небольшом изменении давлений. Так, при давлениях 13—16 ата с изменением давления на 1 ат теплосодержание изменяется только на 0,5 ÷ 0,6 ккал/кг, а в интервале давлений 25 ÷ 35 ата всего лишь на 0,1 ккал/кг. Следовательно, неточность в определении величины  $i$  будет незначительная. Величина  $i_2$  берется по теплосодержанию воды в верхнем барабане котла с учетом охлаждения ее на пути до насоса. При подаче питательной воды в опускные трубы теплосодержание воды  $i_2$  должно быть определено особо.

3. По выражению (11) определяют теплосодержание смеси на выходе в верхний барабан— $i_{вых}$ .

4. По формуле (12) находят удельный вес смеси на выходе в верхний барабан— $\gamma'$ .

5. Определяется давление в камере смешения  $p_0$  из уравнения (9). В этом выражении величина  $\gamma_2$  берется по действительной температуре, подводимой к насосу воды

Для  $\zeta_2$  можно взять значение  $\cong 0,2 \div 0,3$ .

Что касается величины  $\Delta p_{on}$ , то она подсчитывается по действительному расходу воды в опускном пучке  $G_2$ , который может быть определен следующим путем.

Так как

$$K = \frac{G}{G_n}, \quad \text{а} \quad G = \frac{G_2(k+1)}{k},$$

то, подставляя значение  $G$  в выражение для  $K$  и определяя из него  $G_2$ , получим:

$$G_2 = \frac{G_n k K}{(k+1)}. \quad (16)$$

Сопротивления  $\Delta p_{on}$  будут иметь значения, одинаковые для всех параллельно проводимых расчетов.

6. Находят удельный вес смеси  $\gamma$  по выражению (8) или берут его в соответствии с указаниями, сделанными к этой формуле.

7. По выражению (13) находят средний удельный вес смеси в обогреваемом участке контура— $\gamma_{cp}$ .

8. Определяют скорость смеси в горловине диффузора  $c$  м/сек по уравнению (10) или (10'). Для этого в каждом параллельно проводимом расчете должна быть определена сумма сопротивлений обогреваемого участка от насоса до верхнего барабана  $\Delta p$ . Для ускорения предварительных расчетов можно все сопротивления привести к сопротивлениям трения или местным сопротивлениям и делать пересчеты в соответствии с изменением средней скорости смеси. Не имея конструктивных размеров и действительной скорости, для  $\zeta$  можно в предварительных расчетах взять значение, равное 0,2.

9. По формуле (2) находят значение скорости на выходе из парового сопла  $c_1$  м/сек.

10. Из формулы для истечения пара

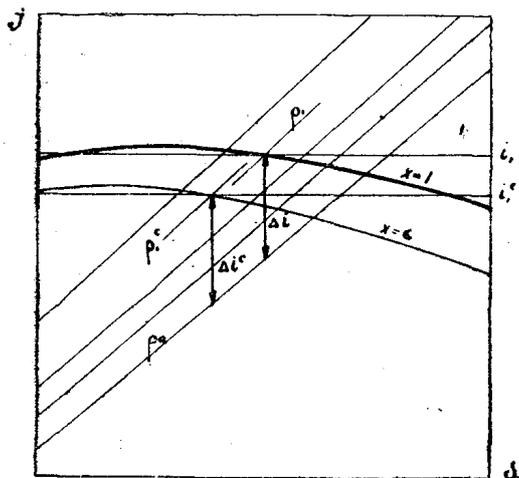
$$c_1 = \varphi 91,5 \sqrt{i_1 - i_1^x} = \varphi 91,5 \sqrt{\Delta i}$$

определяется величина

$$\Delta i = i_1 - i_1^x = \frac{c_1^2}{8375 \varphi^2} \frac{\text{ккал}}{\text{кг}}. \quad (17)$$

Для  $\varphi$  можно принять величину = 0,95.

11. Считая процесс истечения пара адиабатическим, находим по диаграмме  $J-S$  величину необходимого начального давления пара  $p_1$  и теплосодержание его  $i_1$ . Положение отрезка  $\Delta i$  в  $I-S$  диаграмме должно быть выбрано при работе с сухим паром между кривой насыщения  $x=1$  и кривой давления, соответствующей значению  $p_0$ , а при работе на влажном паре соответственно между кривыми  $x = \text{const}$  и  $p_0$  (см. фиг. 14).



Фиг. 14

12. По полученным из параллельных расчетов данным строим кривые  $k = f(p_1)$ .

13. По формуле (15) определяются к.п.д. насоса, значения которых также могут быть нанесены на график.

Из тех или иных соображений на построенной кривой  $k = f(p_1)$  выбирается приемлемый вариант. Если в принятом варианте теплосодержание  $i_1$  незначительно отличается от принятого в начале расчета, то повторный расчет не делается.

Дальнейший расчет сводится к определению основных конструктивных размеров струйного насоса. Прежде всего определяются расходы пара  $G_1$  и воды  $G_2$  через принятый ранее общий расход  $G$  и кратность подачи насоса  $k$ :

$$G_1 = \frac{G}{k+1} \text{ кг/сек},$$

$$G_2 = \frac{G}{k+1} k = G_1 k \text{ кг/сек}.$$

Дальше при известных значениях скоростей  $c_1, c_2$  и  $c$  и соответствующих им удельных весов  $\gamma_1^x, \gamma_2$  и  $\gamma$  находятся площади проходных сечений

$$f_1 = \frac{G_1}{\gamma_1^x c_1}; \quad f_2 = \frac{G_2}{\gamma_2 c_2} \quad \text{и} \quad f = \frac{G}{\gamma c} \quad \text{м}^2$$

и по ним диаметры

$$d_1 = \sqrt{1,27f_1}; \quad d_2 = \sqrt{1,27f_2 + (d_1)^2}; \quad d_3 = \sqrt{1,27f_2} \quad \text{м},$$

где  $(d_1)_н$  — наружный диаметр парового сопла у устья. Остальные размеры насоса, форма парового сопла, угол конусности диффузора и линейные размеры могут быть ориентировочно намечены в соответствии с имеющимися в литературе данными по струйным приборам и, в частности, инжекторам.

### Данные из примера расчета

В приведенной ниже табл. 1 помещены данные из расчета пароструйного водяного насоса, проведенного в соответствии с изложенной методикой. Исходные данные для расчета были следующие:

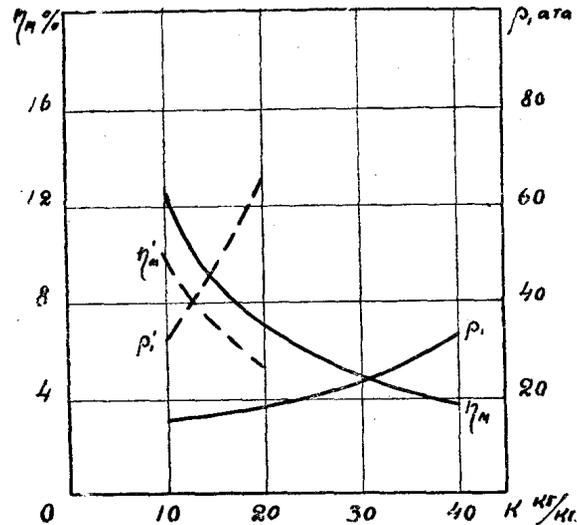
производительность котла  $D = 10 \text{ т/ч}$ ,  
 давление пара в котле  $p_k = 14 \text{ ата}$ ,  
 высота  $h = 4 \text{ м}$ ,  
 сопротивления  $\Delta p_n = 9750 \text{ кг/м}^2$ ,  
 $\Delta p_{оп} = 250 \text{ кг/м}^2$ ,  
 кратность циркуляции  $K = 3$ .

В графах 5—7 табл. 1 приведены данные расчетов для случая питания котла в барабан и подачи воды к струйному насосу непосредственно из барабана. Графы 1—4 относятся к случаю подачи питательной воды в опускные трубы котла, причем в каждом случае максимальная температура питательной воды для котла ( $i_{нум}^x$ ) принималась такой, при которой теоретически возможна была полная конденсация рабочего пара. На основе этих расчетных данных построен график, изображенный на фиг. 15.

Таблица 1

№ п.п	Обозначение	Размерность	№ формулы	1	2	3	4	5	6	7
1	$k$	кг/кг		10	20	30	40	10	20	30
2	$i_{пит}^k$	ккал/кг		26	122	150	162			
3	$i_{пр}^k$	"		668	668	668	668	668	668	668
4	$i_2$	"		151,1	174,5	18,3	186,2	196	196	196
5	$i$	"	4'	198	198	198	198	237	218	211
6	$c_2$	м/сек		3	3	3	3	2	2	2
7	$p_0$	ата	9	14,28	14,28	14,28	14,28	14,3	14,3	14,3
8	$i_{вых}$	ккал/кг	11	354	354	354	354	380	367	362
9	$\gamma'$	кг/м	12	20,4	20,4	20,4	20,4	17,6	18,9	19,5
10	$\gamma$	"	8	870	870	870	870	71,8	140	199
11	$\gamma_{ср}$	"	13	445	445	445	445	45	80	109
12	$c$	м/сек	10	15,69	15,7	15,72	15,76	48,6	35,2	29,7
13	$c_1$	"	2	142	270	399	526	515	697	860
14	$\Delta i$	ккал/кг	17	2,7	9,7	21,1	36,8	35,2	61,5	98,1
15	$p_1$	ата		15,5	18	23	33	32	65	—
16	$i_1$	ккал/кг		667	667,9	669,1	669,6	669,7	663,6	—
17	$\gamma_m$	%	15	13,2	6,98	4,83	3,63	9,75	5,35	—

На этом графике изображено изменение начального давления рабочего пара  $p_1$  и к. п. д.  $\eta_m$  в зависимости от кратности подачи насоса. Пунктирные кривые относятся к графам табл. 5—7, а сплошные—к 1—4. Из кривых наглядно видно, что с увеличением  $k$  требуется повышение давления рабочего пара, но в то же время к.п.д. весьма заметно падает. Сравне-



Фиг. 15

ние пунктирных и сплошных кривых дает представление о резком улучшении работы насоса в случае подачи более холодной питательной воды в опускные трубы котла. И чем ниже будет температура воды в опускных трубах и больше  $\gamma_2$ , тем выгоднее для работы насоса. Кривые фиг. 15 облегчают выбор наиболее приемлемого варианта, после которого могут быть проведены дальнейшие расчеты по определению конструктивных размеров насоса.

## ЗАМЕЧЕННЫЕ ОПЕЧАТКИ

Стр.	Строка	Напечатано	Следует
24	2 снизу	$\gamma_r = S \cdot P$	$\gamma_r = S P_r$
41	4 сверху	цитированная	цитированная
57	5 сверху	термо-и гидродинамические	термо- и гидродинамические
69	11 снизу	теплоносителя	теплоносителя
85	10 снизу	$\frac{dV}{d\alpha} =$	$0 = \frac{dV}{d\alpha} =$
102	17 снизу	бессейнов	бассейнов
178	фиг. 1	в процесс	в процессе
185	14, 15, 17 снизу	э	е
204	7 сверху	огд	год
210	6 снизу	где 860 $N_{\text{мк}} = 860 (N_{ik} - N_{\text{к}})$	где 860 $N_{\text{эмк}} = 860 (N_{ik} - N_{\text{эк}})$
211	9 сверху	$N_{\text{к}} = N_{\text{к}} + N_{\text{по}}$	$N_{\text{э}} = N_{\text{эк}} + N_{\text{по}}$
211	18 сверху	$D_k = \frac{860 N_{\text{к}}}{(i_0 - i_k) \eta_{\text{м}} \eta_{\text{г}}} =$	$D_k = \frac{860 N_{\text{эк}}}{(i_0 - i_k) \eta_{\text{м}} \eta_{\text{г}}} =$