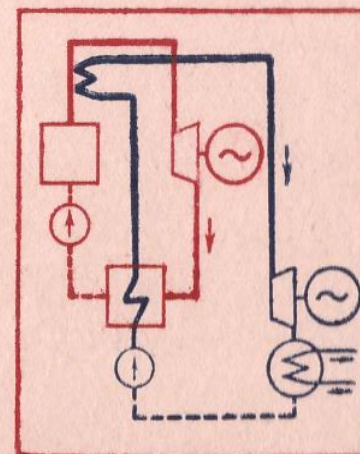


621.056
1-41

А. Н. ЛОЖКИН
А. А. КАНАЕВ

БИНАРНЫЕ УСТАНОВКИ



МАШГИЗ 1946

621.036

1-41

А. Н. ЛОЖКИН

доктор техн. наук

А. А. КАНАЕВ

канд. техн. наук

БИНАРНЫЕ УСТАНОВКИ

РАБОЧИЙ ПРОЦЕСС

И КОНСТРУКЦИИ ОБОРУДОВАНИЯ

О П Е Ч А Т К И

Стр.	Строка	Напечатано	Следует читать	По чьей вине
38	12-я сверху, в числителе	$(q_1 - q_2^{ам})$	$(q_1 - q_2^{ам})$	Тип.
41	4-я сверху	$(i - x) +$	$(i - x) +$	Авт.
105	Фиг. 108	Отсутствие омывания: $a - 100\%$; $c - 93,5\%$; Омывание: $a - 90\%$; $b - 6,5\%$	Отсутствие омывания: $a - 90\%$; $c - 93,5\%$; Омывание: $a - 100\%$; $c - 6,5\%$	.
137	17-я сверху	$t_{ам}$	$t_{ра}$	Корр.
141	2-я снизу	фиг. 138	фиг. 137	Авт.
142	2-я .	фиг. 137	фиг. 138	.
142	13-я .	(фиг. 137)	(фиг. 138)	.
144	2-я сверху	фиг. 137	фиг. 138	.
171	Табл. 35, графа 3-я	в ккал/м ² час	в ккал/м ² час	Тип.
189	Табл. 39, графа 2-я	ккал/м ² часград	ккал/м ² час	Авт.
224	18-я снизу	$B^p < B.$	$B^p < B^p.$	Тип.
237	Фиг. 212	40 000 квт	4000 квт	Корр.
268	Таблица 1, графа 6-я, 9-я строка сверху	0,0266	0,0256	Авт.

В работе А. Н. Ложкина и А. А. Канаева „Бинарные установки. Рабочий процесс и конструкции оборудования“ изложены термодинамические и энергетические особенности ртутно-водяного бинарного цикла, результаты исследований ЦКТИ рабочего процесса в элементах ртутнопарового оборудования, дано описание имеющихся в США ртутно-водяных установок, а также даны результаты эксплуатации и исследования первой в СССР ртутнопаровой полупромышленной установки. Приводится критический обзор развития конструкций ртутнопарового оборудования и намечаются перспективы применения ртутного пара в энергетике, промышленности и передвижных установках. В приложении даются таблицы и диаграммы ртутного пара, необходимые для расчетов.

Изложенные в книге материалы по конструкциям ртутнопарового оборудования и рабочим процессам дают возможность специалистам заводов и проектных организаций проектировать ртутнопаровые установки энергетического, технологического и транспортного назначения.

Главный редактор
Редакции Литературы по тяжелому и
общему машиностроению
Канд. техн. наук Гокун В. Б.

ОТ РЕДАКТОРА

В работе А. Н. Ложкина и А. А. Канаева „Бинарные установки. Рабочий процесс и конструкции оборудования“ рассматривается проблема большого народнохозяйственного значения — повышение эффективности использования тепла топлива с помощью применения ртутно-водяного бинарного цикла в паросиловых установках электростанций, заводов и в передвижных установках.

Авторы предлагают также использовать одноступенчатый ртутнопаровой цикл для некоторых специфических теплосиловых установок (ртутнопаровой привод турбовоздухоудовок с использованием тепла отработавшего ртутного пара на подогрев дутьевого воздуха, ртутнопаровые авиационные установки в комбинации с газовым циклом).

Наконец, третья область применения ртутного пара — высокотемпературные производственные процессы, где использование ртутного пара в качестве обогревающей среды дает возможность чрезвычайно гибко и точно регулировать температурный режим, обеспечивая высокое качество соответствующей продукции (крекинг-процессы, процессы дистилляции, варки и проч.).

Впервые в литературе с такой полнотой и систематичностью дается анализ рабочих процессов в различных агрегатах ртутнопаровых установок и намечаются принципы конструктивного оформления этих агрегатов. До сих пор монополистами в исследовании, эксплуатации и проектировании ртутнопарового оборудования были американцы, публиковавшие главным образом некоторые материалы рекламного характера по имеющимся у них ртутно-водяным установкам.

Специфические детали американских конструкций ртутнопаровых котлов, турбин и других агрегатов до сих пор были загадкой, поскольку американские специалисты не публиковали цифровых данных, которые позволили бы произвести тепловой расчет основных ртутнопаровых агрегатов, не опубликовали американцы и результатов своих исследовательских работ.

Еще большей загадкой были внутрикотловые процессы, а также особенности теплообмена при кипении ртути и конденсации ртутного пара, так как в статьях американских специалистов не сообщались необходимые цифровые данные, а общие заключения авторов статей были часто противоречивы. Сущность рабочих процессов совершенно не освещалась.

Авторы этой книги основывают свои рассуждения и выводы на большом материале комплексного исследования ртутнопарового оборудова-

ния, проведенного в лаборатории бинарных циклов Центрального котлотурбинного института. Приводимые экспериментальные данные позволяют конструктору сознательно подходить к проектированию ртутнопарового оборудования и производить необходимые тепловые расчеты.

Необходимо отметить, что проведение такого исключительно большого и сложного комплекса исследований было связано с большими трудностями технического и методического характера. Правильно выбранный путь исследования рабочих процессов в элементах ртутного оборудования обеспечил успешное решение поставленной задачи, завершением которой является сооружение и эксплуатация уже не лабораторной, а достаточно мощной ртутнопаровой установки полупромышленного типа.

Основываясь на вскрытых особенностях и сущности рабочих процессов в ртутном энергооборудовании и базируясь на проверенных в стандовых условиях конструкциях ртутнопаровых котлов, конденсаторов ртутного пара, специфических элементов ртутнопаровых турбин, ртутных насосов и проч., получена возможность реализовать в теплоэнергетике ртутный цикл.

Описываемые в книге конструкции ртутного насоса, герметичной арматуры и измерительной аппаратуры могут в настоящее время быть использованы также на ртутных заводах и в химической промышленности.

Предлагаемая работа представляет большой научный интерес, впервые излагая теплофизические процессы, имеющие значение не только для ртутных установок, но и для теплоэнергетики вообще.

Практическая ценность работы для заводов и проектных организаций заключается в критическом анализе конструкций ртутнопарового оборудования, в выявлении путей их совершенствования, а также в большом экспериментальном материале, необходимом для расчетов при проектировании ртутнопаровых установок, и в детальном анализе тепловых схем конденсационных установок и ТЭЦ с ртутнопаровым циклом и их показателей.

В период послевоенной реконструкции народного хозяйства выдвигаемые в книге проблемы должны заинтересовать широкие технические круги работников электростанций, заводов, транспорта. Поэтому издание предлагаемой книги Машгизом является чрезвычайно своевременным.

Акад. М. Кирпичев

Посвящается памяти товарищей по лаборатории бинарных циклов, погибших в боях за Родину и в дни блокады Ленинграда.

ПРЕДИСЛОВИЕ

С 1936 г. в Центральном котлотурбинном институте (ЦКТИ) были начаты в специально организованной лаборатории бинарных циклов (ЛБЦ) работы по применению ртутного пара в теплоэнергетике. До момента начала войны (1941 г.) были проведены комплексные исследования теплофизических процессов в элементах ртутнопарового оборудования, разработаны конструкции основных агрегатов и вспомогательного оборудования ртутнопаровых установок для энергетических и технологических целей, велись исследования по применению ртутного пара в нестационарных силовых установках.

Первый этап экспериментальных работ по исследованию ртутнопарового оборудования был завершен сооружением в 1939 г. полупромышленной ртутнопаровой установки на экспериментальной электростанции (ГЭЭС ЦКТИ), ее пуском, освоением и исследованием. Эксплуатация этой установки должна была апробировать конструкции основных агрегатов запроектированной промышленной ртутно-водяной установки мощностью 10 000 квт.

Проведенные перед войной исследования дали основные конструктивные и расчетные данные, необходимые для проектирования ртутно-водяных бинарных установок. Эти исследования охватили весь комплекс рабочих процессов во всех элементах ртутной ступени бинарной установки.

В иностранной литературе отсутствуют цифровые экспериментальные и эксплуатационные данные по ртутнопаровому оборудованию, которыми мог бы воспользоваться конструктор.

Ранее публиковавшиеся в периодической печати результаты исследований ЛБЦ также недостаточно систематизированы для самостоятельного использования их заводами и проектными организациями, работающими над применением ртутного пара для различных целей.

Настоящая работа преследует цель дать работникам энергетики возможно полное представление о теплофизических процессах в ртутном оборудовании и о специфических элементах конструкций этого оборудования, а также дать исходные данные для тепловых расчетов и конструирования основных агрегатов ртутнопаровых установок.

В настоящее время это тем более важно, что наступил период послевоенной реконструкции народного хозяйства, когда все новые технические идеи, не реализованные в условиях войны, должны получить практи-

ческое завершение. Над применением ртутного пара перед войной уже работали специалисты в области металлургии, в нефтеперерабатывающей, химической промышленности и в других отраслях народного хозяйства. Работа их тормозилась отсутствием экспериментальных и эксплуатационных данных по расчету и конструированию ртутнопарового оборудования.

Авторы надеются, что эта книга будет способствовать ускорению использования ртутного пара на электростанциях, в теплосиловом хозяйстве заводов, для технологических нужд различных производств, а также в нестационарных силовых установках.

ВВЕДЕНИЕ

„Если бы нашлось в большом количестве тело, испаряющееся при более высокой температуре, чем вода, тело, пар которого при том же объеме имел бы меньшую теплоемкость, не действовал бы на металлы, идущие на сооружение машин, то оно заслужило бы предпочтение...“

Сад и Карно, Размышления о движущей силе огня, 1824 г.

Современные паротурбинные установки, работающие на водяном паре, имеют экономический коэффициент полезного действия до 28—34%. Такой к. п. д. достигается лишь при условии применения высоких начальных параметров пара (100—175 *атм*, 500°C и выше), больших единичных мощностей турбоагрегатов, а также при использовании наиболее совершенных конструкций агрегатов (генераторы с водородным охлаждением и пр.). На станции Твин-Бренч при 175 *атм*, 500°C достигнут к. п. д. 33—34%.

Дальнейшее повышение экономического к. п. д. установок водяного пара лимитируется величиной термического к. п. д. цикла, так как водяной пар имеет неблагоприятные термодинамические характеристики (низкие параметры критического состояния, почти достигнутые в эксплуатации, малую величину отношения скрытой теплоты парообразования к теплоемкости жидкости и др.). Повышение только температуры перегрева водяного пара до пределов, допускаемых температуростойкостью сталей, не может значительно повысить к. п. д. цикла.

Это было ясно еще Карно, который 125 лет тому назад высказал мысль о желательности замены водяного пара паром другой жидкости с более благоприятными термодинамическими свойствами.

Последние десятилетия велась большая работа по подбору жидкостей, использование которых в теплосиловых установках могло бы дать более высокий к. п. д. цикла по сравнению с циклами водяного пара.

Изучались с этой целью многие элементы, органические соединения, эвтектические смеси органических соединений. Все же до сих пор не удалось найти ни одной жидкости, кроме ртути, которая удовлетворяла бы термодинамическим и другим требованиям к рабочему телу паросиловых установок.

Первые опыты промышленного использования ртутного пара для производства электроэнергии и тепла были связаны с преодолением

многих эксплуатационных и технологических трудностей, что вызвало разочарование в кругах недостаточно осведомленных специалистов, а в дальнейшем и предубежденное отношение к перспективам развития ртутнопаровых установок.

Распространились необоснованные опасения ртутного отравления, начались ссылки на недостаточность мировых запасов ртути для применения ее в энергетике, стали утверждать, что стоимость ртутнопарового оборудования и самого ртутного заполнения будет чрезмерно высока и проч.

На самом деле широкое развитие ртутнопаровых установок было ограничено тем, что теплофизические свойства ртути потребовали большой работы по созданию конструкций ртутнопаровых котлов, турбин, насосов, конденсаторов-испарителей и прочего оборудования, а также заставили задуматься над многими внутрикотловыми процессами, которые не были в поле зрения теплоэнергетиков при эксплуатации и проектировании пароводяных котлов. Одновременно возникали и новые технологические проблемы, как вопросы повышения температуростойкости металла, вопросы сварки, борьбы с эрозией и пр.

Так, сварные котлы появились именно при осуществлении ртутных установок, и только впоследствии эта технология была применена в производстве котлов водяного пара.

Многие вопросы уточнения расчета циркуляции в паровых котлах возникли именно при строительстве ртутных установок, и затем эти материалы были использованы в обычном котлостроении. Например, расслоение потока эмульсии на жидкостную и паровую фазы на горизонтальных и наклонных участках труб было выявлено при эксплуатации ртутных котлов, а позднее это явление обнаружили и в котлах водяного пара.

Таким образом, в период создания и освоения первых конструкций ртутнопарового оборудования приходилось преодолевать не столько специфические затруднения, связанные с ртутью, сколько разрешать общие проблемы котлотурбостроения, которые возникали перед специалистами, проектирующими пароводяное оборудование.

Только в 1941 г. в СССР и в США удалось коренным образом решить проблему внутрикотловых процессов и металла для ртутнопаровых котлов, что обеспечило бесперебойную эксплуатацию реконструированной установки в Кирни при нагрузке 100%, а также весьма положительный опыт эксплуатации установки ЦКТИ производительностью 10 т/час ртутного пара.

Интересно отметить, что некоторые видные специалисты Советского Союза в области энергетики в 1941—1944 гг. давали наиболее скептические прогнозы в отношении перспектив развития ртутно-водяных установок, заявляя, что опыты использования ртутного пара окончились провалом, в то время как на самом деле именно в эти годы достигнуты значительные результаты в проектировании и производстве ртутнопарового оборудования и в эксплуатации ртутно-водяных установок и у нас и в США.

В частности, если в 1940—1941 гг. говорили об экономическом к. п. д. ртутно-водяных установок в 36—37%, то теперь можно ожидать к. п. д. в 40—41%, а в будущем даже и 45%.

Если раньше осуществлялись надстройки ртутного цикла над установками водяного пара среднего давления (30 *ата*, 400°С) с экономией топлива 40—50%, то теперь можно считать рентабельной ртутную надстройку над установками высокого давления (100—120 *ата*, 500°С), что должно дать по расчетам все еще значительную экономию топлива — до 25%.

США являются пионерами высокого давления и имеют в настоящее время в эксплуатации значительное количество установок 100—175 *ата*, 500—550°С. Американские специалисты, имеющие богатый опыт производства и эксплуатации оборудования высокого давления, располагают всеми необходимыми данными для оценки перспектив повышения к. п. д. установок водяного пара.

Признание и американскими специалистами рентабельности надстройки ртутного цикла над установками водяного пара высокого давления подтверждает высказанное выше положение о том, что пароводяные установки близки к пределу максимально возможного к. п. д., так как предел к. п. д. циклов водяного пара уже в значительной степени достигнут, а повышение к. п. д. турбины и котла на каждую долю процента дается с большими трудностями, ценой усложнения схемы установки и удорожания оборудования.

Обсуждая проблемы повышения к. п. д. паросиловых установок, иногда ссылаются на возможность использования принципов парогенератора „Велокс“, вращающихся котлотурбоагрегатов и пр. Указанные принципы позволяют облегчить вес котлотурбоагрегатов, уменьшить их габариты и достичь лучших показателей. Однако сам паровой цикл в этих установках не изменяется, и все сказанное о предельных величинах термического к. п. д. циклов водяного пара распространяется и на эти установки.

Таким образом, теперь уже совершенно очевидно, что только ртутный цикл является средством значительного повышения к. п. д. паросиловых установок. Ртутно-водяные установки уже превзошли по термической эффективности дизели.

В настоящее время нет ни одного теплового двигателя, который мог бы конкурировать по к. п. д. с ртутно-водяными установками, так как, по выражению Грубера¹, в „дуэли“ с дизелем ртутно-водяной цикл вышел победителем.

Заслуживает внимания тот факт, что ртутно-водяной цикл позволяет получить высокий экономический к. п. д. и в паротурбинных установках малой мощности, тогда как применение высокого начального давления пара в паротурбинных установках малой мощности не дает повышения экономического к. п. д. вследствие снижения внутреннего отношения к. п. д. при малых размерах проточной части (первые ступени) турбины. Особенно сильно снижается относительный к. п. д. турбины при мощностях 3000—4000 *квт* и ниже.

В условиях ТЭЦ ртутно-водяной цикл позволяет повысить выработку электроэнергии на базе тепловой нагрузки. Так, пароводяные ТЭЦ при противодавлении 1,2 *ата* позволяют выработать 250—300 *квт-ч/мгкал* при средних параметрах (29 *ата*, 400°С) и 400—450 *квт-ч/мгкал* при

¹ „Flight“, 1942, p. 115.

высоких параметрах (100 *атм*, 500°С) пара, в то время как ртутно-водяная установка при давлении ртутного пара 10 *атм* обеспечивает выработку электроэнергии до 700 *квт-ч/мгкал*.

Ртутно-водяной цикл имеет и ряд других преимуществ перед установками водяного пара высокого давления. В ртутно-водяных установках не требуется сложной водоподготовки (по сравнению с пароводяными установками высокого давления), уменьшается расход энергии на собственные нужды, уменьшается расход циркуляционной воды и пр., как это будет показано ниже.

Стоимость ртутнопарового оборудования не превышает стоимости обычных паротурбинных установок.

Необходимое на заполнение котла количество ртути на первых установках составляло 4—5 *кг/квт*; в настоящее время эта величина снижена до 2—2,5 *кг/квт*, а в последних проектах даже до 1,05 *кг/квт*. В дальнейшем величина ртутного заполнения будет еще ниже.

Потери ртути в эксплуатации практически отсутствуют. За 23 года эксплуатации ртутных установок в США не было случаев отравления персонала ртутью.

Имеющиеся запасы ртути в СССР позволяют без ущерба для других потребителей ртути осуществлять ртутнопаровые установки общей мощностью в несколько миллионов киловатт. Американские специалисты при скудных запасах ртути в США все же считают возможным сооружение в будущем ртутнопаровых установок общей мощностью до 4 000 000 *квт*.

Советский Союз располагает богатыми месторождениями ртути, и возможности строительства ртутно-водяных установок в СССР значительно превышают возможности США.

ГЛАВА I

ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИЕ ОСОБЕННОСТИ РТУТНО-ВОДЯНОГО БИНАРНОГО ЦИКЛА

1. ТЕРМИЧЕСКИЙ ОТНОСИТЕЛЬНЫЙ КОЭФИЦИЕНТ ПОЛЕЗНОГО ДЕЙСТВИЯ ПАРОВЫХ ЦИКЛОВ

Рабочий процесс теплового двигателя представляет собой замкнутый цикл (фиг. 1).

Разность площадей $A'ABCC'$ и $A'ADCC'$ определяет теоретическую полезную работу теплового двигателя за один цикл.

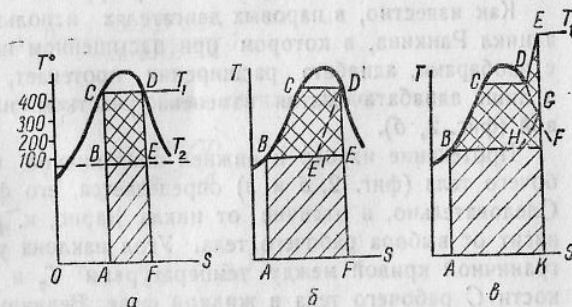
К. п. д. рабочего цикла теплового двигателя в общем виде выражается уравнением

$$\eta_m = \frac{\int_{S_1}^{S_2} T_1 dS - \int_{S_1}^{S_2} T_2 dS}{\int_{S_1}^{S_2} T_1 dS}.$$

Из фиг. 1 наглядно видно, что круговой процесс лишь тогда дает возможность получения в двигателе положительной работы, когда средний температурный уровень прямого процесса (подвод тепла) выше среднего температурного уровня обратного процесса (отвод тепла). В случае равенства средних температур прямого и обратного процессов получение



Фиг. 1. Круговой цикл в координатах $T-S$.



Фиг. 2. Циклы тепловых двигателей: а — цикл Карно; б — цикл Ранкина на насыщенном паре; в — цикл Ранкина на перегретом паре.

положительной работы невозможно согласно второму закону термодинамики. Малая величина этой температурной разности допускает

принципиальную осуществимость цикла, но на практике такие циклы могут встретить целый ряд затруднений (например, тропический цикл Клода и Бушера.)

Круговые процессы могут осуществляться самыми разнообразными способами, но, как известно, не все из возможных способов одинаково выгодны с точки зрения величины получаемой при этом положительной работы. Цикл теплового двигателя, дающий наивысший к. п. д., предложен Карно (фиг. 2) и носит его имя.

К п. д. представленных на фиг. 2 циклов определяются известными выражениями:

$$\text{для цикла Карно } \eta_m = \frac{\text{пл. } BCDE}{\text{пл. } ACDF} = \frac{T_1 - T_2}{T_1};$$

для цикла Клаузиуса-Ранкина на насыщенном паре

$$\eta_m = \frac{\text{пл. } BCDE}{\text{пл. } ABCDF} = \frac{J_1 - J_2}{J_1 - q_k};$$

то же на перегретом паре

$$\eta_m = \frac{\text{пл. } BCDEF}{\text{пл. } ABCDEK} = \frac{J_{\text{пер}} - J_2}{J_{\text{пер}} - q_k}.$$

Нетрудно убедиться, что цикл Карно имеет действительно более высокий к. п. д. по сравнению с циклом Ранкина, так как в нем все тепло подводится при высшей температуре, а отводится при низшей температуре, что обеспечивает максимальную для данного температурного диапазона величину отношения полезной работы цикла к затраченному теплу.

Величина к. п. д. цикла Карно не зависит от физических свойств рабочего тела (пара, газа) и определяется лишь начальной и конечной температурами цикла, т. е. для условий паротурбинной установки температурой острого пара и температурой в конденсаторе.

Как известно, в паровых двигателях используется не цикл Карно, а цикл Ранкина, в котором при насыщенном паре изотермы совпадают с изобарами, адиабата расширения протекает, как и в цикле Карно, и лишь адиабата сжатия заменена участком нижней пограничной кривой (фиг. 2, б).

Протекание изобар и нижней пограничной кривой для каждого рабочего тела (фиг. 2, б и в) определяется его физическими свойствами. Следовательно, в отличие от цикла Карно, к. п. д. цикла Ранкина зависит от выбора рабочего тела. Угол наклона участка BC нижней пограничной кривой между температурами T_2 и T_1 зависит от теплоемкости C рабочего тела в жидкой фазе. Величина

$$\overline{CD} = l = \frac{r}{T_1}.$$

* Здесь T_1 и T_2 — начальная и конечная температуры цикла; J_1 — начальное теплосодержание насыщенного пара; $J_{\text{пер}}$ — начальное теплосодержание перегретого пара; J_2 — конечное теплосодержание пара по адиабате.

Отношение $\frac{l}{\Delta S}$ характеризует отклонение площади полезной работы цикла Карно от площади полезной работы цикла Ранкина.

Увеличение энтропии жидкости при нагревании ее от T_2 до T_1 равняется

$$\Delta S = \int_{T_2}^{T_1} \frac{dQ}{T} = \int_{T_2}^{T_1} \frac{cdT}{T}.$$

Интегрируя при $C = \text{const}$, получим

$$\Delta S = C \cdot \ln \frac{T_1}{T_2},$$

где C — теплоемкость рабочего тела в жидкой фазе.

При заданных T_1 и T_2 величина $\frac{l}{\Delta S}$ определяется отношением $\omega = \frac{r}{C}$. Чем больше величина ω , тем меньше отклонение к. п. д. цикла Ранкина для данного рабочего тела от к. п. д. цикла Карно.

Это видно из рассмотрения фиг. 3, где цифрами I и II обозначены нижние пограничные кривые для двух разных рабочих тел.

Для первого рабочего тела к. п. д. цикла Ранкина при насыщенном паре будет

$$\eta_R^I = \frac{\text{пл. } ABCD}{\text{пл. } aABCd};$$

для второго рабочего тела

$$\eta_R^{II} = \frac{\text{пл. } AB'CD}{\text{пл. } aAB'Cd},$$

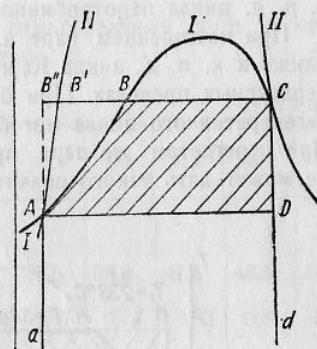
тогда как к. п. д. цикла Карно для обоих случаев будет

$$\eta_K = \frac{\text{пл. } AB''CD}{\text{пл. } aAB''Cd}.$$

Из фигуры видно, что

$$\eta_K > \eta_R^{II} > \eta_R^I.$$

Для ртутного пара в интересующем нас практически температурном интервале величина $\omega = 2000 - 2500$, тогда как для водяного пара $\omega = 600 - 300$ и резко падает с повышением давления и температуры. Следовательно, именно с переходом к высокому давлению отклонение цикла Ранкина для водяного пара от цикла Карно будет сказываться в максимальной степени.



Фиг. 3. Отклонение цикла Ранкина от цикла Карно при различных рабочих телах.

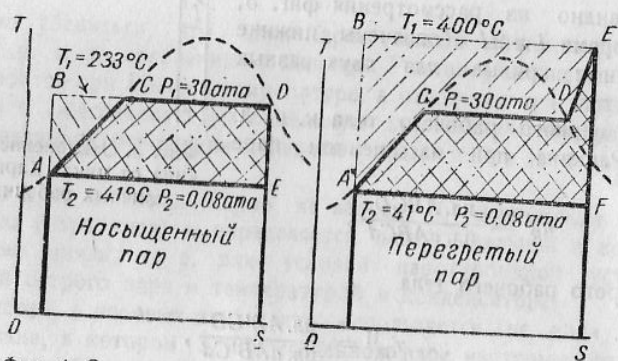
Для ртутного пара при одинаковых верхнем и нижнем температурных пределах отклонение цикла Ранкина от цикла Карно значительно меньше, чем для водяного пара.

Приведем для сравнения значения ω для рабочих тел, предлагающихся к использованию в паросиловых установках:

ω при 1 ата	
Водяной пар	540
Ртуть	2050
Дифенил	180
Дифенилоксид	150

У других эвтектических смесей и органических соединений величина ω также ниже, чем у ртути и воды. Предложение о многоступенчатом регенеративном подогреве питательной воды имело целью приблизить к. п. д. цикла парогурбинной установки к к. п. д. цикла Карно.

При насыщенном паре к. п. д. регенеративного цикла значительно ближе к к. п. д. цикла Карно, чем у цикла Ранкина при тех же температурных пределах. При бесконечно большом числе отъемов к. п. д. регенеративного цикла мог бы достигнуть величины к. п. д. цикла Карно. При перегретом же паре применение регенеративного подогрева воды не может дать такого значительного эффекта.



Фиг. 4. Отклонение цикла Ранкина от цикла Карно при насыщенном и перегретом водяном паре с начальным давлением 30 ата.

Если при данных условиях (фиг. 4) насыщенный пар дает $\frac{\eta_R}{\eta_K} = 0,92$, то при перегретом паре

$$\frac{\eta_R}{\eta_K} = 0,534.$$

Отношение к. п. д. цикла Ранкина к к. п. д. цикла Карно можно было бы назвать термическим относительным к. п. д. цикла, так как цикл Карно имеет наивысший к. п. д. при данных T_1 и T_2 .

В табл. 1 приведены значения термического относительного к. п. д. цикла Ранкина на насыщенном паре при различных начальных давлениях водяного пара и при конечной температуре 28°C.

Таблица 1

Начальное давление водяного пара в ата	1,03	4,86	15,9	40,6	87,6	168,6	225
Температура насыщенного пара	100	150	200	250	300	350	374
К. п. д. цикла Ранкина для насыщенного пара— η_R %	18,0	26,2	32,2	36,4	39,4	40,5	39,5
К. п. д. цикла Карно— η_K %	19,3	28,8	36,4	42,5	47,5	51,7	53,5
Отношение $\frac{\eta_R}{\eta_K}$	0,93	0,9	0,88	0,85	0,83	0,78	0,74

При перегретом паре термический относительный к. п. д. цикла Ранкина еще ниже, как это показано в табл. 2.

Таблица 2

Начальное давление водяного пара в ата	4,86	15,9	40,6	87,6	168,6	225
К. п. д. цикла Ранкина при $t_{ne} = 450^\circ \text{C}$	30,0	35,0	38,8	41,8	43,6	44,2
Отношение $\frac{\eta_R}{\eta_K}$	0,575	0,67	0,74	0,80	0,81	0,84
К. п. д. цикла Ранкина при $t_{ne} = 500^\circ \text{C}$	30,9	35,7	39,5	42,4	44,6	45,2
Отношение $\frac{\eta_R}{\eta_K}$	0,51	0,585	0,65	0,70	0,735	0,745
К. п. д. цикла Ранкина при $t_{ne} = 550^\circ \text{C}$	31,2	36,1	40,2	43,1	45,2	46,1
Отношение $\frac{\eta_R}{\eta_K}$	0,505	0,585	0,65	0,70	0,73	0,75

Из табл. 1 и 2 следуют выводы:

- 1) отклонение к. п. д. цикла Ранкина от к. п. д. цикла Карно при перегретом паре значительно больше, чем при насыщенном паре;
- 2) чем выше степень перегрева пара при данном давлении, тем больше величина отклонения цикла Ранкина от цикла Карно;
- 3) увеличение начальной температуры цикла путем перегрева пара может увеличить абсолютную величину к. п. д. цикла Ранкина, но при этом обязательно увеличивается отклонение цикла Ранкина от наивыгоднейшего цикла Карно.

Причины этого наглядно показаны на фиг. 4. В цикле Карно все тепло производится по изотерме при высшей температуре цикла. Отвод тепла производится также по изотерме при низшей температуре цикла. Эти условия и создают наивысший к. п. д. цикла.

При насыщенном паре к. п. д. цикла Ранкина мог бы приблизиться к к. п. д. цикла Карно при бесконечно большом числе отборов для регенеративного подогрева питательной воды. В этом случае линии CB и DE' были бы эквидистантны и площадь полезной работы (фиг. 2, б) была бы эквивалентна площади полезной работы в цикле Карно. Такой же результат мог бы быть достигнут также применением во всем диапазоне температур $T_1 - T_2$ такого рабочего тела, у которого наклон линии жидкой фазы, определяемый величиной $\frac{r}{C}$, был бы ничтожен.

При работе на перегретом паре, как уже указывалось, применение регенеративного подогрева не может приблизить к. п. д. цикла Ранкина к к. п. д. цикла Карно, так как тепло подводится не при высшем постоянном температурном уровне (начальная температура перегретого пара), а при температуре, лежащей между температурой насыщения и температурой перегрева.

Таким образом, в реальных циклах тепловых двигателей термический к. п. д. η_m всегда ниже к. п. д. цикла Карно η_K :

$$\eta_m < \eta_K$$

или

$$\eta_{mo} = \frac{\eta_m}{\eta_K} < 1.$$

Термический относительный к. п. д. (η_{mo}) циклов тепловых двигателей, следовательно, всегда меньше 1.

В табл. 3 приведены величины относительных термических к. п. д. циклов некоторых тепловых двигателей.

Таблица 3

Тип двигателя	Температурные пределы цикла в °C		К. п. д. цикла Карно η_K в %	К. п. д. рабочего процесса η_m в %	Термический относительный к. п. д. η_{mo}
	T_1	T_2			
Двигатель Дизеля	1800	450	65	56	0,86
Паровая турбина $P = 39 \text{ ата}$ (цикл Ранкина)	425	25	57	35	0,61
Паровая турбина $P = 125 \text{ ата}$ (регенеративный цикл)	500	25	61	48	0,78

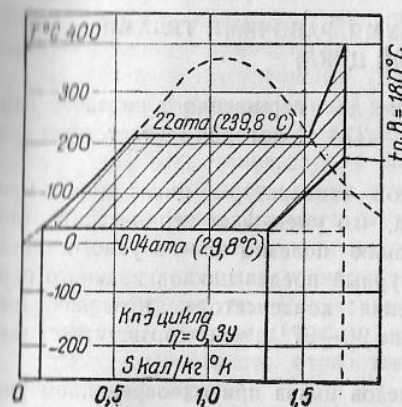
С помощью относительного термического к. п. д. экономический к. п. д. брутто паросиловой установки можно выразить уравнением

$$\eta_{эк} = \frac{T_1 - T_2}{T_1} \eta_{mo} \cdot \eta_{ку} \cdot \eta_{л} \cdot \eta_{во} \cdot \eta_{м} \cdot \eta_{г},$$

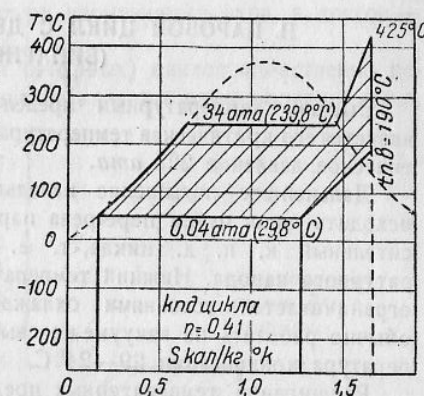
где $\frac{T_1 - T_2}{T_1} = \eta_K$ — к. п. д. цикла Карно;

η_{mo} — термический относительный к. п. д.;

$\eta_{ку}$ — к. п. д. котельной установки;
 $\eta_{л}$ — к. п. д. паропровода;
 $\eta_{во}$ — внутренний относительный к. п. д. турбины;
 $\eta_{м}$ — механический к. п. д.;
 $\eta_{г}$ — к. п. д. генератора.



Фиг. 5. Идеальный регенеративный цикл паросиловой установки низкого давления $\eta_m = 0,39$.



Фиг. 6. Идеальный регенеративный цикл паросиловой установки нормального давления $\eta_m = 0,41$.

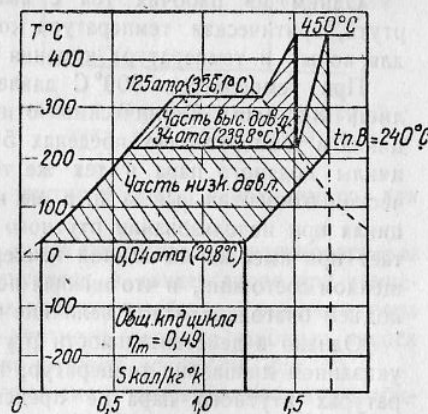
При заданных температурных пределах $T_1 - T_2$ физические свойства рабочего тела паросиловой установки отражаются лишь на величине η_{mo} и $\eta_{во}$ и отчасти на величине $\eta_{ку}$.

Остальные составляющие к. п. д. практически не зависят от свойств рабочего тела.

Температурные пределы цикла в свою очередь зависят также от физических свойств рабочего тела.

Так, например, при работе на водяном паре конечная температура цикла ограничивается величиной 24—28°C. При работе на дифениловом паре начальная температура цикла не может превышать 400—410°C, так как при более высокой температуре начинается разложение дифенила.

На фиг. 5, 6 и 7 изображены в $T-S$ -диаграмме различные циклы водяного пара, применяемые в современных паротурбинных установках, термический к. п. д. которых составляет соответственно 39, 41 и 49% и термический относительный к. п. д. — 71, 73 и 80%.



Фиг. 7. Идеальный регенеративный цикл паросиловой установки высокого давления с промежуточным перегревом пара $\eta_m = 0,49$.

Приведенные цифры показывают, что эффективность даже высоко совершенных циклов водяного пара достаточно низка, что и заставило искать другие рабочие тела взамен воды, а это в свою очередь привело к идее двухступенчатых (бинарных) и многоступенчатых паровых циклов с двумя или несколькими рабочими телами.

II. ПАРОВОЙ ЦИКЛ С ДВУМЯ РАБОЧИМИ ТЕЛАМИ (БИНАРНЫЙ ЦИКЛ)

Высшим температурным пределом для насыщенного водяного пара является его критическая температура — 374°C , которой соответствует критическое давление 225 атм .

Дальнейшее повышение начальной температуры цикла может происходить лишь путем перегрева пара, что уменьшает термический относительный к. п. д. цикла, т. е. долю полезно используемого температурного напора. Нижний температурный предел циклов водяного пара ограничивается условиями охлаждения конденсатора, позволяющими обычно работать на вакууме не свыше $96\text{—}97\%$, чему соответствует температура конденсации $29\text{—}24^{\circ}\text{C}$.

Расширение температурных пределов цикла при одновременном увеличении термического относительного к. п. д. может быть достигнуто путем замены воды другим рабочим телом, с более высокой температурой кипения при рабочих давлениях, а также с более высокой критической температурой. При наличии такого рабочего тела можно было бы иметь высокую начальную температуру цикла при насыщенном паре, т. е. при более высоком термическом относительном к. п. д. цикла.

Одним из рабочих тел с высокой температурой кипения является ртуть, критическая температура которой равна 1400°C (против 374°C для воды) и температура кипения при атмосферном давлении — 357°C .

При температуре 500°C давление ртутного пара составляет всего лишь $8,5\text{ атм}$. Термический относительный к. п. д. ртутнопарового цикла в температурных пределах $500\text{—}25^{\circ}\text{C}$ равен 96% , тогда как циклы водяного пара в тех же температурных пределах имеют термический относительный к. п. д. не выше $80\text{—}81\%$. Повышение к. п. д. цикла при использовании ртутного пара объясняется тем, что пар работает при высокой начальной температуре, но не в перегретом, а в насыщенном состоянии, и что нижняя пограничная кривая имеет весьма крутой подъем благодаря малой величине теплоемкости жидкости.

Однако в действительности ртутный пар не может работать во всем указанном диапазоне температур, так как при низких конечных температурах ртутного пара не представляется возможным обеспечить необходимый вакуум. Так, например, уже при 118°C давление ртутного пара составляет всего лишь $0,001\text{ атм}$, т. е. требуется вакуум $99,9\%$.

При обычном в эксплуатации вакууме (96%) температура конденсации ртутного пара была бы 217°C . Понятно, что нельзя выпускать в обычный конденсатор пар с такой высокой температурой, так как с циркуляционной водой терялось бы из цикла слишком много тепла.

Из всех известных в настоящее время элементов, соединений и эвтектических смесей ни одно вещество не может быть применено в качестве рабочего тела паросиловой установки во всем желательном диа-

пазоне температур цикла, так как все эти вещества имеют или слишком низкий предел начальной температуры насыщенного пара (как вода) или слишком высокий предел конечной температуры (как ртуть). Использовать в паровом цикле весь желательный температурный диапазон в настоящее время возможно только путем одновременного применения в цикле двух разных рабочих тел (теплоносителей), из которых одно имеет высокую начальную температуру насыщенного пара, а другое — низкую конечную температуру.

На таких двухступенчатых (или бинарных) циклах единственно реализованным в промышленном масштабе является ртутно-водяной цикл, в котором ртутный пар работает в области высоких температур, а водяной пар — в области низких температур. Тепло отработанного ртутного пара в таком бинарном цикле не выбрасывается с циркуляционной водой, а испаряет ее. Полученный водяной пар совершает работу за счет тепла, переданного отработавшим ртутным паром.

Такой двухступенчатый, или бинарный, цикл изображен в $T-S$ -координатах на фиг. 8.

Нижняя заштрихованная площадка представляет здесь работу 1 кг водяного пара.

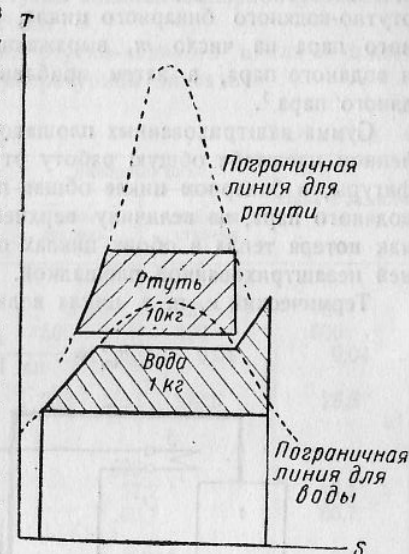
Незаштрихованная площадка под ней соответствует потерям тепла в цикле (потери с циркуляционной водой).

Верхняя заштрихованная площадка изображает работу ртутного пара в цикле, причем не 1 кг , а какого-то количества m килограммов ртутного пара, необходимого для испарения 1 кг воды.

Ртутный пар из ртутнопарового котла поступает в ртутнопаровую турбину. Отработавший пар конденсируется в конденсаторе при температуре, достаточной для получения из охлаждающей воды водяного пара определенного давления. Конденсат ртутного пара с помощью насоса или самотеком возвращается в ртутно-паровой котел (см. фиг. 9).

Полученный в конденсаторе (являющемся одновременно и испарителем или котлом водяного пара) водяной пар перегревается за счет тепла уходящих газов в газоход ртутнопарового котла и поступает к турбине водяного пара. Турбина водяного пара может быть конденсационной или теплофикационной (с противодавлением или с регулируемыми отборами).

Если ртутный пар конденсируется при температуре 233°C (вакуум 96%), то охлаждающая вода может превратиться в пар с давлением 30 атм . Скрытая теплота парообразования для водяного пара такого давления будет 429 ккал/кг . Скрытая теплота парообразования ртутного пара



Фиг. 8. Ртутно-водяной бинарный цикл в $T-S$ -координатах.

при температуре 233°С равна 71,5 ккал/кг. Это значит, что для испарения 1 кг воды при указанных условиях потребуется сконденсировать около 6 кг ртутного пара.

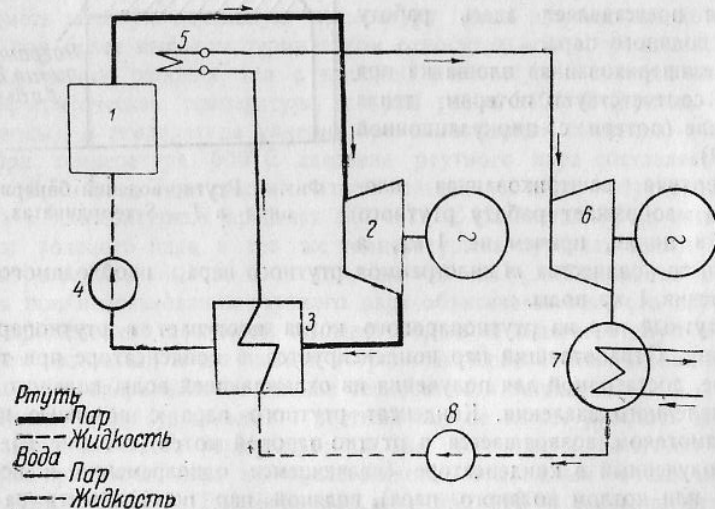
Если вода поступает в конденсатор-испаритель не при температуре кипения, а при более низкой, то в данном случае для испарения 1 кг воды потребуется сконденсировать до 8 кг ртутного пара.

Если мы построим в $T-S$ -диаграмме цикл Ранкина для ртутного пара, то площадка между начальной и конечной изотермами и участком пограничной кривой и адиабаты расширения ртутного пара даст полезную работу 1 кг ртутного пара. Чтобы определить суммарную работу ртутно-водяного бинарного цикла, нужно умножить работу 1 кг ртутного пара на число m , выражающее соотношение расходов ртутного и водяного пара, а затем прибавить к работе, совершаемой 1 кг водяного пара¹.

Сумма заштрихованных площадок на фиг. 8 представляет в определенном масштабе общую работу ртутно-водяного цикла. Как видно из фигуры, в бинарном цикле общая полезная работа больше, чем в цикле водяного пара, на величину верхней заштрихованной площадки, тогда как потеря тепла в обоих циклах одна и та же и изображается нижней незаштрихованной площадкой.

Термический к. п. д. цикла водяного пара равен

$$\eta_m^e = \frac{\text{пл. II}}{\text{пл. II} + \text{пл. III}}$$



Фиг. 9. Принципиальная тепловая схема простейшей ртутно-водяной бинарной установки:

1 — ртутный котел; 2 — ртутная паровая турбина с генератором; 3 — конденсатор-испаритель; 4 — ртутный питательный насос; 5 — перегреватель водяного пара; 6 — турбина водяного пара с генератором; 7 — конденсатор водяного пара; 8 — водяной питательный насос.

¹ Понятно, что результат не изменится, если всю работу бинарного цикла привести к 1 кг не водяного, а ртутного пара. Однако в случае графического определения к. п. д. ртутно-водяного цикла по $T-S$ -диаграмме удобнее вести расчет на 1 кг водяного, а не ртутного пара.

Термический к. п. д. всего бинарного ртутно-водяного цикла соответственно равен

$$\eta_m^e = \frac{\text{пл. I} + \text{пл. II}}{\text{пл. I} + \text{пл. II} + \text{пл. III}}$$

Следовательно, $\eta_m^e > \eta_m^e$.

В этом и заключается термический эффект бинарного цикла по сравнению с одноступенчатым циклом водяного пара.

Принципиальная тепловая схема ртутно-водяной бинарной установки с циклом по фиг. 8 представлена на фиг. 9.

В табл. 4 приведено сопоставление ртутно-водяного цикла и цикла водяного пара в одном и том же температурном диапазоне.

Таблица 4

Наименование величин	Бинарный цикл		Цикл в водяного пара
	ртутная ступень	водяная ступень	
Начальное давление в <i>атм</i>	8,5	29	100
Начальная температура пара в °С	500	400	500
Конечное давление пара в <i>атм</i>	0,11	0,04	0,04
Температура конденсации пара при конечном давлении в °С	253	28,6	28,6
Адиабатический теплоперепад (относительный к 1 кг водяного пара) в ккал/кг	528	—	—
Термический к. п. д. цикла в %	57,2	—	42,1
К. п. д. цикла Карно в %	60,7	—	60,7
Термический относительный к. п. д. цикла	0,943	—	0,695

Из табл. 4 видно, насколько эффективнее ртутно-водяной цикл по сравнению с циклом водяного пара при указанных параметрах. При еще более высоких начальных температурах разница к. п. д. этих циклов увеличится в пользу ртутно-водяного цикла.

III. ПАРАМЕТРЫ И ТЕПЛОВЫЕ СХЕМЫ РТУТНО-ВОДЯНЫХ БИНАРНЫХ УСТАНОВОК

1. Эффективность ртутной ступени бинарного цикла

Начальное давление ртутного пара

Совершенно ясно, что повышение начального давления ртутного пара, при всех прочих неизменных условиях, приведет к повышению термического к. п. д. цикла и к. п. д. установки в целом.

Рассмотрим влияние повышения начального давления ртутного пара на к. п. д. цикла Ранкина. Конечная температура цикла определяется наимыгоднейшим противодействием ртутнопаровой турбины.

Как будет показано ниже, наивыгоднейший вакуум для ртутнопаровой турбины лежит в пределах 0,10—0,15 *ата*.

Приняв конечное давление ртутного пара равным 0,10 *ата*, определим величину к. п. д. цикла Ранкина для ртутного пара при начальном давлении от 5 до 50 *ата*. Результаты этих расчетов сведены в табл. 5. При вычислении конечной влажности ртутного пара внутренний относительный к. п. д. ртутнопаровой турбины принят равным 78%.

Таблица 5

Начальное давление ртутного пара в <i>ата</i>	Начальная температура (насыщен.) в °C	Конечная влажность ртутного пара в %	К. п. д. цикла Ранкина в %	К. п. д. цикла Карно в %	Термический относительный к. п. д. $\eta_{то}$
5	458	16,4	26,8	27,5	0,976
10	515	19,5	31,5	33,7	0,937
15	553	21,4	34,2	36,8	0,930
20	582	22,8	36,1	38,8	0,928
50	690	27,3	41,8	45,7	0,916

Из таблицы видно, насколько возрастает термический к. п. д. ртутной ступени цикла при увеличении начального давления ртутного пара.

Заслуживают внимания при рассмотрении приведенных цифр два обстоятельства:

1) некоторое уменьшение термического относительного к. п. д. ртутной ступени с ростом начального давления;

2) сильное возрастание конечной влажности ртутного пара при увеличении начального давления, что вызовет уменьшение внутреннего относительного к. п. д. ртутнопаровой турбины и усиление эрозии проточной части, а также может вызвать и вибрацию лопаток.

Поэтому для каждого выбранного противодействия ртутнопаровой турбины будет существовать определенное максимально допустимое начальное давление ртутного пара. Величина его лимитируется температуростойкостью котлотурбинных материалов.

Начальная температура ртутного пара

Вследствие малой теплоемкости (при 1 *ата* $C_p = 0,0245$ против 0,5 *ккал/кг °C* у водяного пара) ртутный пар в процессе расширения в турбине быстро переходит из перегретого в насыщенное состояние.

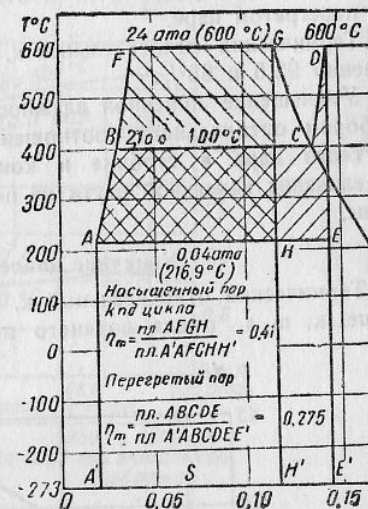
Поэтому начальный перегрев ртутного пара слабо уменьшает конечную влажность на последних ступенях турбины. Так, например, сухой насыщенный пар с начальным давлением 2,1 *ата* (400°C), расширяясь до противодействия 0,04 *ата*, приобретает конечную влажность 16%. Перегретый до 600°C пар того же давления при расширении также до 0,04 *ата* имеет конечную влажность 13% (в обоих случаях внутренний относительный к. п. д. принят в 75%).

Таким образом, перегрев ртутного пара на 200°C уменьшает конечную влажность только на 3%.

На фиг. 10 сопоставлены циклы Ранкина на перегретом и насыщенном ртутном паре.



Фиг. 10. Цикл Ранкина на насыщенном и перегретом ртутном паре с начальным давлением 2,1 *ата*.



Фиг. 11. Цикл Ранкина на насыщенном и перегретом ртутном паре с начальной температурой 600°C.

При насыщенном ртутном паре к. п. д. цикла составляет

$$\eta_m = \frac{\text{пл. } ABCD}{\text{пл. } A'ABCD} = 0,26;$$

при перегретом

$$\eta_m = \frac{\text{пл. } ABCE}{\text{пл. } A'ABCE} = 0,275.$$

Перегрев ртутного пара на 200°C вызвал в данном случае повышение к. п. д. цикла Ранкина лишь на 1,5%, тогда как термический относительный к. п. д. цикла уменьшился с 0,95 до 0,63.

Из приведенных расчетов видно, что перегрев ртутного пара термически невыгоден, практически же почти безрезультатен.

Опыт эксплуатации ртутнопаровых установок показал, что ртутнопаровые турбины удовлетворительно работают при высоких конечных влажностях ртутного пара на лопатках последней ступени (17—19%).

Из изложенного следует вывод о нецелесообразности повышения температуры ртутного пара путем перегрева.

Другой путь повышения начальной температуры цикла — повышение начального давления ртутного пара — дает значительный термический эффект, как это видно из фиг. 11.

В одном и том же температурном диапазоне (600—217°C) цикл Ранкина на насыщенном паре имеет к. п. д.

$$\eta_m = \frac{\text{пл. } AFGH}{\text{пл. } A'AFGH} = 0,41$$

против

$$\eta_m = \frac{\text{пл. } ABCEF'}{\text{пл. } A'ABCEFF'} = 0,275$$

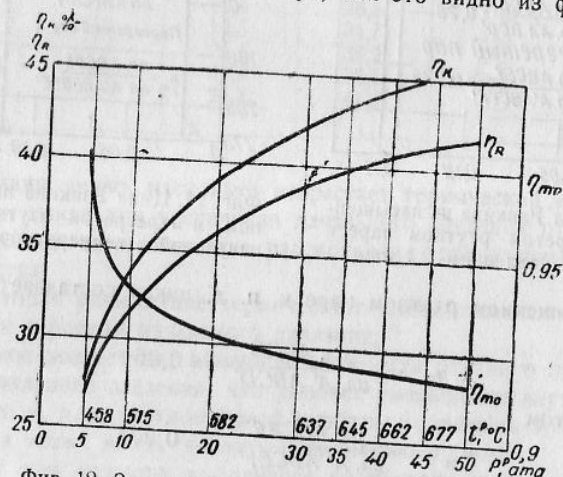
на перегретом паре.

Термический относительный к. п. д. этих циклов равняется соответственно 93,5 и 63%.

Уменьшение конечной влажности ртутного пара должно достигаться выбором оптимального соотношения начального и конечного давлений ртутного пара в турбине и конструктивными приспособлениями для улавливания капельной ртути из потока пара в последних ступенях турбины.

Конечное давление ртутного пара

Термический относительный к. п. д. цикла ртутного пара значительно выше к. п. д. цикла водяного пара, как это видно из фиг. 12 и 13,



Фиг. 12. Зависимость к. п. д. цикла Карно (η_K), к. п. д. цикла Ранкина (η_R) и термического относительного к. п. д. (η_{mo}) от начального давления и начальной температуры ртутного пара. Конечное давление 0,10 атм.

где дается к. п. д. циклов Ранкина и Карно на ртутном и водяном паре, а также термический относительный к. п. д.

Из этого следует, что температурную границу между ртутной и водяной ступенями бинарного цикла следует выбирать наиболее низкой, так как большая доля работы придется на ртутную ступень, имеющую более высокий термический относительный к. п. д.

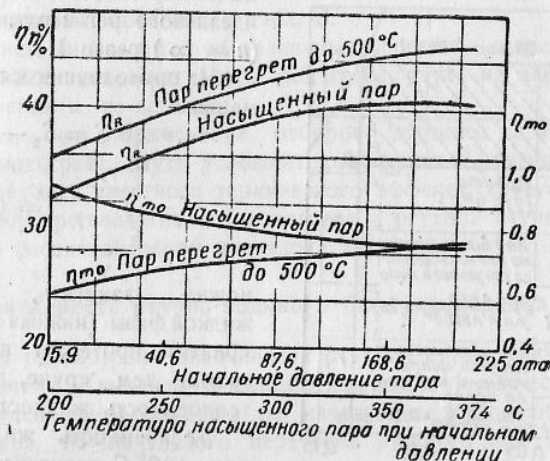
На фиг. 14 и 15 даны циклы водяного пара и ртутного пара при одинаковом температурном перепаде (350—200°С).

Для водяного пара (фиг. 14) $\eta_R = 0,20$; $\eta_K = 0,245$; $\eta_{mo} = 0,82$.

Для ртутного пара (фиг. 15) $\eta_R = 0,235$; $\eta_K = 0,245$; $\eta_{mo} = 0,96$.

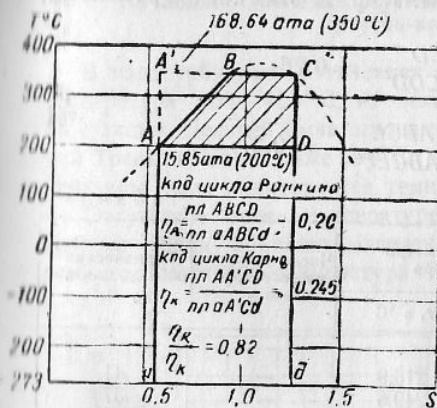
Действительная разница между к. п. д. ртутного и водяного пара будет еще больше, так как цикл водяного пара при начальном давлении в 168 атм не может быть осуществлен без перегрева, а применение

перегрева вызовет сильное уменьшение термического относительного к. п. д. цикла η_{mo} , как это было показано на фиг. 4, незначительно увеличив абсолютное значение термического к. п. д. цикла η_m .

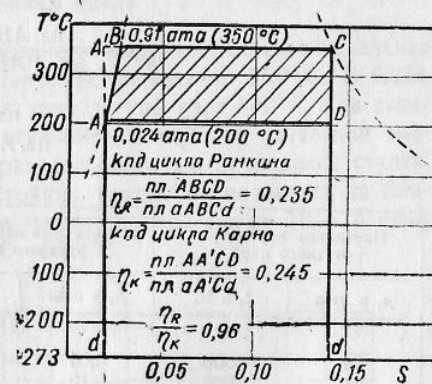


Фиг. 13. Зависимость термического к. п. д. цикла водяного пара от начального давления и начальной температуры пара. Конечное давление 0,04 атм.

Чем выше конечное давление ртутного пара и чем выше начальное давление водяного пара и его перегрев в бинарной установке, тем ниже



Фиг. 14. Циклы Ранкина и Карно для насыщенного водяного пара.



Фиг. 15. Циклы Ранкина и Карно для насыщенного ртутного пара.

доля работы ртутного пара в цикле и, следовательно, тем ниже общий к. п. д. бинарного цикла.

Применение регенеративного подогрева в ртутной ступени бинарного цикла

Применение регенеративного подогрева питательной воды в паросиловых установках позволяет приблизить к. п. д. рабочего процесса

к к. п. д. идеального цикла Карно. При бесконечно большом числе отборов n к. п. д. регенеративного цикла становится равным к. п. д. цикла Карно. Иными словами, термический относительный к. п. д. идеального регенеративного цикла ($n = \infty$) равен 1.

Из приводившегося выше уравнения

$$\Delta S = S_2 - S_1 = \int_{T_2}^{T_1} \frac{C dT}{T} = C \ln \frac{T_1}{T_2}$$

можно заметить, что линия жидкой фазы (нижняя пограничная кривая) протекает в $T-S$ -диаграмме тем круче, чем меньше теплоемкость жидкости.

Теплоемкость жидкой ртути при 100°C равняется 0,03 против 1,0 ккал/кг $^\circ\text{C}$ для воды, почему нижняя пограничная кривая у ртути протекает более круто, чем у воды.

На фиг. 16 дается сопоставление цикла Ранкина и идеального регенеративного цикла для ртутного пара. К. п. д. этих циклов равняются:

$$\eta_R = \frac{\text{пл. } ABCD}{\text{пл. } A'ABCDD'} = 0,26,$$

$$\eta_p = \eta_K = \frac{\text{пл. } ABCE}{\text{пл. } A'ABCEE'} = 0,27.$$

Таблица 6

Начальные параметры ртутного пара		Конечные параметры ртутного пара		Число отборов на регенерацию n	Термический к. п. д. цикла $\eta_{\text{т}}$ в %
p_1 в ата	t_1 в $^\circ\text{C}$	p_2 в ата	t_2 в $^\circ\text{C}$		
24	600	0,04	216,9	—	41
24	600	0,10	249,6	—	37
24	600	0,04	216,9	—	43,8
24	600	0,10	249,6	—	40,1
9,5	500	0,04	216,9	8	35,0
9,5	500	0,10	249,6	8	30,0
9,5	500	0,04	216,9	8	36,7
9,5	500	0,10	249,6	8	32,4
2,1	400	0,04	216,9	8	26,0
2,1	400	0,10	249,6	8	18,1
2,1	400	0,04	216,9	8	27,3
2,1	400	0,10	249,6	8	19,5

Фиг. 16 показывает, что для циклов ртутного пара увеличение к. п. д. при использовании регенеративного подогрева жидкости получается незначительным.

Для других параметров ртутного цикла влияние регенеративного подогрева жидкости показано в табл. 6.

Из таблицы видно, что при различных перепадах давлений ртутного пара применение регенеративного подогрева ртути не дает существенного повышения к. п. д. цикла.

Учитывая, что применение отборов ртутного пара для регенеративного подогрева ртути усложнит конструкцию ртутнопаровой турбины, но не даст заметного термического эффекта, следует отказаться от применения регенеративного подогрева в ртутной ступени бинарной установки в рассматриваемом диапазоне давлений.

2. Эффективность ртутно-водяного бинарного цикла в целом

Выше мы рассмотрели особенности ртутной ступени ртутно-водяного бинарного цикла и выявили тенденции изменения термического к. п. д. ртутной ступени в зависимости от начального и конечного давлений ртутного пара, от начального перегрева ртутного пара и применения регенеративного подогрева ртути.

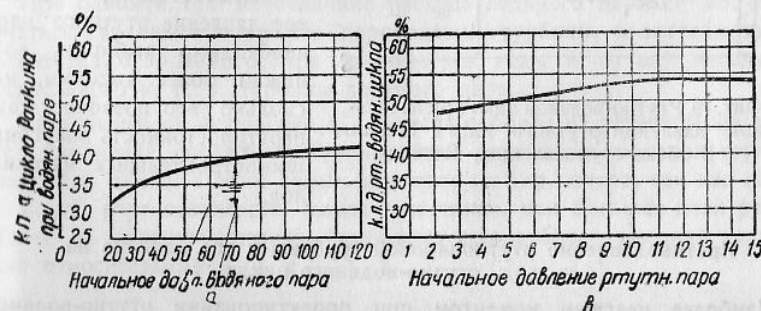
В этом разделе анализируется влияние перечисленных факторов на термический к. п. д. бинарного цикла в целом.

Особо рассматривается вопрос об оптимальном противодавлении ртутной ступени и о перегреве водяного пара отъемным ртутным паром.

Начальное давление ртутного пара и его влияние на к. п. д. ртутно-водяного цикла

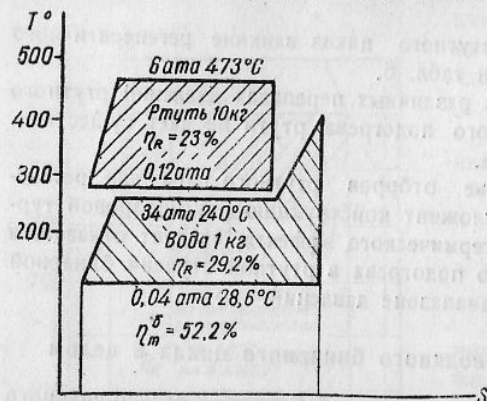
В паротурбинных установках водяного пара применяется начальная температура $400-450^\circ\text{C}$, на некоторых установках до 500°C . В США на станции Дельрей была применена температура пара 540°C , а на станции Трентон-Ченнел даже 594°C . Дальнейшее повышение начальной температуры пара лимитируется температуростойкостью имеющих сталей.

Отсутствие более температуростойких сталей не позволяет на ближайшее время применять давление ртутного пара свыше $10-15 \text{ ата}$, чему соответствует температура $515-553^\circ\text{C}$.



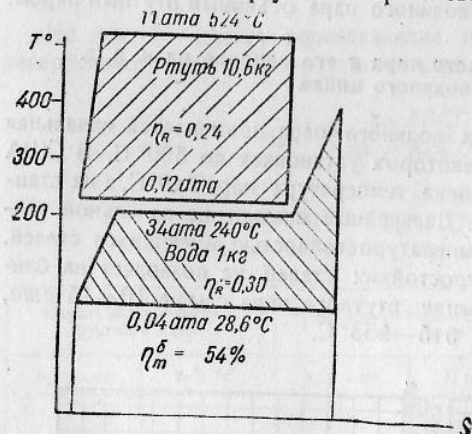
Фиг. 17. Зависимость к. п. д. паровых циклов от начального давления пара.

На фиг. 17 показано изменение к. п. д. цикла Ранкина на водяном паре и бинарного ртутно-водяного цикла (в ртутной и водяной ступенях — цикл Ранкина) в целом в зависимости от начального давления пара.



Фиг. 18. Ртутно-водяной цикл при начальном давлении ртутного пара в 6 *ата*. В обеих ступенях цикл Ранкина.

Повышение начального давления ртутного пара свыше 10 *ата* дает несколько меньшее относительное увеличение к. п. д. цикла по сравнению с более низкими давлениями. Однако абсолютное увеличение к. п. д. еще ощутительно при увеличении давления ртутного пара и свыше 10—15 *ата*.



Фиг. 19. Ртутно-водяной цикл при начальном давлении ртутного пара в 11 *ата*. В обеих ступенях цикл Ранкина.

При построении кривой *a* по фиг. 16 принято: степень перегрева водяного пара 150° С; вакуум 92%.

При построении кривой по фиг. 17, *в* принято: ртутный пар насыщенный; степень перегрева водяного пара 150° С; вакуум в ртутной ступени 88%; вакуум в водяной ступени 92%.

Отборов на регенерацию нет.

Из фиг. 17 видно, что повышение начального давления ртутного пара свыше 10 *ата* дает несколько меньшее относительное увеличение к. п. д. цикла по сравнению с более низкими давлениями. Однако абсолютное увеличение к. п. д. еще ощутительно при увеличении давления ртутного пара и свыше 10—15 *ата*.

На фиг. 18 и 19 наглядно показано увеличение к. п. д. ртутно-водяного цикла при увеличении начального давления ртутного пара от 6 до 11 *ата*. В первом случае полезная работа в цикле составляет 52,2%, во втором случае — 54%. Потери тепла в цикле равняются соответственно 48 и 46%.

Следовательно, начальное давление ртутного пара необходимо выбирать возможно более высоким, насколько это позволяет температуростойкость энергомашиностроительных материалов.

Противодавление ртутнопаровой турбины и его влияние на к. п. д. ртутно-водяного цикла

Наиболее неясным моментом при проектировании ртутно-водяной установки является вопрос о выборе противодавления ртутнопаровой турбины, т. е. о температурной границе между ртутной и водяной

ступенями бинарного цикла. По этому вопросу имеются указания лишь в единственной работе-диссертации доктора Гафферта (Gaffert)¹.

Гафферт рассматривает в своей работе только конденсационные установки, не касаясь ТЭЦ, причем дает только конечные выводы, из которых не совсем ясны положенные в основу расчетов предпосылки. Он нашел, что оптимальное противодавление ртутнопаровой турбины для конденсационной установки близко к 0,14 *ата*.

Одной из предпосылок Гафферта является также предположение о независимости оптимального противодавления ртутной турбины от внутреннего относительного к. п. д. турбины водяного пара и от числа отборов в ней для регенеративного подогрева воды. С этим предположением нельзя согласиться. В самом деле, выше уже показано, что термический относительный к. п. д. ртутной ступени цикла всегда больше термического относительного к. п. д. водяной ступени. Если для испарения 1 *кг* воды требуется *m* *кг* отработанного ртутного пара, то общий внутренний теплоперепад на 1 *кг* водяного пара и *m* *кг* ртутного пара будет равен:

$$H_a^6 = H_a^8 \cdot \eta_{80}^8 + m \cdot H_a^p \cdot \eta_{80}^p \text{ ккал/кг},$$

где H_a — адиабатический теплоперепад ртутной и водяной ступеней; η_{80} — внутренний относительный к. п. д. турбины.

Кратность расходов ртутного и водяного пара будет

$$m = \frac{(i_8^8 - q_{п8})x + (q_{п8} - q_{п8})(1-x)}{(i_2^p - q_2^p) \eta_{ки}},$$

где числитель означает количество тепла, необходимое для получения 1 *кг* водяного пара со степенью сухости *x*, и знаменатель — количество тепла, отдаваемое 1 *кг* отработавшего ртутного пара². Часовые расходы ртутного и водяного пара в бинарной установке связываются уравнением

$$D^p = m \cdot D^8 \text{ кг/час.}$$

При одной и той же величине расхода водяного пара D^8 могут получаться различные мощности пароводяной турбины, в зависимости от количества отбираемого пара на подогрев воды и от внутреннего относительного к. п. д. турбины водяного пара.

Следовательно, изменение η_{80}^8 и числа отборов на регенерацию вызывает изменение соотношения мощностей ртутной и водяной ступеней бинарного цикла, а этим самым изменяет к. п. д. цикла, так как общий к. п. д. ртутно-водяного цикла тем выше, чем большая доля работы падает на ртутную ступень, имеющую всегда более высокий термический относительный к. п. д.

¹ „Transaction A. S. M. E.“ № 10, 1934.

² $\eta_{ки}$ — коэффициент полезного действия конденсатора-испарителя.

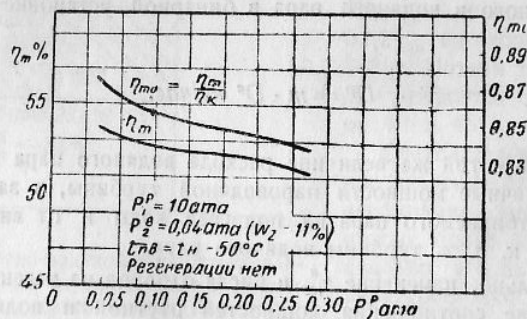
Из сказанного становится ясным, что оптимальная температурная граница между ртутной и водяной ступенями бинарного цикла, вопреки предположению Гафферта, зависит как от величины внутреннего относительного к. п. д. турбины водяного пара, так и от числа отборов в ней на регенерацию.

В табл. 7 дается сравнение ртутно-водяных циклов с конденсационной ступенью водяного пара при начальном давлении ртутного пара 10 *ата* и противодавлении ртутной турбины от 0,05 до 0,30 *ата*. Противодействие турбины водяного пара принято во всех вариантах 0,04 *ата*. Начальная температура перегрева водяного пара выбиралась для каждого варианта из условия, чтобы конечная влажность водяного пара была бы 11%. Температура питательной воды принята на 50°С ниже точки кипения. Подогрев воды — в экономайзере. Принятые условия позволяют выявить влияние противодействия ртутной ступени на эффективность ртутно-водяного цикла, независимо от других факторов.

Таблица 7

Конечное давление ртутного пара в <i>ата</i>	Начальное давление водяного пара в <i>ата</i>	Начальная температура водяного пара в °С	Термический к. п. д. ртутной ступени в %	Термический к. п. д. всего цикла в %	Термический относительный к. п. д.
0,05	17	370	35,1	53,8	0,874
0,10	29	430	31,8	52,9	0,858
0,15	38	470	30,2	52,5	0,852
0,20	46	490	28,8	52,2	0,847
0,25	58	510	27,7	52,0	0,842
0,30	60	520	26,8	51,7	0,836

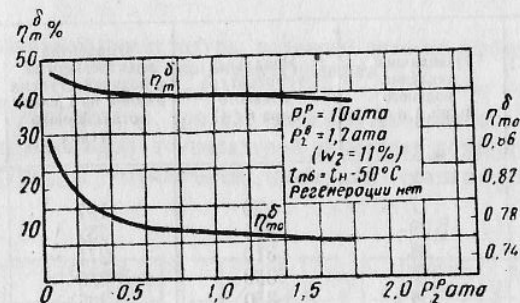
На фиг. 20 графически представлено изменение термического к. п. д. ртутно-водяного цикла в зависимости от противодействия ртутной



Фиг. 20. Зависимость термического к. п. д. (η_m) и термического относительного к. п. д. бинарного цикла (η_{mo}) конденсационной станции от противодействия ртутной ступени.

турбины, при противодействии в водяной ступени 0,04 *ата* (конденсационная установка), а на фиг. 21 — при противодействии в водяной ступени 1,2 *ата* (ТЭЦ). Начальное давление ртутного пара в обоих

случаях принято 10 *ата*. В первом случае противодействие ртутной турбины не превышает 0,3 *ата*, так как при более высоком противодействии начальное давление водяного пара было бы слишком велико и при вакууме водяной ступени 0,04 *ата* пришлось бы применять промежуточный перегрев водяного пара.



Фиг. 21. Зависимость термического к. п. д. (η_m) и термического относительного к. п. д. бинарного цикла (η_{mo}) ТЭЦ от противодействия ртутной ступени.

Как видно из фиг. 20 и 21, при принятых условиях кривые изменения термического к. п. д. ртутно-водяного цикла в функции противодействия ртутной ступени не имеют максимума.

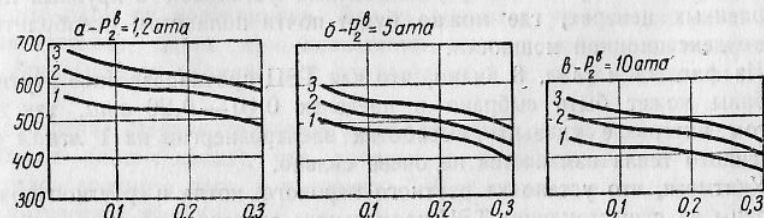
Если также изобразить изменение внутренних теплоперепадов в бинарном цикле, то кривые имели бы явно выраженный максимум, внутренний относительный к. п. д. ртутнопаровой турбины при низких противодействиях имел бы более низкие значения, соответственно более высокой конечной влажности ртутного пара.

Не располагая достаточными эксплуатационными данными об изменении η_{iso}^p в зависимости от конечной влажности ртутного пара, нельзя построить таких кривых.

Расчеты показывают, что для ТЭЦ оптимальное противодействие ртутной ступени выше, чем для конденсационных станций, причем оно увеличивается с увеличением противодействия или отбора пара на производство в турбине водяного пара.

Выработка электроэнергии кВтч/мгкал отпущенного тепла

1- $P_2^p=5$ ата 2- $P_2^p=10$ ата 3- $P_2^p=15$ ата



Фиг. 22. Выработка электроэнергии на базе теплового потребления в зависимости от начального давления ртутного пара и от противодействия ртутной турбины. Противодействие турбины водяного пара: а — 1,2 ата; б — 5 ата; в — 10 ата.

В табл. 8 приводятся расчетные данные о соотношении между выработкой электроэнергии и тепла на ТЭЦ с ртутнопаровыми установками. Начальное давление пара принято 10 *ата*, противодействие турбины водяного пара — 1,2 *ата*.

Таблица 8

Конечное давление ртутного пара в <i>ата</i>	Начальное давление водяного пара в <i>ата</i>	Начальная температура водяного пара в °C	Выработка электроэнергии в водяной ступени в <i>квт-ч</i> на 1 <i>мгкал</i> отпущенного тепла	Выработка электроэнергии во всей установке в <i>квт-ч</i> на 1 <i>мгкал</i> отпущенного тепла
0,05	17	220	197	645
0,10	29	285	252	623
0,15	38	310	271	598
0,20	46	330	286	589
0,25	54	350	305	583
0,30	60	365	315	578
0,50	85	400	348	552
1,0	139	470	401	538
1,8	209	530	447	500

На фиг. 22 графически изображено изменение выработки электроэнергии на базе теплового потребления в зависимости от начального давления ртутного пара и противодействия ртутной турбины. Верхние кривые соответствуют начальному давлению ртутного пара 15 *ата*, средние — 10 *ата* и нижние — 5 *ата*. Обозначения *а*, *б* и *в* соответствуют противодействию турбин водяного пара 1,2 *ата*, 5 *ата* и 10 *ата*.

Следует заметить, что на ТЭЦ водяного пара выработка электроэнергии на базе теплового потребления не превышает 200 — 250 *квт-ч* на 1 *мгкал* при нормальном начальном давлении пара и 300 — 350 *квт-ч* на 1 *мгкал* при высоком давлении. Между тем выработка электроэнергии на единицу выработанного тепла является основной энергетической характеристикой ТЭЦ, определяющей структуру энергобаланса района, обслуживаемого отдельной ТЭЦ или энергосистемой.

Резкое повышение выработки электроэнергии на ТЭЦ с бинарным циклом по сравнению с обычными ТЭЦ водяного пара открывает широкие перспективы развития ртутно-водяных установок в крупных промышленных центрах, где можно будет почти полностью освободиться от конденсационной мощности.

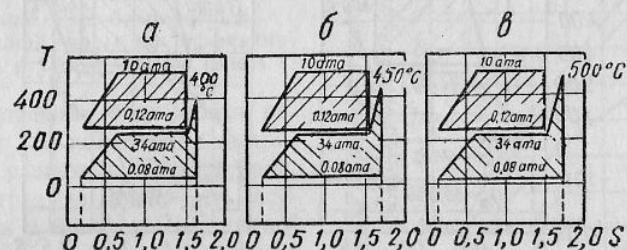
Из фиг. 22 и табл. 8 видно, что для ТЭЦ противодействие ртутной турбины может быть выбрано в пределах 0,10 — 0,20 *ата*, так как в этом интервале удельная выработка электроэнергии на 1 *мгкал* отпущенного тепла изменяется не очень сильно.

Учитывая, что установка ртутного парового котла и ртутнопаровой турбины на существующих ТЭЦ нормального давления является наиболее рациональным и дешевым способом модернизации ТЭЦ и улучшения ее технико-экономических показателей, можно выбирать такое противодействие ртутной турбины, которое дает возможность получать в конден-

саторе-испарителе водяной пар в 22 или 34 *ата*, соответственно давлению в существующих котлах водяного пара. Указанный наивыгоднейший интервал противодействия ртутной турбины (0,10 — 0,20 *ата*) удовлетворяет этому условию.

Влияние начальной температуры водяного пара на эффективность ртутно-водяного цикла

На фиг. 23 изображены три варианта ртутно-водяного цикла, отличающиеся лишь начальной температурой перегрева водяного пара. Как видно из фигуры, с повышением начальной температуры перегрева



Фиг. 23. Ртутно-водяной бинарный цикл (в обеих ступенях цикл Ранкина) при различных температурах перегрева водяного пара. Степень перегрева и термический к. п. д.:

$$a - \Delta t_n = 160^\circ \text{C}; \eta_m = 53,1\%; \quad b - \Delta t_n = 210^\circ \text{C}; \eta_m = 52,5\%; \\ b - \Delta t_n = 260^\circ \text{C}; \eta_m = 52,0\%.$$

водяного пара общий термический к. п. д. бинарного цикла несколько уменьшается. Объяснением этого может служить сформулированное Карно положение: максимальная полезная работа теплового двигателя получается при условии, если все тепло подводится при наивысшем и постоянном температурном уровне.

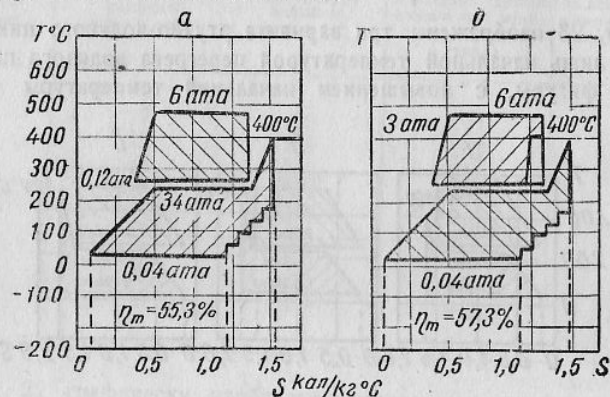
Наивысшим и постоянным температурным уровнем в бинарном цикле является температура испарения ртути. Следовательно, максимальная эффективность ртутно-водяного цикла будет достигнута тогда, когда все тепло топлива будет передаваться в цикл через ртутную ступень. Перегрев водяного пара в газоходе ртутного парогенератора отнимает часть тепла топлива от ртутной ступени, причем процесс перегрева водяного пара не изотермичен. Это и вызывает уменьшение к. п. д. ртутно-водяного цикла при повышении степени перегрева водяного пара (уменьшается термический относительный к. п. д. водяной ступени).

Повышение степени перегрева пара вызывает уменьшение удельной выработки (*квт-ч/мгкал*), что говорит о нежелательности высоких перегревов водяного пара в условиях ТЭЦ с точки зрения рационального построения цикла.

Однако принципиально имеется возможность применять перегрев водяного пара и без снижения эффективности ртутно-водяного цикла. Для этого нужно перегревать водяной пар не в газоходе ртутного парогенератора, а отъемным паром из ртутнопаровой турбины.

На фиг. 24 сопоставлены ртутно-водяные циклы с газовым и ртутным перегревом водяного пара. Как видно из этой фигуры, применение ртутного перегрева водяного пара заметно улучшает общий термический к. п. д. цикла.

Было бы еще выгоднее отбирать ртутный пар для перегрева водяного пара из нескольких ступеней ртутной турбины, так как это снизило бы недовыработку электроэнергии за счет отбора пара в ртутной турбине при более высоком давлении.



Фиг. 24. Ртутно-водяные циклы:

а — газовый перегрев водяного пара $\eta_m = 55,3\%$; б — перегрев водяного пара с помощью отъема ртутного пара $\eta_m = 57,3\%$.

До настоящего времени в эксплуатации отбор ртутного пара еще не применялся. С развитием ртутно-водяных установок ртутный перегрев водяного пара найдет, вероятно, должное применение.

Коротко резюмируя сказанное о начальном перегреве водяного пара, отметим следующее:

1) степень перегрева водяного пара в ртутно-водяной установке должна быть минимальной, определяемой максимально допустимой влажностью водяного пара в последних ступенях турбины;

2) замена газового перегрева водяного пара перегревом отъемным ртутным паром дает заметное повышение к. п. д. цикла и при широком строительстве ртутно-водяных установок может найти практическое применение.

Ожидать особых конструктивных затруднений при проектировании ртутнопаровых турбин, особенно с нерегулируемым отбором пара, нет оснований.

Влияние противодавления водяной ступени на эффективность ртутно-водяного цикла

Углубление вакуума в обычных паротурбинных установках сильно повышает к. п. д. установки, особенно в интервале 0,1—0,03 атм и ниже.

В ртутно-водяной установке влияние ухудшения вакуума на ее к. п. д. несколько менее резко выражено, так как к. п. д. ртутной

ступени не изменяется при изменении вакуума в водяной ступени. Меньшая чувствительность ртутно-водяной установки к ухудшению вакуума (с точки зрения изменения мощности и к. п. д.) особенно ценна в случае применения ее в авиации и в морском флоте, где имеют место переменные режимы.

Относительное изменение к. п. д. паровых циклов при ухудшении вакуума наглядно представлено на фиг. 25, где видно, что ртутно-водяной цикл значительно менее чувствителен к ухудшению вакуума по сравнению с циклами водяного пара.

Влияние способа подогрева питательной воды на эффективность ртутно-водяного цикла

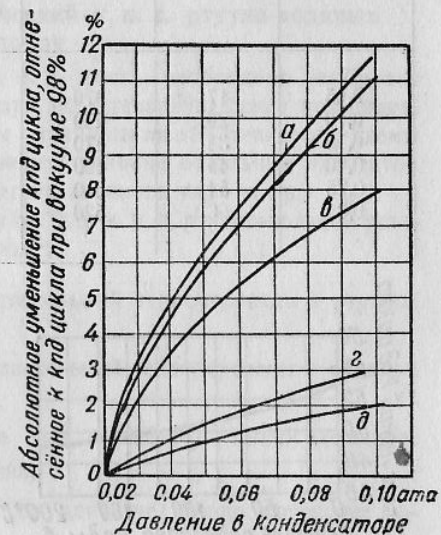
Питательная вода может подаваться в конденсатор-испаритель с различной температурой, а подогрев ее может быть осуществлен в экономайзере, расположенном в газоходе ртутного парогенератора, или в регенеративных подогревателях.

В случае наличия водяного экономайзера условие Карно о подводе тепла при наивысшем и постоянном температурном уровне не будет соблюдено, как и в рассмотренном выше случае газового перегрева водяного пара. Чем выше степень подогрева воды в экономайзере, тем большая доля тепла топлива будет передаваться на низком температурном уровне, минуя ртутную ступень, что вызовет понижение к. п. д. цикла, как это указано на фиг. 26. При расчетах здесь были приняты условия:

$$P_1^p = 10 \text{ атм}; P_1^s = 34 \text{ атм}; P_2^p = 0,12 \text{ атм};$$

$$P_2^s = 0,08 \text{ атм}; t_1^s = 425^\circ \text{C}.$$

При применении регенеративного подогрева воды к. п. д. ртутно-водяного цикла увеличивается, что видно из табл. 9 и из сопоставления фиг. 27 и 18. На фиг. 18 в водяной ступени использован цикл Ранкина (подогрев воды в экономайзере). Общий к. п. д. цикла $\eta_m = 52,2\%$. На фиг. 27 в водяной ступени применен регенеративный цикл,



Фиг. 25. Относительное ухудшение к. п. д. паровых циклов (без регенерации) при изменении вакуума от 98 до 90%.

Циклы водяного пара: а — $P_1 = 20 \text{ атм}$; $t_1 = 350^\circ \text{C}$; б — $P_1 = 34 \text{ атм}$; $t_{ne} = 425^\circ \text{C}$; в — $P_1 = 120 \text{ атм}$; $t_{ne} = 500^\circ \text{C}$. Ртутно-водяные циклы:

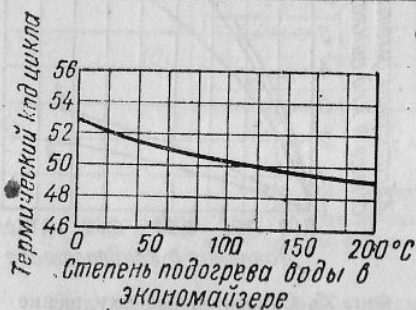
$$z - \frac{P}{P_1} = 6 \text{ атм}; P_1^s = 34 \text{ атм};$$

$$t_{ne}^s = 425^\circ \text{C}; \delta - \frac{P}{P_1} = 11 \text{ атм};$$

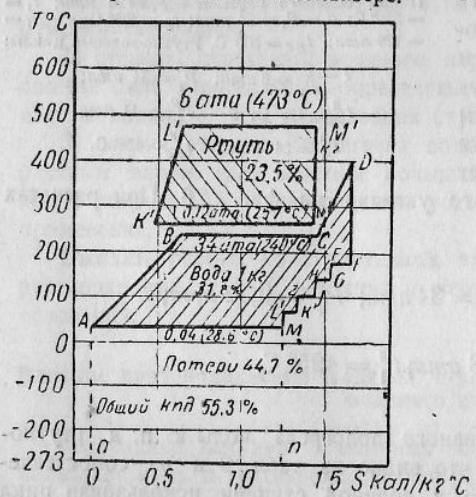
$$P_1^s = 34 \text{ атм}; t_{ne}^s = 425^\circ \text{C}.$$

Таблица 9

Конечное давление ртутного пара в <i>ата</i>	Начальное давление водяного пара в <i>ата</i>	Начальная температура водяного пара в °C	Термический к. п. д. цикла		Термический относительный к. п. д.	
			без регенерации η_m в %	с регенерацией η_m в %	без регенерации $\eta_{то}$ в %	с регенерацией $\eta_{то}$ в %
0,05	17	370	53,8	59,0	88,0	96,2
0,10	29	430	52,9	58,1	86,5	95,0
0,15	38	470	52,5	57,6	85,8	93,8
0,20	45	490	52,3	57,4	85,2	93,5
0,25	54	510	52,0	57,2	84,9	93,2
0,30	60	520	51,8	57,0	84,5	93,0



Фиг. 26. Уменьшение к. п. д. ртутно-водяного цикла с увеличением степени подогрева воды в экономайзере.

Фиг. 27. Ртутно-водяной цикл с регенеративным подогревом воды $\eta_m^b = 55,3\%$.

что, при всех прочих равных условиях по сравнению с циклом по фиг. 18, повысило общий к. п. д. до $\eta_m = 55,3\%$.

При расчетах начальное давление ртутного пара принято 10 *ата*, конечное давление водяного пара — 0,04 *ата*. Температура подогрева воды принята на 50°C ниже температуры кипения при соответствующем давлении. Температура перегрева водяного пара выбиралась из условия, чтобы конечная влажность водяного пара не превышала 11%.

Из рассмотрения фиг. 27 и 18 и табл. 9 становится ясно, что применение водяных экономайзеров в ртутно-водяных установках нежелательно. Применение же регенеративного подогрева питательной воды выгодно и дает тем больший эффект, чем больше число отборов на регенерацию в турбине водяного пара и чем выше степень подогрева питательной воды. Применение любых элементов котлоагрегата (водяные эконо-

майзеры, водяные экраны топочной камеры, газовые перегреватели водяного пара), в которых тепло топлива воспринимается непосредственно, помимо ртути или ртутного пара, приводит к уменьшению термического относительного к. п. д. ртутно-водяного цикла, а следовательно, и экономического к. п. д. установки.

Эти выводы необходимо учитывать при разработке тепловой схемы ртутно-водяной бинарной установки.

3. Тепловые схемы и экономический к. п. д. ртутно-водяных установок

Для получения максимального к. п. д. цикла необходимо выбирать не только оптимальные параметры пара, но и тепловую схему установки.

Рассмотрим некоторые варианты принципиальной тепловой схемы ртутно-водяной установки, чтобы выявить влияние отдельных элементов ее (подогрев питательной воды, перегрев водяного пара и пр.).

Во всех приводимых ниже формулах для к. п. д. ртутно-водяной установки приняты следующие обозначения¹:

H_a^p и H_s^p — адиабатический и действительный теплоперепады в ртутной ступени;

H_a^v и H_s^v — адиабатический и действительный теплоперепады в водяной ступени;

i_1^{pm} и i_2^{pm} — начальное и конечное (по адиабате) теплосодержание ртутного пара в турбине;

i_1^{vm} и i_2^{vm} — начальное и конечное (по адиабате) теплосодержание водяного пара в турбине;

q_2^{pm} и q_2^{vm} — теплота главного конденсата ртутной и водяной ступеней;

i^{pn} и i^{vn} — теплосодержание насыщенного водяного пара за конденсатором-испарителем и перегретого водяного пара за пароперегревателем;

η_k^p и η_n^p — к. п. д. ртутного парогенератора и паропровода.

Остальные обозначения те же, что и выше.

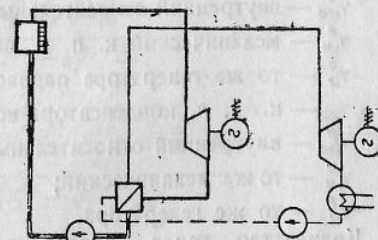
Тепловая схема 1 (фиг. 28).

В ртутной и водяной ступенях по схеме 1 установки осуществляется цикл Ранкина на насыщенном паре. Элементы водяной ступени в котлоагрегате отсутствуют полностью (фиг. 28).

Адиабатический теплоперепад в водяной ступени:

$$H_a^v = i_1^{vm} - i_2^{vm} \text{ ккал/кг.}$$

Адиабатический теплоперепад в ртутной ступени, отнесенный к 1 кг



Фиг. 28. Тепловая схема 1 ртутно-водяной установки.

¹ Индексы *p* относятся к ртути, а *v* — к воде.

водяного пара:

$$H_a^p = m (i_1^{pm} - i_2^{pm}) \text{ ккал/кг},$$

где m — кратность конденсации, т. е. количество ртутного пара (в кг), сконденсированное 1 кг воды при ее испарении в конденсаторе-испарителе;

$$m = \frac{(i_{2n} - q_2^{sm})}{(i_2^{pm} - q_2^{pm})} \text{ кг/кг}.$$

Суммарный адиабатический теплоперепад бинарной установки:

$$H_a^{\delta} = \frac{(i_1^{sm} - i_2^{sm})(i_2^{pm} - q_2^{pm}) + (i_{2n} - q_2^{sm})(i_1^p - i_2^{pm})}{(i_2^{pm} - q_2^{pm})} \text{ ккал/кг}.$$

В схеме 1 все тепло воспринимается от топлива только ртутным паром и у вентилей ртутной турбины составляет Q калорий на m килограммов ртутного пара.

$$Q = (i_1^{pm} - q_2^{pm}) m = (i_1^{pm} - q_2^{pm}) \frac{(i_{2n} - q_2^{sm})}{(i_2^{pm} - q_2^{pm})} \text{ ккал/кг}.$$

Термический к. п. д. цикла выразится уравнением

$$\eta_m^{\delta} = \frac{H_a^{\delta}}{Q} = \frac{(i_1^{sm} - i_2^{sm})(i_2^{pm} - q_2^{pm}) + (i_1^p - i_2^{pm})(i_{2n} - q_2^{sm})}{(i_1^{pm} - q_2^{pm})(i_{2n} - q_2^{sm})}.$$

Действительный (экономический) теплоперепад бинарной установки, отнесенный на 1 кг водяного пара:

$$H_a^{\delta} = H_a^{\delta} \cdot \eta_{\delta}^{sn} \cdot \eta_{\delta}^{so} \cdot \eta_{\delta}^m \cdot \eta_{\delta}^g \cdot \eta_{\delta}^{ku} + m \cdot H_a^p \cdot \eta_{\delta}^{so} \cdot \eta_{\delta}^m \cdot \eta_{\delta}^g \cdot \eta_{\delta}^p \text{ ккал/кг},$$

где η_{δ}^{sn} — к. п. д. паропровода;

η_{δ}^{so} — внутренний относительный к. п. д. пароводяной турбины;

η_{δ}^m — механический к. п. д. пароводяной турбины;

η_{δ}^g — то же генератора пароводяной турбины;

η_{δ}^{ku} — к. п. д. конденсатора-испарителя;

η_{δ}^{so} — внутренний относительный к. п. д. ртутной турбины;

η_{δ}^m — то же механический;

η_{δ}^g — то же генератора.

Количество тепла, переданное m килограммам ртутного пара в котлоагрегате:

$$Q_i = \frac{Q}{\eta_{\delta}^{pk} \cdot \eta_{\delta}^{pn}} = (i_1^{pm} - q_2^{pm}) \cdot m \cdot \frac{1}{\eta_{\delta}^{pk} \cdot \eta_{\delta}^{pn}} \text{ ккал/кг},$$

где η_{δ}^{pk} — к. п. д. ртутного парогенератора;

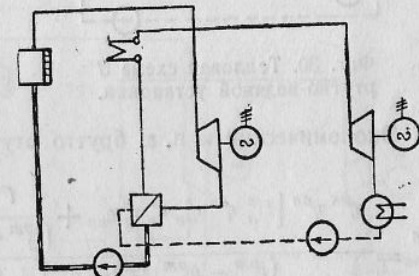
η_{δ}^{pn} — к. п. д. ртутных паропроводов.

Экономический к. п. д. установки брутто по схеме 1:

$$\eta_{\delta}^{эк} = \frac{\eta_{\delta}^{pk} \cdot \eta_{\delta}^{pn} [H_a^{\delta} \cdot \eta_{\delta}^{sn} \cdot \eta_{\delta}^{so} \cdot \eta_{\delta}^m \cdot \eta_{\delta}^g \cdot \eta_{\delta}^{ku} + (i_{2n} - q_2^{sm}) \cdot H_a^p \cdot \eta_{\delta}^{so} \cdot \eta_{\delta}^m \cdot \eta_{\delta}^g \cdot \eta_{\delta}^p]}{(i_1^{pm} - q_2^{pm}) \times \left[\frac{i_{2n} - q_2^{sm}}{(i_2^{pm} - q_2^{pm}) \eta_{\delta}^{ku}} \cdot H_a^p \cdot \eta_{\delta}^{so} \cdot \eta_{\delta}^m \cdot \eta_{\delta}^g \cdot \eta_{\delta}^p \right] (i_2^{pm} - q_2^{pm}) \eta_{\delta}^{ku}} \times (i_{2n} - q_2^{sm}).$$

Тепловая схема 2 (фиг. 29).

В ртутной и водяной ступенях установки осуществляется цикл Ранкина, в ртутной — на насыщенном паре, в водяной — на перегретом. В ртутном котлоагрегате имеется один элемент водяной ступени — перегреватель водяного пара. Таким образом количество подведенного тепла составляет



Фиг. 29. Тепловая схема 2 ртутно-водяной установки.

$$Q = (i_1^{pm} - q_2^{pm}) \cdot m + (i_{2n} - i_{2n}^{sn}).$$

Термический к. п. д. цикла:

$$\eta_m^{\delta} = \frac{(i_1^{sm} - i_2^{sm})(i_2^{pm} - q_2^{pm}) + (i_1^p - i_2^{pm})(i_{2n} - q_2^{sm})}{(i_1^{pm} - q_2^{pm})(i_{2n} - q_2^{sm}) + (i_{2n} - i_{2n}^{sn})(i_2^{pm} - q_2^{pm})}.$$

Экономический к. п. д. брутто установки по схеме 2:

$$\eta_{\delta}^{эк} = \frac{\eta_{\delta}^{pk} \cdot \eta_{\delta}^{pn} [H_a^{\delta} \cdot \eta_{\delta}^{sn} \cdot \eta_{\delta}^{so} \cdot \eta_{\delta}^m \cdot \eta_{\delta}^g \cdot \eta_{\delta}^{ku} + (i_{2n} - q_2^{sm}) \cdot H_a^p \cdot \eta_{\delta}^{so} \cdot \eta_{\delta}^m \cdot \eta_{\delta}^g \cdot \eta_{\delta}^p]}{(i_1^{pm} - q_2^{pm}) (i_{2n} - q_2^{sm}) + (i_{2n} - i_{2n}^{sn})(i_2^{pm} - q_2^{pm}) \eta_{\delta}^{ku}}.$$

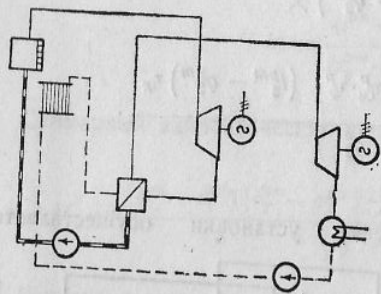
Тепловая схема 3 (фиг. 30).

В ртутной и водяной ступенях установки по схеме 3 (фиг. 30) осуществляется цикл Ранкина на насыщенном паре. В ртутном котлоагрегате имеется один элемент водяной ступени — экономайзер.

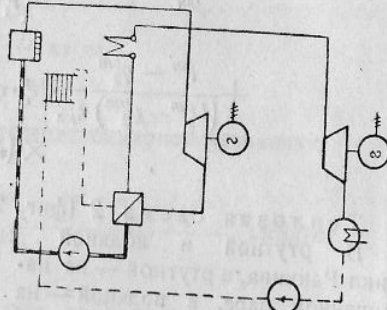
Термический к. п. д. цикла:

$$\eta_{\text{т}}^{\text{б}} = \frac{(i_1^{\text{ст}} - i_2^{\text{ст}})(i_2^{\text{рт}} - q_2^{\text{рт}})\eta_{\text{ки}} + (i^{\text{ст}} - q_2^{\text{ст}})(i_1^{\text{рт}} - i_2^{\text{рт}})}{(i_1^{\text{рт}} - q_2^{\text{рт}})(i^{\text{ст}} - q_2^{\text{ст}}) + (q_2^{\text{ст}} - q_2^{\text{рт}})(i_2^{\text{рт}} - q_2^{\text{рт}})},$$

где $q_2^{\text{ст}}$ — теплосодержание воды по выходе из водяного экономайзера.



Фиг. 30. Тепловая схема 3 ртутно-водяной установки.



Фиг. 31. Тепловая схема 4 ртутно-водяной установки.

Экономический к. п. д. брутто ртутно-водяной установки по схеме 3:

$$\eta_{\text{эк}}^{\text{б}} = \frac{\eta_{\text{рк}} \eta_{\text{рт}}^{\text{б}} [i_a^{\text{ст}} \eta_{\text{во}}^{\text{ст}} \eta_{\text{м}}^{\text{ст}} \eta_{\text{с}}^{\text{ст}} \eta_{\text{ки}} + \frac{i^{\text{ст}} - q_2^{\text{ст}}}{(i_2^{\text{рт}} - q_2^{\text{рт}}) \eta_{\text{ки}}} H_a^{\text{п}} \eta_{\text{во}}^{\text{п}} \eta_{\text{м}}^{\text{п}} \eta_{\text{с}}^{\text{п}} (i_2^{\text{рт}} - q_2^{\text{рт}}) \eta_{\text{ки}}]}{(i_1^{\text{рт}} - q_2^{\text{рт}})(i^{\text{ст}} - q_2^{\text{ст}}) + (q_2^{\text{ст}} - q_2^{\text{рт}})(i_2^{\text{рт}} - q_2^{\text{рт}}) \eta_{\text{ки}}}$$

Тепловая схема 4 (фиг. 31).

По схеме 4 (фиг. 31) в ртутной и водяной ступенях осуществлен цикл Ранкина, в ртутной на насыщенном, в водяной — на перегретом паре. В ртутном котлоагрегате имеется два элемента водяной ступени — перегреватель водяного пара и водяной экономайзер.

Термический к. п. д. цикла:

$$\eta_{\text{т}}^{\text{б}} = \frac{(i_1^{\text{ст}} - i_2^{\text{ст}})(i_2^{\text{рт}} - q_2^{\text{рт}})\eta_{\text{ки}} + (i^{\text{ст}} - q_2^{\text{ст}})(i_1^{\text{рт}} - i_2^{\text{рт}})}{(i_1^{\text{рт}} - q_2^{\text{рт}})(i^{\text{ст}} - q_2^{\text{ст}}) + [(i^{\text{ст}} - i^{\text{ст}}) + (q_2^{\text{ст}} - q_2^{\text{рт}})](i_2^{\text{рт}} - q_2^{\text{рт}})\eta_{\text{ки}}}$$

Выражения для $\eta_{\text{т}}^{\text{б}}$ и $\eta_{\text{эк}}^{\text{б}}$ ртутно-водяных установок по схемам 1, 2, 3 и 4 аналогичны по структуре и различаются в основном знаменателями.

Введение в ртутный котлоагрегат элементов водяной ступени увеличивает знаменатель, т. е. уменьшает величину $\eta_{\text{эк}}^{\text{б}}$.

Это подтверждает изложенные выше общие соображения о влиянии параметров и тепловой схемы ртутно-водяной установки на ее термическую эффективность.

Тепловая схема 5 (фиг. 32).

По схеме 5 (фиг. 32) в водяной ступени осуществлен цикл Ранкина на перегретом паре. Перегрев водяного пара производится ртутным паром из отбора ртутно-паровой турбины. В ртутном котлоагрегате элементы водяной ступени отсутствуют.

Адиабатический теплоперепад водяной ступени:

$$H_a^{\text{в}} = i_1^{\text{ст}} - i_2^{\text{ст}} \text{ ккал/кг.}$$

Адиабатический теплоперепад ртутной ступени:

$$H_a^{\text{р}} = (i_1^{\text{рт}} - i_2^{\text{рт}})(1 - x) + (i_1^{\text{рт}} - i_0^{\text{рт}}) \text{ ккал/кг,}$$

где x — доля килограмма ртутного пара, отводимая из турбины при теплосодержании $i_0^{\text{рт}}$ для перегрева водяного пара.

Для конденсатора-испарителя кратность конденсации определится из выражения

$$m = \frac{D^{\text{р}}}{D^{\text{в}}} = \frac{(i^{\text{ст}} - q_2^{\text{ст}})}{(i_2^{\text{рт}} - q_2^{\text{рт}})(1 - x) + (q_0^{\text{рт}} - q_2^{\text{рт}})x},$$

где $q_0^{\text{рт}}$ — теплота жидкой ртути при давлении в отборе турбины.

Для перегревателя водяного пара кратность охлаждения будет

$$n = \frac{D_0^{\text{р}}}{D^{\text{в}}} = \frac{i^{\text{ст}} - i^{\text{ст}}}{i_0^{\text{рт}} - q_0^{\text{рт}}},$$

где $D_0^{\text{р}}$ — расход ртутного пара через отбор,

$D^{\text{в}}$ — расход водяного пара.

Можно написать два равенства:

$$D_0^{\text{р}} = n \cdot D^{\text{в}};$$

$$D^{\text{р}} = m \cdot D^{\text{в}}.$$

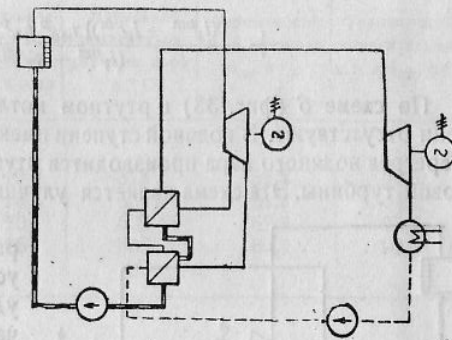
Разделив первое равенство на второе, получим:

$$\frac{D_0^{\text{р}}}{D^{\text{р}}} = \frac{n}{m}.$$

Заметив, что $\frac{D_0^{\text{р}}}{D^{\text{р}}} = x$, определим x из равенства

$$x = \frac{n}{m}.$$

подставив вышеприведенные выражения для m и n .



Фиг. 32. Тепловая схема 5 ртутно-водяной установки. Водяной пар перегревается отъемным ртутным паром.

После подстановки и преобразований получим:

$$x = \frac{(i_2^{sn} - i_2^{sn})(i_2^{pm} - q_2^{pm})}{(i_0^{pm} - q_0^{pm})(i_2^{sn} - q_2^{sn}) + (i_2^{sn} - i_2^{sn})(i_2^{pm} - q_0^{pm})}$$

Суммарный адиабатический теплоперепад цикла

$$H_a^b = H_a^s + H_a^p = (i_1^{sm} - i_2^{sm}) + m[(i_1^{pm} - i_2^{pm})(1 - x) + (i_1^{pm} - i_0^{pm})]$$

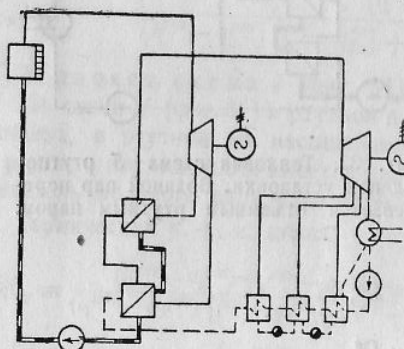
Термический к. п. д. цикла:

$$\eta_m^b = \frac{(i_1^{sm} - i_2^{sm}) + m[(i_1^{pm} - i_2^{pm})(1 - x) + (i_1^{pm} - i_0^{pm})]}{(i_1^{pm} - q_2^{pm})m}$$

Экономический к. п. д. ртутно-водяной установки брутто по схеме 5:

$$\eta_{эк}^b = \frac{\{(i_1^{sm} - i_2^{sm})\eta_{вс}^s \eta_m^s \eta_2^s \eta_n^s \eta_{кш}^s + m[(i_1^{pm} - i_2^{pm})(1 - x) + (i_1^{pm} - i_0^{pm})]\eta_{вс}^p \eta_m^p \eta_2^p \eta_n^p \eta_{кш}^p\}}{(i_1^{pm} - q_2^{pm})m} +$$

По схеме 6 (фиг. 33) в ртутном котлоагрегате элементы водяной ступени отсутствуют. В водяной ступени имеются отборы пара на регенерацию. Перегрев водяного пара производится ртутным паром из отбора ртутнопаровой турбины. Эта схема является улучшенным вариантом схемы 5.



Фиг. 33. Тепловая схема 6 ртутно-водяной установки. Водяной пар перегревается отъемным паром. Регенеративный подогрев питательной воды.

же начальных параметров ртутного пара могут быть достигнуты большие к. п. д. ртутно-водяных установок.

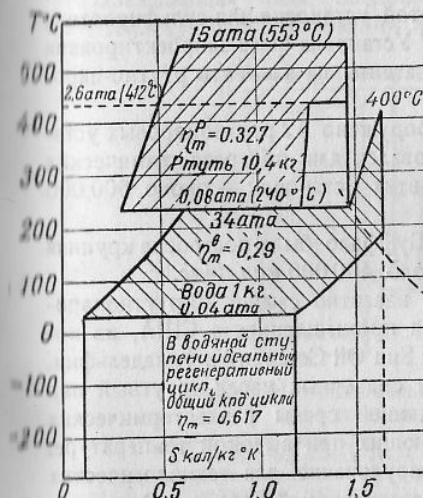
В табл. 11 приводятся расчетные к. п. д. ртутно-водяного цикла по схеме 6 при нескольких начальных давлениях ртутного пара.

При начальном давлении ртутного пара 15 ата к. п. д. ртутно-водяного цикла по схеме 6 (фиг. 34) достигает 61,7%. Для сравнения на фиг. 35 приведена T—S-диаграмма парового цикла одной из лучших уста-

¹ $\eta_{вс}^s = 0,80$; $\eta_{вс}^p = 0,75$; $\eta_k = 0,85$.

новок водяного пара высокого давления (станция Логэн, США), имеющего термический к. п. д. 48%, что обеспечивает экономический к. п. д. 28,5% при начальных параметрах пара 94 ата, 500°С.

Приведенные расчеты показывают, что ртутно-водяной бинарный цикл дает возможность значительно повысить экономический к. п. д. паросиловых установок за счет совершенствования самого рабочего процесса. Пароводяные установки практически достигают предела своего термического к. п. д., и дальнейшее повышение их экономического к. п. д., исчисляемое долями процента, достигается в основном за счет совершенствования оборудования.



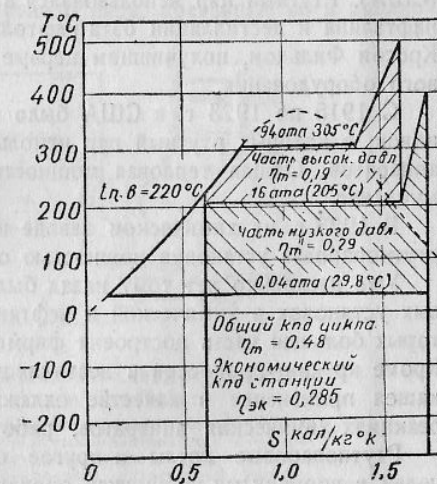
Фиг. 34. Ртутно-водяной бинарный цикл при начальном давлении ртутного пара 15 ата. Водяной пар перегревается отъемным ртутным паром.

Таблица 10

№ схемы	К. п. д. цикла в %	Экономический к. п. д. установки в %	Удельный расход тепла в ккал/квт·ч
1	53,7	35,5	2425
2	52,6	34,7	2480
3	50,3	33,3	2580
4	50,6	33,5	2565
5	56,4	37,3	2310
6	58,8	39,4	2180

Таблица 11

Начальное давление ртутного пара в ата	Начальная температура ртутного пара в °С	Термический к. п. д. цикла η_m в %	Термический относительный к. п. д. $\eta_{то}$ в %
10	515	58,8	94,5
15	554	61,7	94,0
20	582	62,9	93,5
25	606	64,1	93,5



Фиг. 35. Цикл станции Логэн (США) с надстройкой высокого давления.

ГЛАВА II

РТУТНО-ВОДЯНЫЕ БИНАРНЫЕ УСТАНОВКИ США

I. ТЕПЛОВЫЕ СХЕМЫ РТУТНО-ВОДЯНЫХ УСТАНОВОК США

Еще в 1824 г. Сади Карно указывал на возможность применения ртути в качестве рабочего тела паросиловых установок¹.

Практическое применение ртути в верхней ступени бинарного цикла было предложено в декабре 1913 г. американским инженером Эмметом (W. L. R. Emmet).

Фирма G.E. Co под руководством Эммета с 1914 г. развернула работы по созданию паротурбинных установок, работающих по ртутно-водяному бинарному циклу.

Параллельно начались работы по применению ртути в качестве высокотемпературного теплоносителя в технологических процессах химической и нефтяной промышленности.

Практически впервые ртуть была применена в тепловых процессах в 1915 г. на опытной полувальмовой установке в Уистинжерс Фольс (США). Ртутный пар использовался в этой установке для сульфирования нафталина и дистилляции бэта-нафтола. Установка была запроектирована Кросби Фильдом, получившим первые патенты на элементы ртутно-парового оборудования.

С 1915 по 1923 г. в США было сооружено 12 ртутнопаровых установок, в которых ртутный пар использовался для обогрева химических аппаратов. Общая тепловая мощность этих установок — около 600 000 ккал/час.

В 1923 г. на химическом заводе в Буффало была построена крупная ртутнопаровая установка мощностью около 400 000 ккал/час.

Уже несколько лет тому назад было известно свыше 20 ртутнопаровых установок в химической и нефтяной промышленности США, из которых большая часть построена фирмой Sun Oil Company в Филадельфии. Кроме крекинг-процессов и дистилляции смазочных масел, ртутный пар нашел применение в качестве охлаждающей среды в экзотермических реакциях химических аппаратов, работающих при высокой температуре.

Ртутнопаровые котлы и другое оборудование для технологических целей в упомянутых установках производятся фирмой Бабкок и Вилькоккс.

¹ „Пары всех тел, способных переходить в газообразное состояние — алгоголя, ртути, серы и т. д. — могут исполнять ту же роль, что и пары воды“, — Сади Карно, „Размышления о движущей силе огня“, 1824.

Схема установки, использующей ртутный пар в качестве обогревающей среды, изображена на фиг. 36.

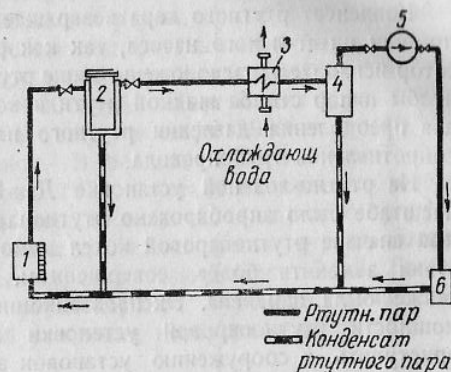
В 1923 г. была построена первая бинарная ртутно-водяная паротурбинная установка, работающая по циклу Эммета, на станции Дэтч-Пойнт (Dutch-Point, Hartford, США, штат Коннектикут). Ртутнопаровая турбина этой станции имеет мощность 1800 квт. Начальное давление ртутного пара было принято 3,5 ата (433° С). Впоследствии оно было повышено до 5,9 ата (температура насыщенного пара 472° С). Принципиальная тепловая схема этой ртутно-водяной установки показана на фиг. 37.

Ртутный пар в насыщенном (или слегка перегретом) состоянии подводится из котла к турбине, где расширяется до давления 0,032 ата (вакуум 97%).

При указанном вакууме температура конденсации ртутного пара равна 208° С.

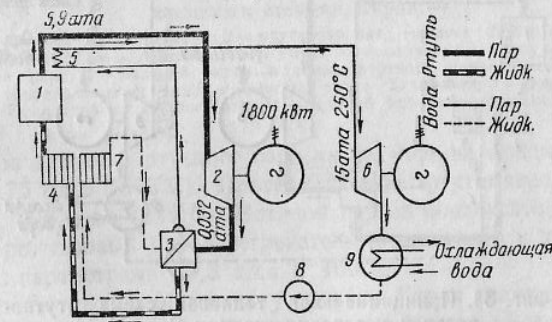
Ртутный пар конденсируется в теплообменном аппарате, представляющем одновременно конденсатор ртутного пара и испаритель (котел) водяного пара.

Охлаждающая вода, воспринимая в конденсаторе-испарителе скрытую теплоту парообразования ртутного пара, превращается в водяной



Фиг. 36. Схема установки для обогрева конденсирующимся ртутным паром:

1 — ртутный парогенератор; 2 — нагревательный аппарат; 3 — охлаждающий пар; 4 — насос, отсасывающий ртутный пар; 5 — гидравлический затвор.



Фиг. 37. Принципиальная тепловая схема ртутно-водяной установки станции Дэтч-Пойнт:

1 — ртутный парогенератор; 2 — ртутнопаровая турбина 1800 квт; 3 — конденсатор-испаритель; 4 — ртутный экономайзер; 5 — перегреватель водяного пара; 6 — турбина водяного пара 350 квт; 7 — водяной экономайзер; 8 — водяной питательный насос; 9 — конденсатор турбины водяного пара.

пар давлением около 15 ата и далее поступает в пароперегреватель, расположенный в газоходе ртутного парогенератора. Перегретый водяной пар подводится к обычной паровой турбине и далее конденсируется.

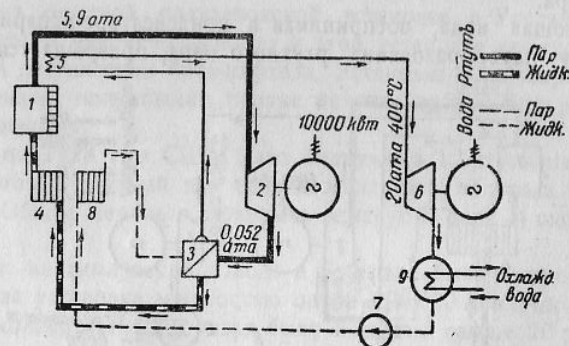
Конденсат водяного пара с помощью насоса направляется в водяной экономайзер (в газоходе ртутного парогенератора), а затем снова в конденсатор-испаритель.

Конденсат ртутного пара возвращается в ртутный парогенератор без помощи питательного насоса, так как ртутнопаровая турбина и конденсатор-испаритель расположены выше ртутного парогенератора настолько, чтобы напор столба жидкой ртути в конденсаторопроводе был достаточен для преодоления давления ртутного пара в барабане парогенератора и сопротивления трубопровода.

На ртутно-водяной установке Дэч-Пойнт впервые в промышленном масштабе было апробировано ртутнопаровое оборудование. Установленный вначале ртутнопаровой котел дымогарного типа пришлось впоследствии заменить более совершенным. Первая ртутнопаровая турбина также была заменена. Эксплуатационный опыт этой небольшой по мощности ртутнопаровой установки позволил через несколько лет приступить к сооружению установок значительно большей мощности.

В 1927 г., заслушав отчет об итогах эксплуатации этой первой ртутнопаровой установки, собрание акционеров Гартфордской электрической компании (Hartford Electric Light Company), эксплуатирующей станцию Дэч-Пойнт, дало согласие на сооружение более мощной электростанции с ртутно-водяной бинарной установкой.

В октябре 1928 г. эта новая ртутно-водяная установка на станции Саус-Мидоу (South-Meadow, Hartford) уже вступила в эксплуатацию. Мощность ртутнопаровой турбины — 10 000 *квт*. Начальное давление ртутного пара — 5,9 *ата* (температура насыщенного пара 472°C). Тепловая схема этой установки изображена на фиг. 38 и аналогична схеме установки Дэч-Пойнт.



Фиг. 38. Принципиальная тепловая схема ртутно-водяной установки станции Саус-Мидоу:

1 — ртутный парогенератор; 2 — ртутнопаровая турбина 10 000 *квт*; 3 — конденсатор-испаритель; 4 — ртутный экономайзер; 5 — перегреватель водяного пара; 6 — турбина водяного пара 13 000 *квт*; 7 — водяной питательный насос; 8 — водяной экономайзер; 9 — конденсатор турбины водяного пара.

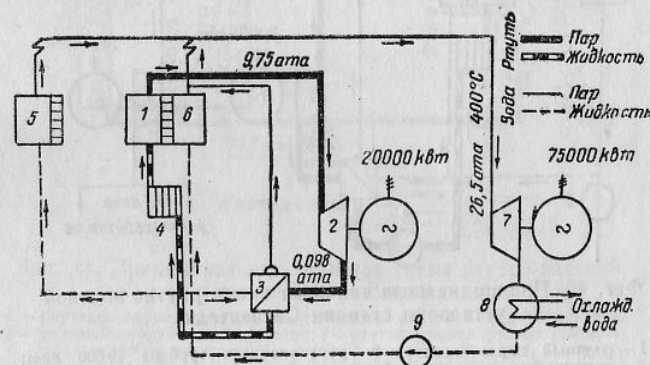
Противодавление ртутнопаровой турбины равно 0,052 *ата* (температура конденсации 222°C), что позволяет получить в конденсаторе-испарителе водяной пар давлением около 20 *ата*. Водяной пар перегревается в пароперегревателе (в газоходе ртутного парогенератора) и

поступает в турбину водяного пара, развивающую мощность около 13 000 *квт*.

Питание ртутного парогенератора, так же как и на станции Дэч-Пойнт, производится без помощи насоса (ртутнопаровая турбина с конденсаторами-испарителями расположена над ртутным котлом).

Установка станции Саус-Мидоу вначале работала с нагрузкой ртутнопаровой турбины не выше 4 000 *квт*. Имел место ряд аварий с ртутным оборудованием. В середине сентября 1929 г. произошла авария с ртутнопаровой турбиной. В феврале 1930 г. была авария с ртутнопаровым котлом. С начала 1932 г. установка приняла полную нагрузку и работает с хорошими показателями до настоящего времени.

В марте 1933 г. вступила в эксплуатацию третья ртутно-водяная установка на станции Кирни (Keapnu, штат Нью-Джерси, Public Service Electric & Gas Company) с ртутнопаровой турбиной мощностью 20 000 *квт*. Тепловая схема этой установки изображена на фиг. 39.



Фиг. 39. Принципиальная тепловая схема ртутно-водяной установки станции Кирни:

1 — ртутный парогенератор; 2 — ртутнопаровая турбина 20 000 *квт*; 3 — конденсатор-испаритель; 4 — ртутный экономайзер; 5 — котел водяного пара; 6 — водяной экран в топке ртутного парогенератора; 7 — турбина водяного пара мощностью около 70 000 *квт*; 8 — конденсатор турбины водяного пара; 9 — водяной питательный насос.

Начальное давление ртутного пара выше, чем на предыдущих установках, — 9,75 *ата* (513°C). Противодавление ртутнопаровой турбины составляет 0,098 *ата* (249°C). Водяной пар из конденсатора-испарителя проходит через газовый пароперегреватель и поступает к турбине водяного пара с параметрами 26,5 *ата* и 400°C.

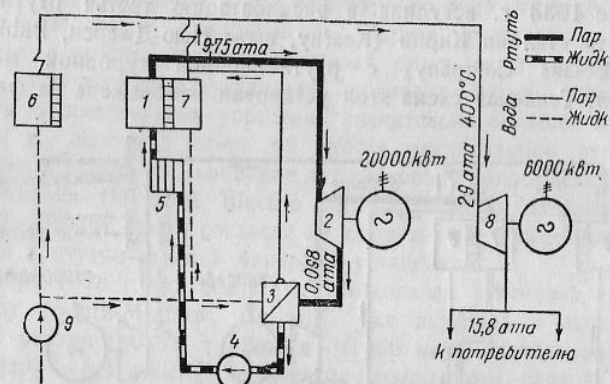
Особенностью тепловой схемы установки Кирни является применение в топке ртутного парогенератора водяных экранов. Вследствие этого часть тепла топлива непосредственно передается водяному пару, минуя ртутную ступень, что снижает экономичность установки. Применение водяных экранов было вызвано тем, что в момент проектирования этой установки еще не было опыта эксплуатации ртутных паровых котлов с испарительными элементами большой высоты.

Таким образом, на станции Кирни были применены параллельно и ртутно-водяной цикл и обычный цикл водяного пара. Водяные экраны дают около 40 *т/час* пара, а конденсаторы-испарители — до 110 *т/час*.

Общее количество этого водяного пара достаточно для получения в турбине мощности 32 000 *квт*.

В действительности пар из водяных экранов и конденсаторов-испарителей поступает в общую паровую магистраль, в которую также отдается пар из обычного парового котла. Мощность конденсационной турбины водяного пара достигает 75 000 *квт*. В 1941 г. станция Кири реконструирована (установлен ртутнопаровой котел более надежной конструкции) по типу, близкому к нормальным водотрубным котлам.

В октябре 1933 г. вступила в эксплуатацию четвертая ртутно-водяная установка на станции Скенэктеди (Schenectady, General Electric Company, США, штат Нью-Йорк), тепловая схема которой показана на фиг. 40.



Фиг. 40. Принципиальная тепловая схема ртутно-водяной установки станции Скенэктеди;

1 — ртутный парогенератор; 2 — ртутнопаровая турбина 20 000 *квт*; 3 — конденсатор-испаритель; 4 — ртутный питательный насос; 5 — ртутный экономайзер; 6 — котел водяного пара; 7 — водяной экран в топке ртутного парогенератора; 8 — турбина водяного пара 6000 *квт*; 9 — водяной питательный насос.

Ртутнопаровая турбина этой станции имеет мощность 20 000 *квт* и работает с теми же параметрами, что и на станции Кири.

Турбина водяного пара — теплофикационная, мощностью 6 000 *квт* при противодавлении 15,8 *атм*. Отработавший водяной пар используется на технологические нужды.

Особенностью установки Скенэктеди является наличие питательного ртутного насоса. Поэтому, в отличие от станций Дэч-Пойнт, Саус-Мидоу и Кири, ртутнопаровая турбина и конденсаторы-испарители станции Скенэктеди расположены на одной отметке с ртутным парогенератором.

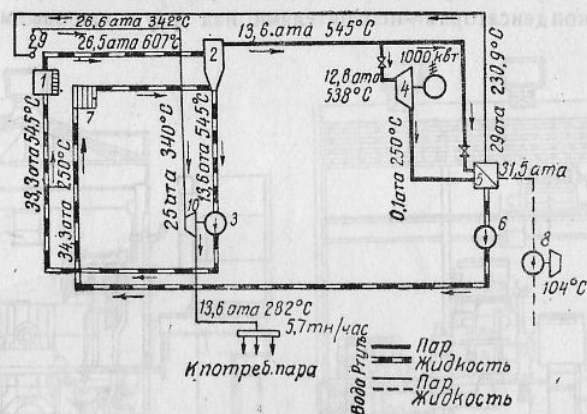
В 1937 г. в США вступили в эксплуатацию еще две ртутно-водяные установки: на станции Вест-Линн (West-Lynn) и на станции Питтсфилд (Pittsfield, штат Массачусетс). Обе установки обслуживают заводы General Electric Company.

Тепловая схема установки Вест-Линн изображена на фиг. 41.

Ртутнопаровой котел этой установки работает с многократной принудительной циркуляцией, причем парообразования в зоне обогрева не происходит, т. е. котел работает как экономайзер. Нагретая до 607°C ртуть под давлением 26,5 *атм* поступает в сепаратор-расширитель

через сопла. В сепараторе происходит мгновенное парообразование за счет уменьшения теплоты жидкости при перепаде давления с 26,5 до 13,6 *атм*. Ртутный пар отводится из сепаратора при давлении 13,6 *атм* (температура 545°C). Отделившаяся жидкая ртуть подается циркуляционным насосом обратно в трубную систему парогенератора. Главный конденсат ртутного пара подается в самостоятельный циркуляционный контур ртутного парогенератора с помощью питательного ртутного насоса.

К ртутнопаровой турбине ртутный пар поступает с давлением 12,6 *атм* (538°C) и срабатывается в ней до давления 0,1 *атм* (250°C), развивая мощность 1000 *квт*.



Фиг. 41. Принципиальная тепловая схема ртутно-водяной установки Вест-Линн;

1 — ртутный парогенератор; 2 — сепаратор ртутного парогенератора; 3 — ртутный циркуляционный насос; 4 — ртутнопаровая турбина 1000 *квт*; 5 — конденсатор-испаритель; 6 — ртутный питательный насос; 7 — ртутный экономайзер; 8 — водяной питательный насос; 9 — перегреватель водяного пара; 10 — турбопривод циркуляционного насоса.

В конденсаторе-испарителе генерируется водяной пар давлением 29 *атм*, перегреваемый далее в газоходе ртутного котла до 342°C. Количество водяного пара достаточно для работы турбины мощностью 900 *квт*.

При конденсационном режиме работы турбины водяного пара общий экономический к. п. д. установки составляет 30,5%. Турбина водяного пара этой установки рассчитана на работу с противодавлением 13,6 *атм* для удовлетворения технологических нужд завода. Часть водяного пара используется в паровой турбинке, являющейся приводом ртутного циркуляционного насоса.

Установка станции в Питтсфилде рассчитана на такую же мощность: ртутнопаровая турбина — 1000 *квт*, турбина водяного пара — 900 *квт*.

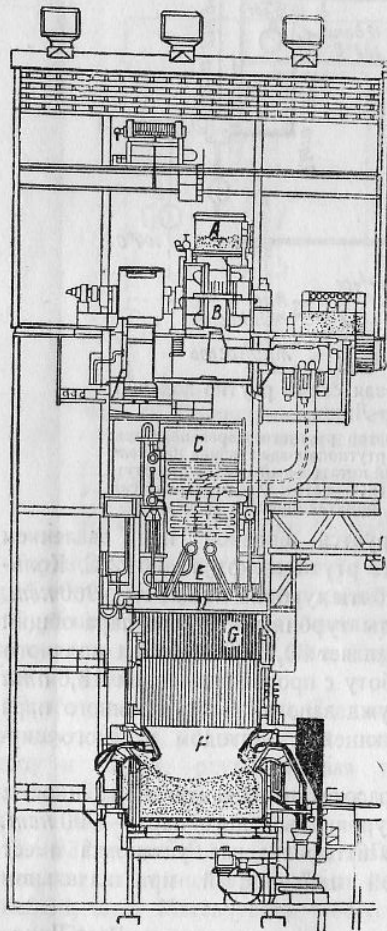
В отличие от станции Вест-Линн Питтсфилдская установка имеет ртутный парогенератор с естественной циркуляцией при начальном давлении около 9 *атм*.

Фирма General Electric Company называет установки в Вест-Линне и Питтсфилде комбинированными или универсальными энергетическими установками (Unit Power Plant). Таким образом, история развития американских ртутно-водяных установок весьма длительная, что в значительной степени объясняется игнорированием исследования рабочих процессов в ртутном энергооборудовании американцами, использующими

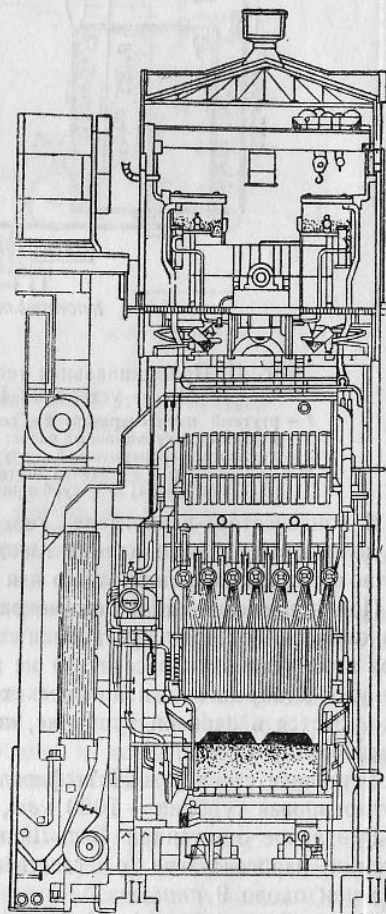
чисто эмпирический путь создания промышленных агрегатов. Однако неудачи в этой области заставляют, повидимому, и американцев отказаться в конце концов от пути чистого эмпиризма и перейти к исследованиям рабочих процессов в ртутном энергооборудовании. При этом никаких результатов своих исследовательских работ они до сих пор не опубликовали.

II. КОМПОНОВКА ОБОРУДОВАНИЯ РТУТНО-ВОДЯНЫХ УСТАНОВОК США

Отличительной особенностью компоновки ртутно-водяных установок Дэч-Пойнт, Саус-Мидоу и Кирни является расположение ртутнопаровых турбин с конденсаторами-испарителями над ртутнопаровыми котлами.

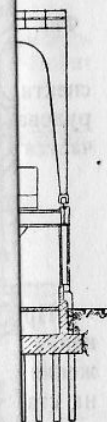


Фиг. 44. Ртутно-водяная установка станции Кирни: (продольный разрез):
A — конденсаторы-испарители; B — ртутно-паровая турбина; C — перегреватель водяного пара; D — барабан ртутного парогенератора; E — ртутный экономайзер; F — водяной экран; G — ртутный экран.



Фиг. 45. Ртутно-водяная установка станции Кирни (поперечный разрез).

ителя
ртути,
ского
тание
ность
ртут-
ртути

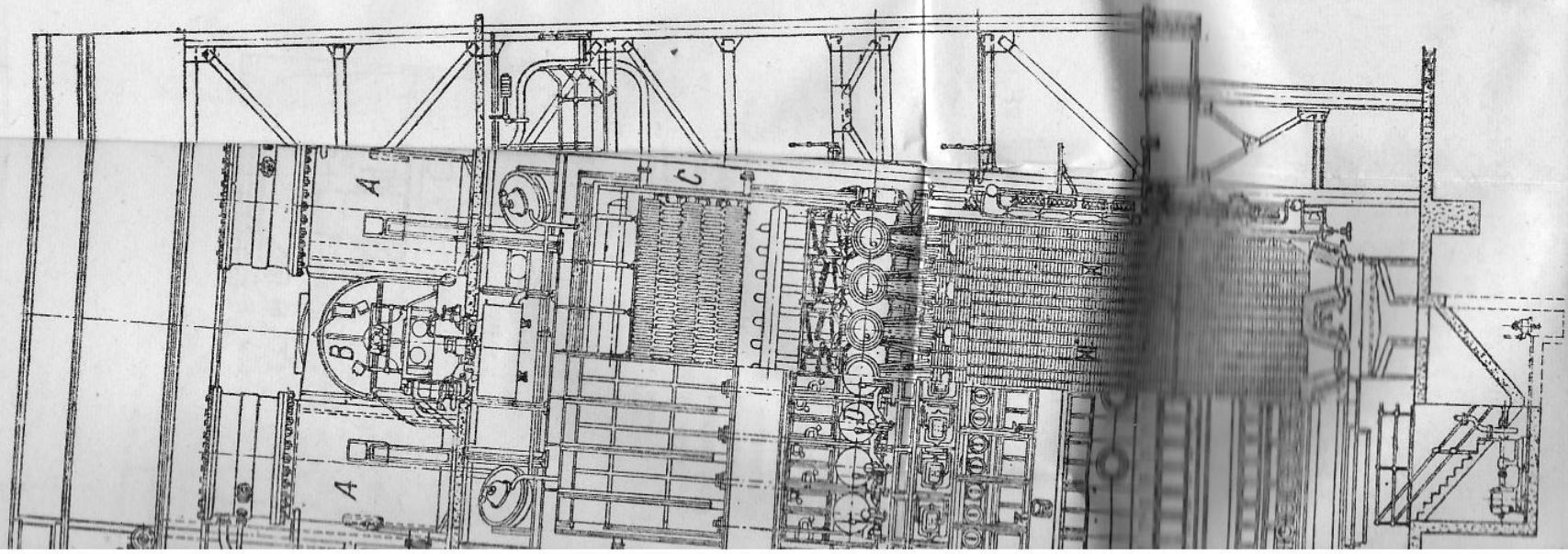
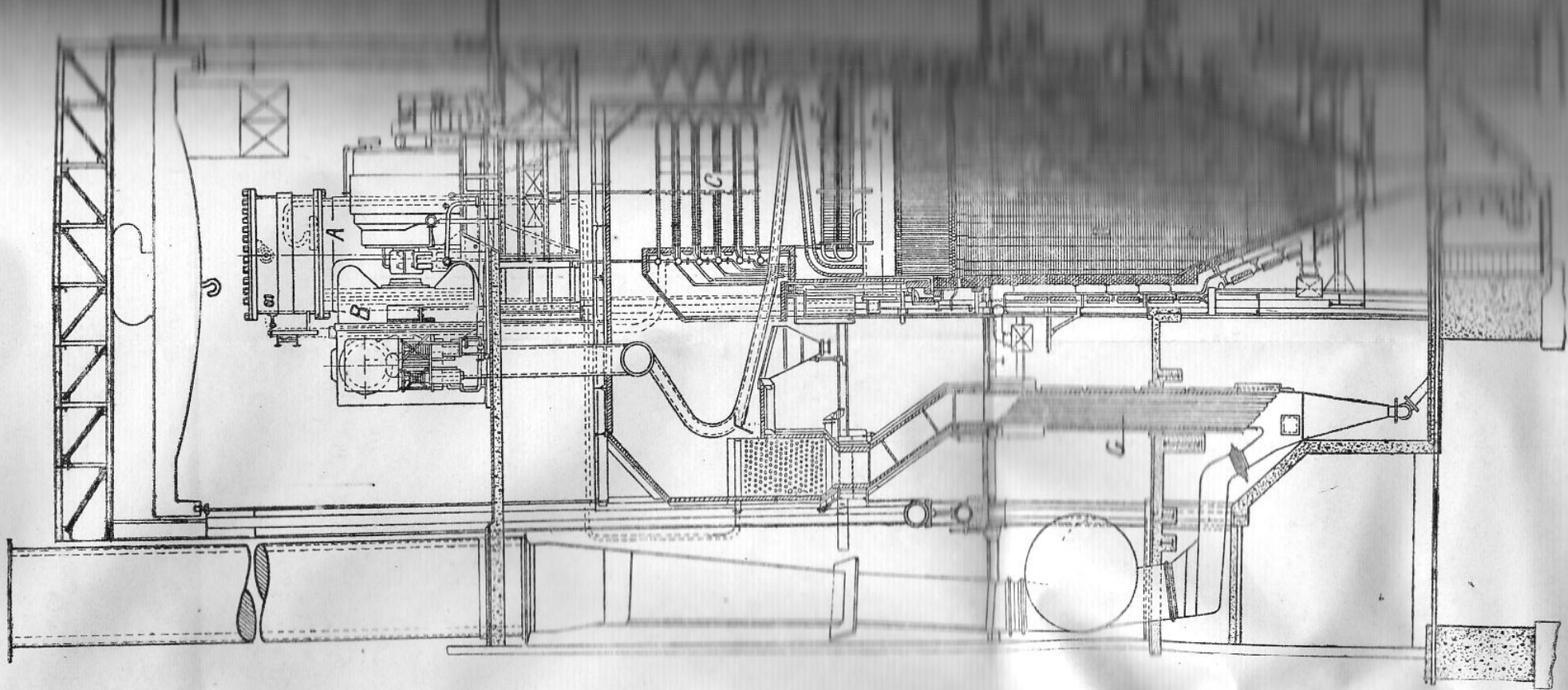


турбина
ригель.

через
идоу.
усный
два
ту, —
иси и
хво-

разрез

через котельную и машинный зал ртутно-водяной установки Кирни. Компоновка ртутного оборудования аналогична предыдущей.



Водная установка станции Саус-Мидоу.

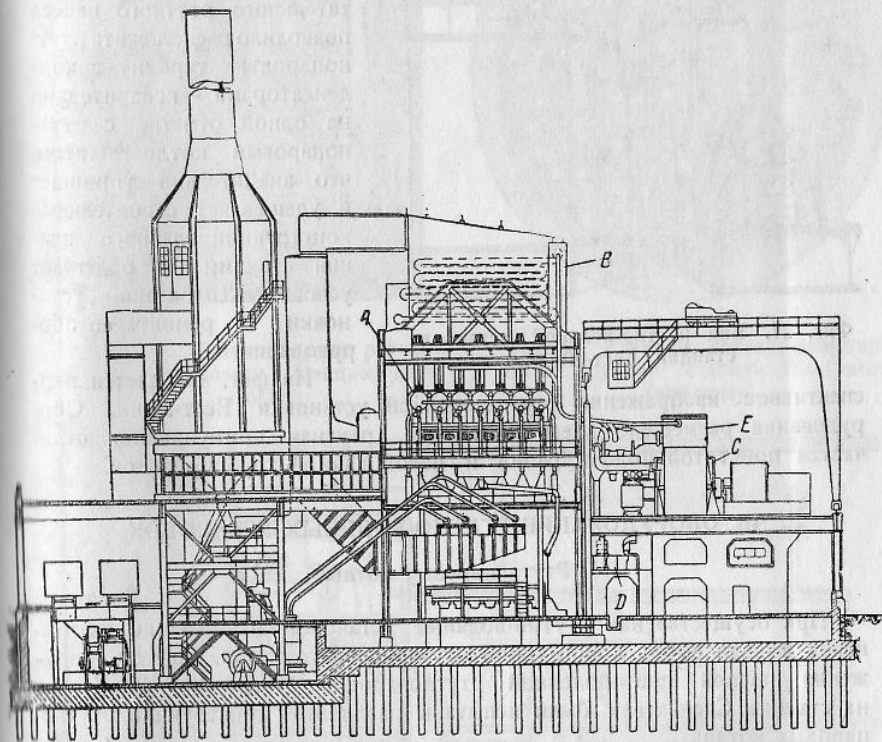
чисто
неудачи
заться
дования
никаки
опубли

Отл
Дэч-По
турбин



Фиг. 4
станции
А — кон-
паровая
ного парогенератора; В — барабан ртутного парогенератора; Е — ртутный экономайзер; F — водной экран; G — ртутный экран.

Разность отметок зеркала ртути в сборнике конденсатора-испарителя и в барабане ртутного котла должна равняться высоте столба ртути, необходимой для преодоления давления в котле и гидравлического сопротивления ртутного конденсатопровода, что обеспечивает питание ртутного котла без помощи насоса. Фактически указанная разность отметок еще больше, так как между конденсатором-испарителем и ртутным котлом имеется специальный аппарат для улавливания окиси ртути и шлама (зумп), в котором происходит разрыв ртутного столба.



Фиг. 46. Ртутно-водяная установка станции Скенэктеди:
А — ртутный парогенератор; В — перегреватель водяного пара; С — ртутнопаровая турбина с конденсатором-испарителем; D — ртутный питательный насос; Е — конденсатор-испаритель.

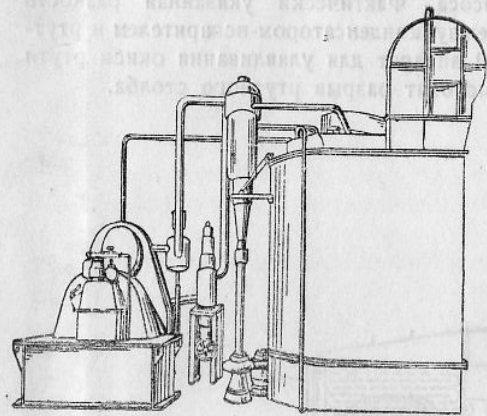
На фиг. 42 и 43 даны поперечный и продольный разрезы через машинный зал и котельную ртутно-водяной установки Саус-Мидоу. В верхнем этаже размещены ртутнопаровая турбина и двухкорпусный конденсатор-испаритель. Под перекрытием верхнего этажа видны два цилиндрических резервуара, расположенные под углом к горизонту, — аппараты для очистки главного конденсата ртутного пара от окиси и шлама (зумпы). В нижнем этаже расположен ртутный котлоагрегат, хвостовой частью которого является трубчатый воздухоподогреватель.

Питательного ртутного насоса установка не имеет.

На фиг. 44 и 45 представлены продольный и поперечный разрез через котельную и машинный зал ртутно-водяной установки Кирни. Компонировка ртутного оборудования аналогична предыдущей.

На фиг. 46 дан поперечный разрез станции Скенэктеди с ртутно-водяной установкой.

В отличие от предыдущих установок ртутно-водяная установка станции Скенэктеди имеет питательный ртутный насос, подающий главный конденсат ртутного пара из конденсаторов-испарителей в барабаны ртутнопарового котла. Наличие питательного ртутного насоса позволило расположить ртутнопаровую турбину с конденсаторами - испарителями на одной отметке с ртутнопаровым котлоагрегатом, что значительно упрощает и удешевляет строительные конструкции главного здания станции и облегчает условия эксплуатации установки и ремонта ее оборудования.



Фиг. 47. Вид ртутно-водяной установки станции Вест-Линн.

На фиг. 47 дается перспективное изображение ртутно-водяной установки Вест-Линн. Оборудование размещено здесь компактно, ртутная коммуникация отличается простотой конфигурации и малой длиной трубопроводов.

III. ОБОРУДОВАНИЕ РТУТНО-ВОДЯНЫХ УСТАНОВОК

Ртутнопаровые котлы

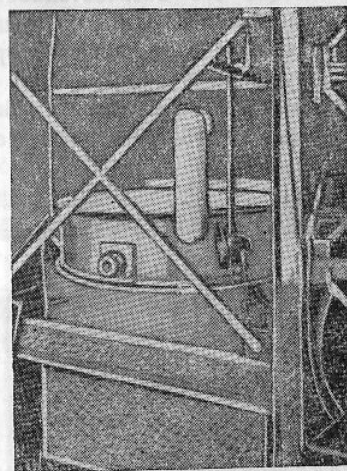
При осуществлении ртутно-водяных установок наибольшие затруднения вызвал выбор конструкции ртутнопарового котла. Еще до сооружения первой промышленной ртутнопаровой установки Дэч-Пойнт на станции Скенэктеди были испытаны различные конструкции ртутнопаровых котлов.

На станции Дэч-Пойнт вначале был установлен ртутнопаровой котел с дымогарными трубами, показанный на фиг. 48. На фиг. 49 изображена нижняя трубная доска этого котла. Дымогарные трубы в нижней части имеют шестигранное сечение, чтобы до минимума уменьшить заполняемое ртутью межтрубное пространство. В верхней части трубы имеют круглое сечение.

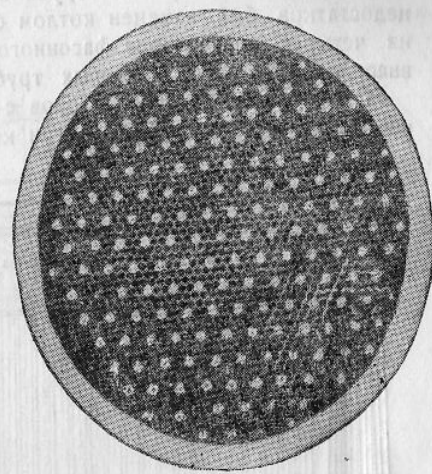
При эксплуатации этого котла происходило расстройство соединений дымогарных труб с трубной доской, что приводило к утечке ртути из системы.

Количество ртути для заполнения котла составляло 14 т при паропроизводительности котла 110 т/час. Схематический разрез ртутного котлоагрегата с дымогарными трубами показан на фиг. 50. По выходе из дымогарных труб газы поворачивают к ртутному экономайзеру трубчатого типа, состоящему из нескольких коллекторов с вваренными трубами малого диаметра. Далее газы омывают перегреватель водяного

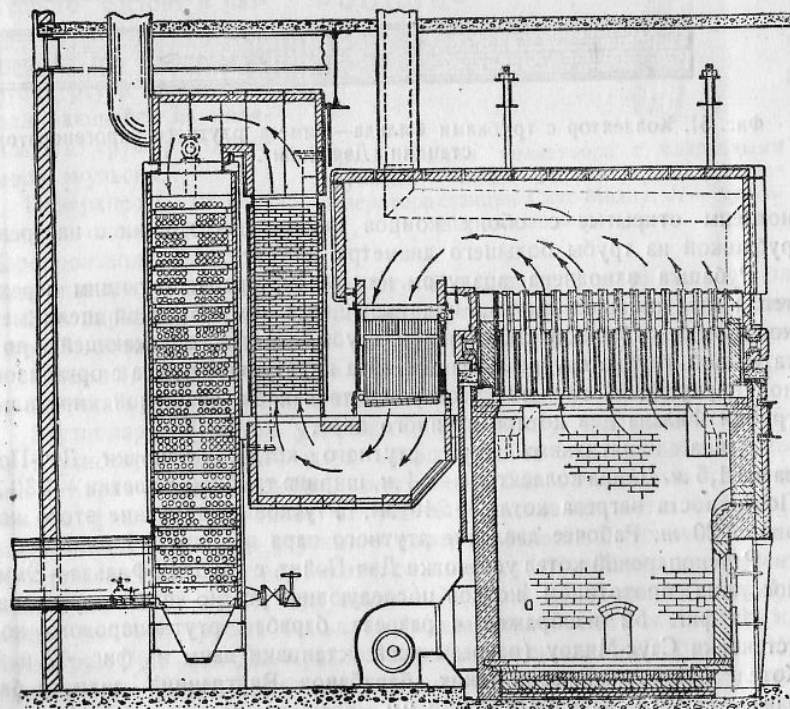
пара и поступают к водяному экономайзеру, расположенному в последнем газохоме.



Фиг. 48. Один из первых ртутнопаровых котлов станции Дэч-Пойнт.



Фиг. 49. Ртутный котел с дымогарными трубами станции Дэч-Пойнт (вид снизу).

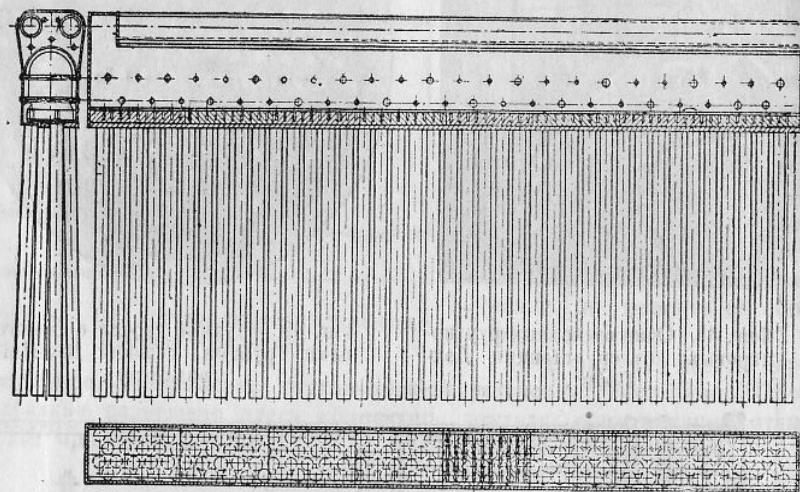


Фиг. 50. Разрез одного из первых ртутных котлоагрегатов станции Дэч-Пойнт.

Котел работал с давлением ртутного пара около 3,5 *ата* (температура кипения 433° С).

Котел с дымогарными трубами вследствие его эксплуатационных недостатков был заменен котлом специальной конструкции, состоящим из четырех коллекторов фасонного сечения, в плоское днище которых вварено по 160 трехдюймовых труб с заглушенными концами.

Один из этих коллекторов с вваренными кипятельными трубами изображен на фиг. 51. Внутри кипятельных труб concentрично уста-



Фиг. 51. Коллектор с трубками Фильда—Эммета ртутного парогенератора станции Дэч-Пойнт.

новлены открытые с обоих концов питательные трубки с наваренной рубашкой из трубы большего диаметра.

Рубашка заполнена воздухом или газом, препятствующим переходу тепла от кипящей ртути, поднимающейся по кольцевой щели между кожухом и рубашкой кипятельной трубы, к ртути, опускающейся по питательной трубке внутри рубашки. Эта кипятельная труба с организованной циркуляцией является усовершенствованием известной кипятельной трубки Фильда для котлов водяного пара.

Длина кипятельных труб ртутного котла установки Дэч-Пойнт равна 1,5 м. Длина коллектора — 4 м, ширина трубной решетки — 330 мм. Поверхность нагрева котла — 240 м². Ртутное заполнение этого котла около 20 т. Рабочее давление ртутного пара в котле 5,9 *ата*.

Ртутнопаровой котел установки Дэч-Пойнт с трубками Фильда—Эммета послужил прототипом котлов последующих ртутно-водяных установок.

На фиг. 52 изображен в разрезе барабан ртутнопарового котла установки Саус-Мидоу (разрезы всей установки даны на фиг. 42 и 43). Котел состоит из семи таких барабанов. Внутренний диаметр барабана — 762 мм, наружный — 950 мм, толщина стенки — 94 мм, длина барабана — 6,56 м.

В нижнюю часть барабана вварено 440 труб, расположенных в восемь рядов. Длина труб — 1670 мм, наружный диаметр — 79 мм. Внутренний диаметр питательной трубки испарительного элемента, изображенного на фиг. 52, равен 15 мм. Наружный диаметр рубашки питательной трубки составляет 63 мм, так что кольцевая щель для подъема ртутнопаровой эмульсии имеет ширину около 3,5 мм.

Расположенное в барабане промежуточное тело представляет собой чугунную отливку, служащую для уменьшения объема ртутного пространства. Между этим заполняющим чугуном телом и барабаном расположено серповидное стальное тело, назначение которого состоит в разделении потоков поступающей в питательные трубки ртути и потоков поднимающейся из кипятельных труб ртутнопаровой эмульсии.

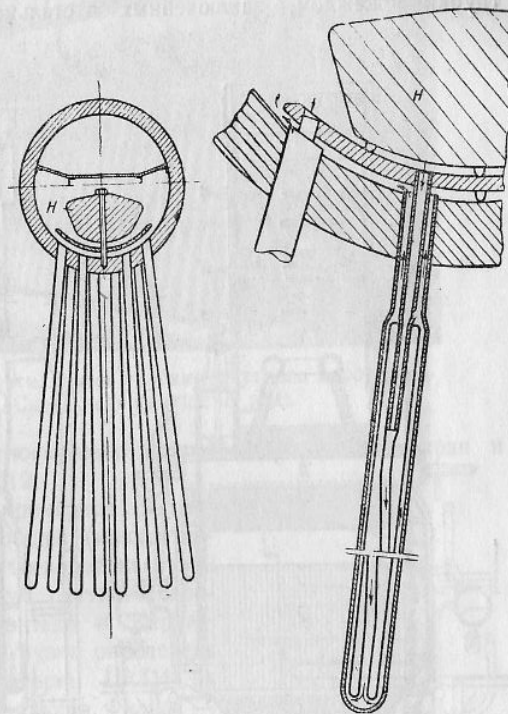
Поверхность нагрева котла — около 1300 м².

Паропроизводительность по проектным данным — 520 т/час ртутного пара давлением около 6 *ата*.

Над барабанами котла помещен ртутный экономайзер, поверхность нагрева которого составлена из трубок диаметром 1/4", объединенных в 14 секций, по 121 трубке в каждой. Секции расположены в два ряда по вертикали, по 7 секций в каждом горизонтальном ряду.

Ртутнопаровой котел установки Саус-Мидоу работает с 1928 г. Ртутнопаровые котлы двух самых мощных ртутно-водяных установок — Кирни и Скенэктеди были однотипны. Общий вид такого котла показан на фиг. 53. Основное отличие этого котла от котла Саус-Мидоу заключается в наличии ртутных и водяных экранов в топочной камере.

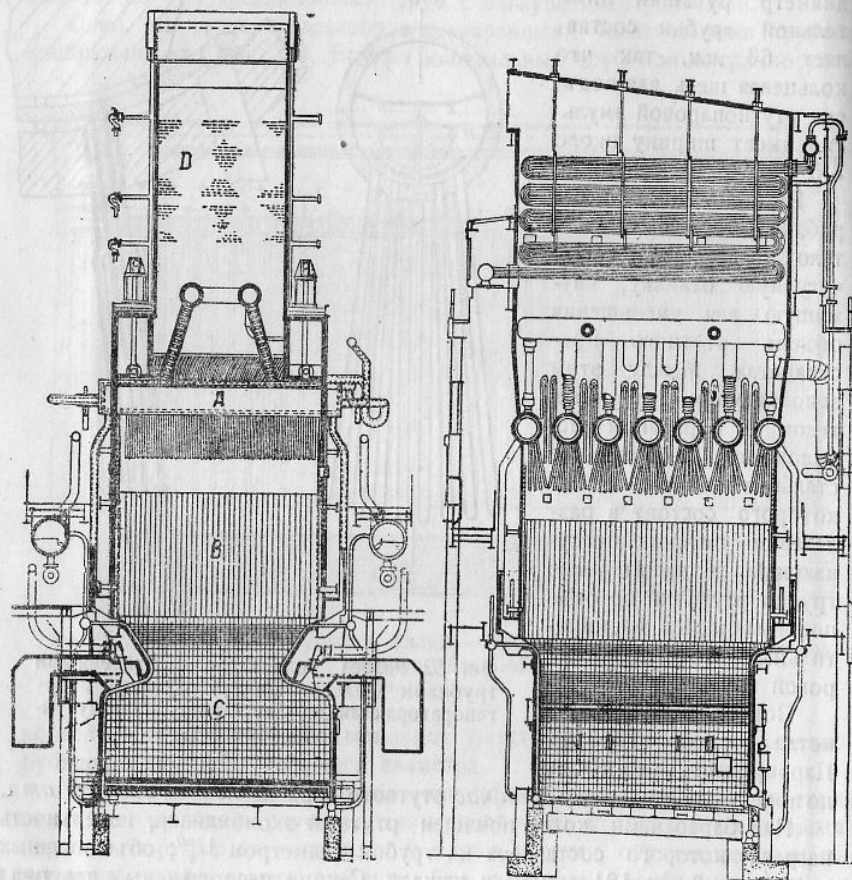
Испаряющая часть ртутного котла состоит из 7 барабанов, с внутренним диаметром 760 мм и наружным — 960 мм. Пять средних барабанов имеют по 440 трубок Фильда—Эммета длиной 1680 мм и наружным диаметром 79,5 мм. Два крайних барабана несут по 220 трубок. Общая поверхность нагрева (без ртутных экранов) — около 930 м². Трубки выполнены из углеродистой стали и калоризированы алюминием, что повышает их температуростойкость.



Фиг. 52. Разрез коллектора с вваренными трубками Фильда—Эммета ртутного парогенератора станции Саус-Мидоу. *H* — чугунное заполняющее тело.

Внешний вид одного из барабанов котла с сваренными трубками показан на фиг. 54.

Высота ртутных экранов — 4,6 м. Экран составлен из блоков по 3 трубки в каждом, заключенных в стальной кожух. Для выравнивания



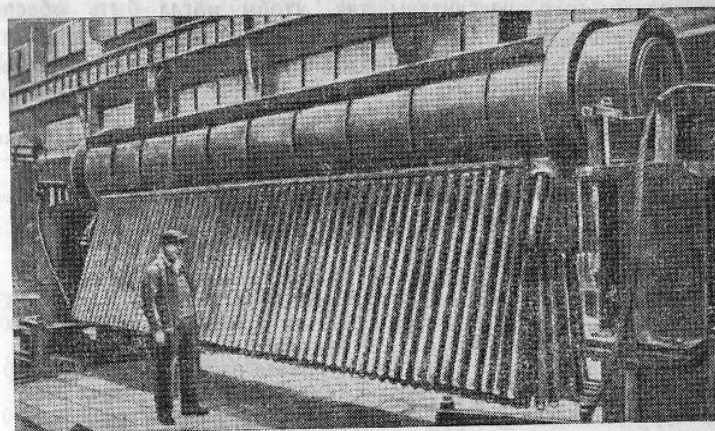
Фиг. 53. Поперечный и продольный разрезы ртутного котлоагрегата станции Скенэктеди:
А — коллектор с кипящими трубками; В — ртутный экран; С — водяной экран; D — пароперегреватель.

тепловой нагрузки пространство между кожухом и трубками залито медью.

Схема присоединения ртутных экранов к барабанам дается на фиг. 55.

Верхние коллекторы кипящей секции ртутного экономайзера соединены с паровым пространством барабанов котла. Над ртутным экономайзером расположен перегреватель водяного пара.

Хвостовой частью котлоагрегата является воздухоподогреватель трубчатого типа поверхностью нагрева 3500 м².



Фиг. 54. Коллектор с кипящими трубками ртутного парогенератора станции Скенэктеди (внешний вид).

Основные данные ртутнопаровых котлов станций Скенэктеди и Кирни приведены в табл. 12.

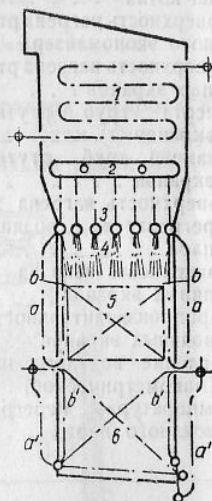
На фиг. 56 показано примерное распределение конвективной и общей (конвективная плюс радиационная) тепловой нагрузки по длине кипящих труб ртутного парогенератора станций Скенэктеди и Кирни¹. Конвективная тепловая нагрузка определена экспериментально в лаборатории ЦКТИ на модели ртутного котла с трубками Фильда — Эммета.

На оси абсцисс (фиг. 56, А) отложена длина кипящей трубки, на оси ординат нанесено отношение величины критерия Нуссельта (Nu) в данной точке по высоте трубки к средней величине критерия Нуссельта (Nu_{ср}) по всей длине трубки. Угол наклона кипящей трубки модели к вертикали составлял 4°.

На кривой В фиг. 56 дано изменение абсолютной величины общей тепловой нагрузки по длине трубки Фильда — Эммета промышленного ртутного парогенератора.

Максимальная тепловая нагрузка имеет место на нижних концах кипящих труб, свисающих в топку. Тепловая нагрузка верхней части трубок, где может уже образовываться ртутный пар, невелика. Опускные и подъемные сечения в трубке Фильда —

¹ По данным нашего анализа, так как опубликованных данных даже по котлам старых типов нет.



Фиг. 55. Схема включения ртутных и водяных экранов ртутного котлоагрегата станции Скенэктеди:
1 — перегреватель водяного пара; 2 — коллектор ртутного пара; 3 — барабаны секций ртутного котла; 4 — кипящие трубы ртутного котла; 5 — ртутные экраны; а — опускные трубы; б — подъемные трубы; 6 — водяные экраны; а' — опускные трубы; б' — паропроводящие трубы.

Эммета должны быть рассчитаны так, чтобы могла быть обеспечена высокая кратность циркуляции, вследствие чего поверхность нагрева с большой тепловой нагрузкой (нижние концы труб) всегда омывалась

Таблица 12

Наименование	Величины	Наименование	Величины
Паропроизводительность	950 т/час	Поверхность нагрева воздухоподогревателя	1435 м²
Рабочее давление (манометрическое)	9 атм	Объем топочной камеры	530 м³
Температура ртутного пара (насыщенного)	515° С	Температура газов при выходе из топки	1300° С
Число барабанов котла	7 шт.	Температура газов перед ртутным экономайзером	850° С
Число трубок Фильда — Эммета	2640 шт.	Температура газов перед пароперегревателем	620° С
Длина трубок Фильда — Эммета	1700 мм	Температура газов перед воздухоподогревателем	380° С
Наружный диаметр трубок Фильда — Эммета	79,5 мм	Температура уходящих газов	160° С
Общая поверхность нагрева котла	930 м²	К. п. д. ртутного котлоагрегата	86%
Поверхность нагрева ртутного экономайзера	775 м²	Максимальный расход угольной пыли	20 т/час
Поверхность нагрева ртутных экранов	150 м²	Диаметр барабанов ртутного котла	760/960 мм
Высота труб ртутных экранов	4,6 м	Вес барабанов котла	213 т
Диаметр труб ртутных экранов	22/32 мм	Вес кипяtilьных труб	95 т
Поверхность нагрева перегревателя водяного пара	2780 м²	Вес ртутного экономайзера	25 т
Поверхность нагрева водяных экранов	110 м²	Вес ртутных экранов	50 т
Паропроизводительность водяных экранов	50 т/час	Вес перегревателя водяного пара	130 т
Давление водяного пара (манометрическое)	30,5 ат	Вес водяных экранов	243 т
Температура перегрева водяного пара	405° С	Вес воздухоподогревателя	160 т
		Вес арматуры и гарнитуры	11,3 т
		Вес обмуровки	17,9 т
		Вес ртутного заполнения	136 т
		Общий вес ртутного котлоагрегата	1242,3 т

жидкой ртутью, а не ртутнопаровой эмульсией, имеющей низкий коэффициент теплоперехода от стенки.

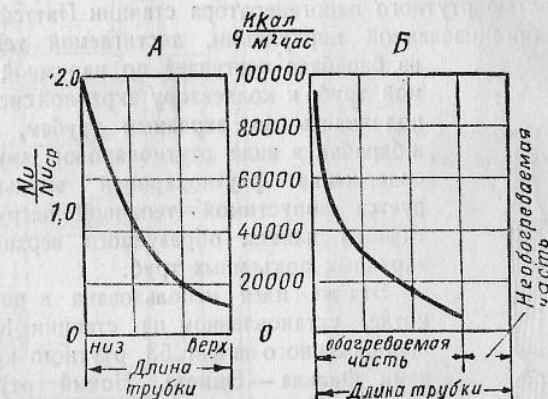
Иными словами, в кипяtilьных элементах Фильда — Эммета точка закипания ртути должна находиться у их верхних концов, т. е. у места присоединения к барабану.

Все описанные ртутнопаровые котлы сконструированы и изготовлены фирмой G. E. Co.

Ртутнопаровые котлы для технологических целей (фиг. 57) производятся фирмой Бабкок и Вилькоккс. Изображенный на фиг. 57 котел состоит из 11 коллекторов прямоугольного сечения, несущих по два ряда испарительных элементов. По принципу работы такой испа-

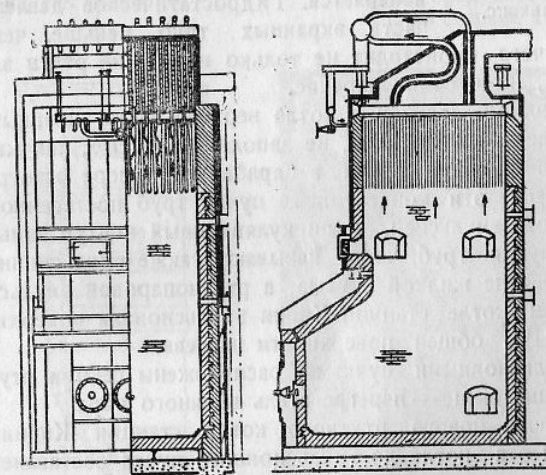
рительный элемент аналогичен трубке Фильда — Эммета, но только иначе конструктивно оформлен, как это видно из фиг. 58.

Ртутные котлы этого типа работают с 1915 г., но в настоящее время изготавливаются котлы типа, аналогичного нормальным.



Фиг. 56. Распределение тепловой нагрузки по длине трубки Фильда — Эммета:
А — конвективная тепловая нагрузка; Б — общая тепловая нагрузка.

Совершенно иной тип ртутного парогенератора запроектирован и изготовлен фирмой G. E. Co для установки Вест-Линн (фиг. 59). Циркуляция ртути принудительная, кратность циркуляции равна 35¹.



Фиг. 57. Ртутный парогенератор Бабкок и Вилькоккс (поперечный и продольный разрезы).

¹ По данным нашего анализа, так как каких-либо данных по характеристикам американских ртутных котлов нового типа в литературе не приводится.

Топочная камера образуется из ртутной радиационной поверхности нагрева, конструктивное выполнение которой видно на фиг. 60. Производительность циркуляционного ртутного насоса равна 2150 $\text{м}^3/\text{час}$, напор 19 атм при 1200 об/мин. На фиг. 61 и 62 изображен ртутный парогенератор станции в Питтсфилде.

Особенностью ртутного парогенератора станции Питтсфилд является применение организованной циркуляции, достигаемой тем, что ртуть из барабана поступает по наружной необогреваемой трубе к коллектору экранной системы и далее, поднимаясь по экранным трубам, возвращается в барабан в виде ртутнопаровой эмульсии. Паросодержание ртутнопаровой эмульсии лимитируется допустимой тепловой нагрузкой конвективного пакета, образуемого верхними концами экранных подъемных труб.

Эта же идея использована в новом ртутном котле, установленном на станции Кирни вместо изображенного на фиг. 53 ртутного котла с трубками Фильда—Эммета. Новый ртутный котел станции Кирни спроектирован под руководством главного инженера фирмы G. E. Со Смита (Smith).

Схема нового ртутного котлоагрегата станции Кирни изображена на фиг. 63.

Ртуть из барабана по наружным необогреваемым трубам подводится к нижним коллекторам ртутных экранов. Поднимаясь по обогреваемым трубам экранов, ртуть нагревается и частично испаряется. Гидростатическое давление в верхней части экранных труб меньше, чем в нижней,

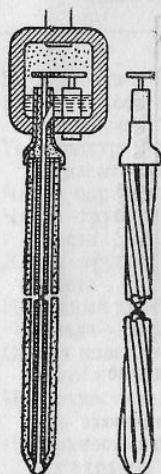
вследствие чего происходит не только испарение ртути за счет поглощения тепла, но и самоиспарение.

При холодном состоянии котла верхняя часть экранных труб, образующая конвективные пакеты, не заполнена ртутью, так как она расположена выше уровня ртути в барабане. По мере разогрева и начала парообразования эти конвективные пучки труб постепенно заполняются ртутнопаровой эмульсией, и циркуляционный контур замыкается. Конвективные пучки труб часто называют также эмульсионными, так как они заполнены не жидкой ртутью, а ртутнопаровой эмульсией.

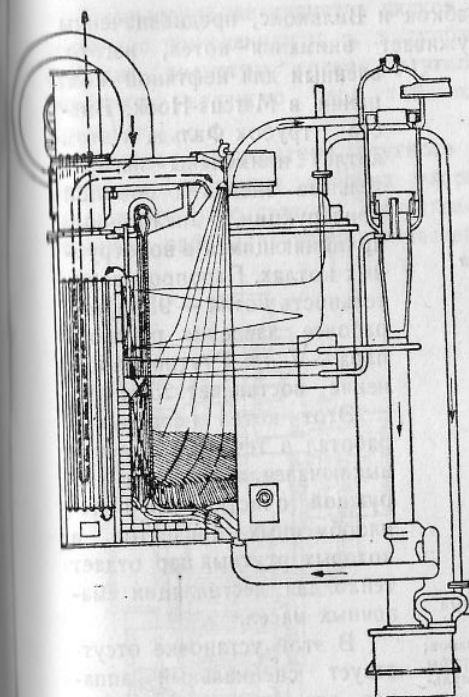
В ртутном котле станции Кирни эмульсионная поверхность нагрева составляет 71% общей поверхности нагрева.

Над эмульсионными пучками расположены секции ртутного экономайзера, а еще выше—перегреватель водяного пара.

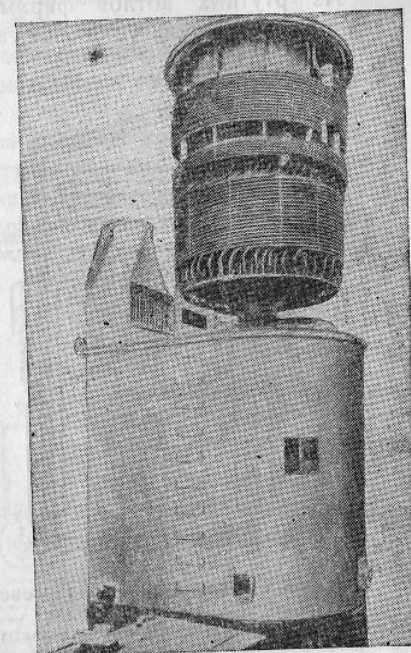
Общий вид нового ртутного котла станции Кирни показан на фиг. 64. Высота котла до эмульсионного пучка составляет 20,5 м, до перегревателя водяного пара—30,5 м. Внутренний диаметр барабана котла—1270 мм, длина—10,85 м, толщина стенок—102 мм. Котел работал без остановки около 15 месяцев при полной нагрузке. В один из периодов работы, в течение 7 месяцев, было только две остановки котла с целью ремонта дутьевого вентилятора. Приведенные данные были опубликованы в Trans. A. S. M. E. в 1942 г.



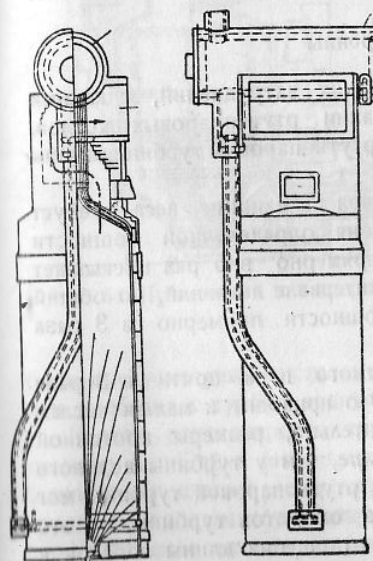
Фиг. 58. Коллектор с испарительным элементом ртутного парогенератора Бабкок и Вилькоккс.



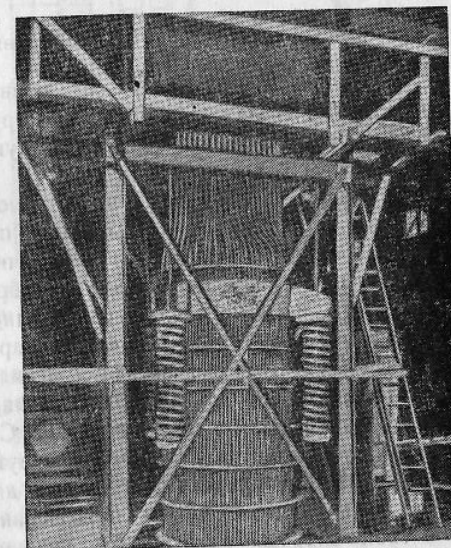
Фиг. 59. Ртутный парогенератор с многократной принудительной циркуляцией станции Вест-Линн.



Фиг. 60. Трубная система и кожух ртутного парогенератора с многократной принудительной циркуляцией станции Вест-Линн.

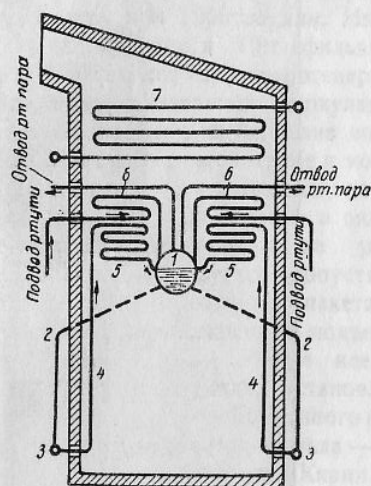


Фиг. 61. Ртутный парогенератор с естественной циркуляцией станции Питтсфилд. Разрез и наружный вид.



Фиг. 62. Трубная система ртутного парогенератора станции Питтсфилд во время монтажа.

Из ртутных котлов фирмы Бабкок и Вилькоккс, предназначенных для технологических установок, заслуживает внимания котел, изготовленный для нефтяной компании в Магнус-Нок.



Фиг. 63. Схема ртутного парогенератора Смита:

1 — барабан; 2 — питательные трубы ртутных экранов; 3 — коллекторы ртутных экранов; 4 — подъемные трубы ртутных экранов; 5 — конвективный пакет труб (эмульсионный пучок); 6 — ртутный экономайзер; 7 — перегреватель водяного пара.

шлама происходит на горизонтальном участке обратного конденсатопровода, имеющем больший диаметр для снижения скорости потока ртути. Указанные сведения об этом котле были сообщены только в 1942 г.

Ртутнопаровые турбины

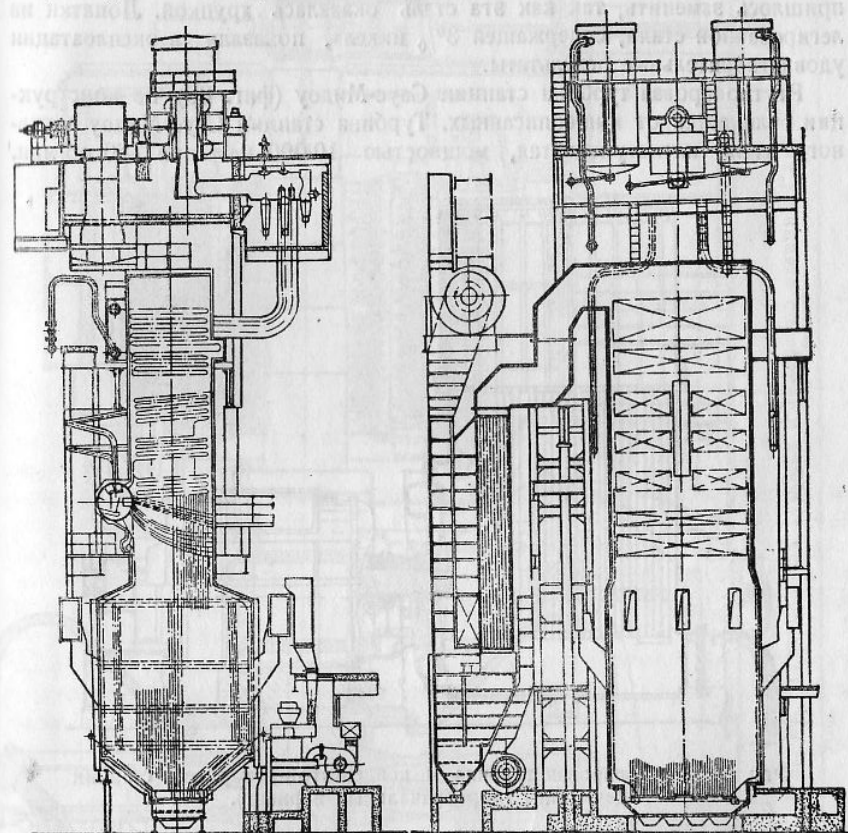
Турбины ртутного пара не вызвали таких затруднений, с какими пришлось столкнуться при конструировании ртутнопаровых котлов. Специфические особенности конструкций ртутнопаровых турбин вызваны свойствами ртутного пара.

Низкое теплосодержание ртутного пара в единице веса требует значительных объемов его для получения определенной мощности турбины. Удельный вес ртутного пара примерно в 5 раз превышает удельный вес водяного пара в рабочем интервале давлений, но общий объем ртутного пара для турбины данной мощности примерно в 3 раза больше, чем у турбины водяного пара.

Кроме того, скорость истечения ртутного пара почти в 3 раза меньше, чем в турбинах водяного пара. Это приводит к малым числам оборотов ртутнопаровых турбин. Следовательно, размеры проточной части ртутнопаровой турбины будут больше, чем у турбины водяного пара той же мощности. Диаметр дисков ртутнопаровой турбины мог бы быть уменьшен путем повышения числа оборотов турбины, но это в свою очередь вызвало бы увеличение отношения длины лопаток к диаметру диска до нежелательного предела (выше 0,25 — 0,30).

Уменьшение же диаметра дисков путем уменьшения числа ступеней связано с понижением к. п. д. турбины. Таким образом, относительно большие диаметры дисков ртутнопаровых турбин по сравнению с турбинами водяного пара той же мощности будут, повидимому, неизбежны.

Высокая температура ртутного пара вызывает значительные температурные удлинения рабочих частей турбины, что может повести к трению ротора о статор. Для устранения возможности соприкосновения во время работы движущихся частей турбины с неподвижными должны



Фиг. 64. Продольный и поперечный разрезы нового ртутного парогенератора станции Кири.

быть предусмотрены аксиальные и радиальные зазоры больших размеров, чем у обычных турбин водяного пара.

Первая ртутнопаровая турбина мощностью около 1000 квт на станции Дэч-Пойнт была выполнена в виде одновенечного колеса, насаженного на консоль генераторного вала, выходящего в вакуумное пространство конденсатора-испарителя (фиг. 65).

Уплотнение вала со стороны высокого давления достигалось подводом к сальнику светильного газа. При выключении ртутной турбины

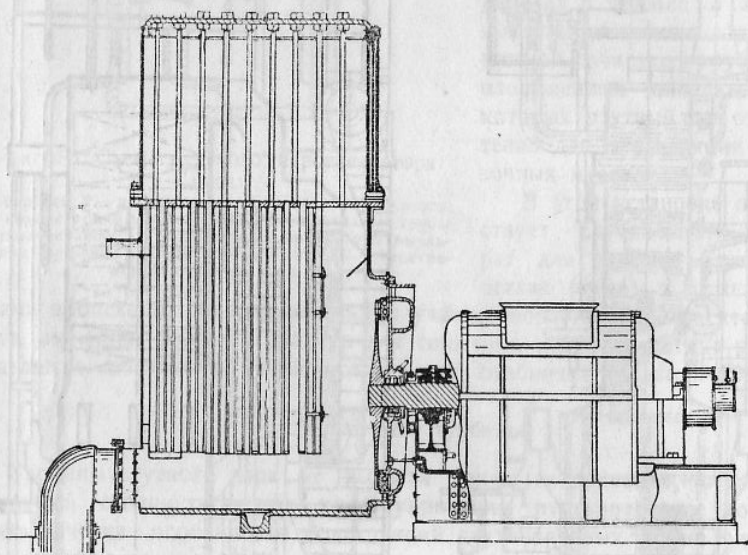
ртутный пар из котла мог попадать через байпас непосредственно в конденсатор-испаритель, обеспечивая работу турбины водяного пара.

Внутренний относительный к. п. д. этой первой ртутнопаровой турбины был низок — около 60%.

Эта одноступенчатая турбина впоследствии была заменена трехступенчатой мощностью 1800 *квт*, рассчитанной на начальное давление ртутного пара 4,9 *ата* при противодавлении около 0,04 *ата*. Внутренний относительный к. п. д. удалось повысить до 70%.

Первый ряд лопаток, выполненных из инструментальной стали, пришлось заменить, так как эта сталь оказалась хрупкой. Лопатки из легированной стали, содержащей 3% никеля, показали в эксплуатации удовлетворительные результаты.

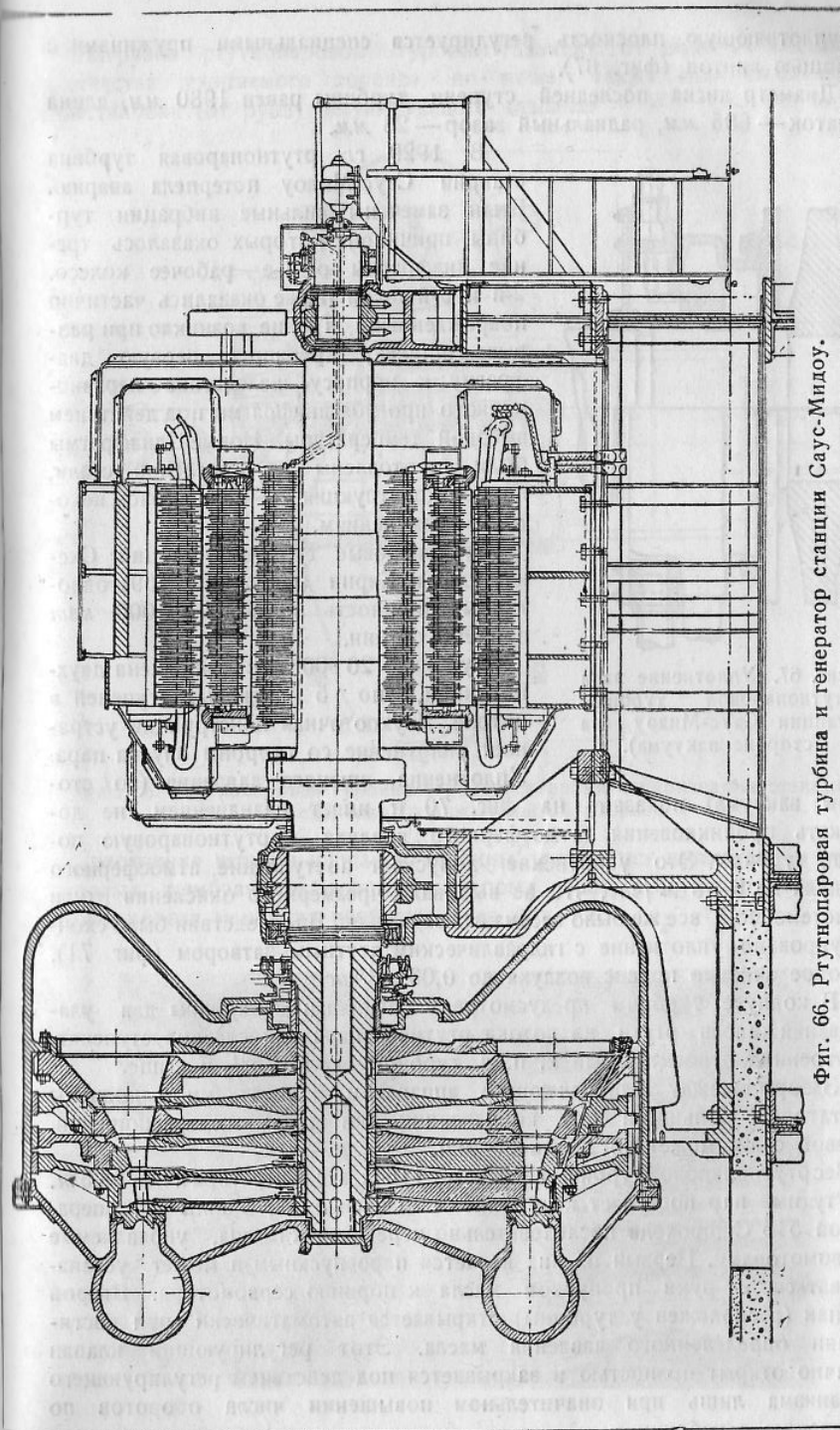
Ртутнопаровая турбина станции Саус-Мидоу (фиг. 66) по конструкции отличается от вышеописанных. Турбина станции Саус-Мидоу активного типа, пятиступенчатая, мощностью 10 000 *квт* при 720 об/мин.



Фиг. 65. Ртутнопаровая турбина и конденсатор-испаритель станции Дэч-Пойнт (первоначальный вариант).

Начальное давление ртутного пара — 5,5 *ата*, противодавление — 0,05 *ата*.

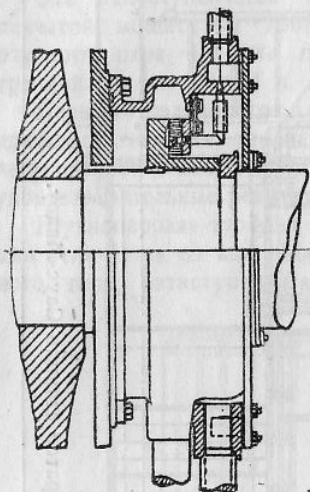
Ротор турбины выполнен в виде консоли, что дало возможность избежать необходимости уплотнения вала со стороны входа ртутного пара. Корпус турбины не имеет горизонтального разъема. Крышка со стороны впуска пара соединена с корпусом турбины на шпильках. Фланцевое соединение герметизировано железным листом, приваренным к корпусу и крышке по всей окружности. Уплотнение со стороны вакуума предохраняет от проникновения воздуха в ртутнопаровое пространство. Уплотнение достигается трением неподвижного бакелитового кольца о металлическую втулку, насаженную на вал турбины. Давление



Фиг. 66. Ртутнопаровая турбина и генератор станции Саус-Мидоу.

на уплотняющую плоскость регулируется специальными пружинами с помощью винтов (фиг. 67).

Диаметр диска последней ступени турбины равен 1980 мм, длина лопаток — 685 мм, радиальный зазор — 23 мм.



Фиг. 67. Уплотнение вала ртутнопаровой турбины станции Саус-Мидоу (на стороне вакуума).

Турбина 20 000 кВт выполнена двухпоточной, по 5 активных ступеней в потоке. Двухпоточная конструкция устраняет уплотнение со стороны впуска пара. Уплотнение низкого давления (со стороны вакуума) показано на фиг. 70 и имеет назначением не допускать проникновения атмосферного воздуха в ртутнопаровую полость турбины. Это уплотнение допускает поступление атмосферного воздуха до $6-8 \text{ м}^3/\text{час}$, что не вызвало чрезмерного окисления ртути в системе, но и все же было весьма нежелательно. Впоследствии было сконструировано уплотнение с гидравлическим ртутным затвором (фиг. 71), которое снизило просос воздуха до $0,03 \text{ м}^3/\text{час}$.

В корпусе турбины предусмотрены специальные карманы для улавливания капель ртути из потока ртутного пара в последних ступенях. Внутренний относительный к. п. д. турбины около 75% и выше.

Зазоры между направляющим аппаратом и лопатками выполнены достаточно большими для компенсации температурных расширений. Осевой сдвиг может достигать 25 мм.

Вес ртутнопаровой турбины составляет 115 т, вес генератора к ней 88,5 т.

Ртутный пар поступает к турбине с давлением 9,75 ата и температурой 515°C , проходя последовательно через два клапана, управляемые сервомоторами. Первый из них является паровпускным и может устанавливаться от руки пропуском масла к поршню сервомотора. Второй клапан (расположен у турбины) открывается автоматически при достижении определенного давления масла. Этот регулирующий клапан обычно открыт полностью и закрывается под действием регулирующего механизма лишь при значительном повышении числа оборотов по сравнению с рабочим.

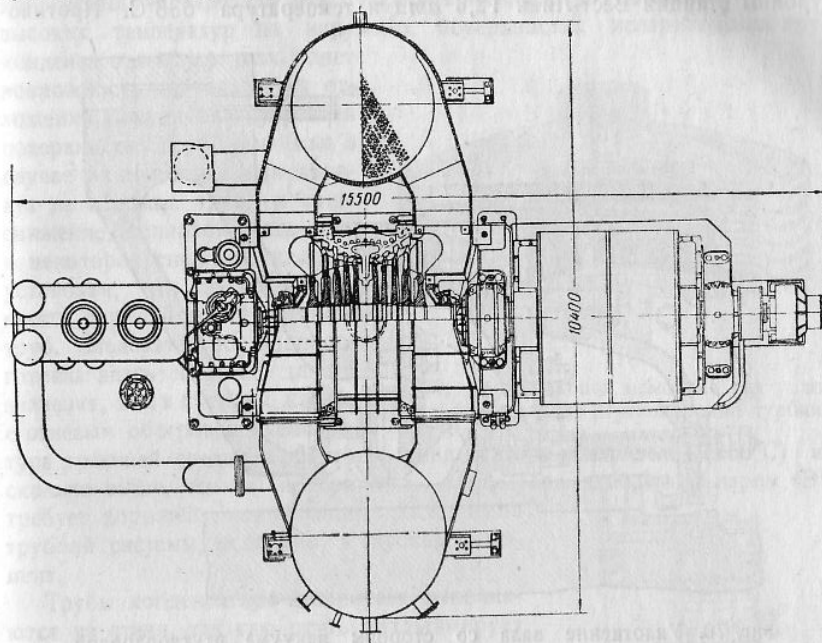
В 1929 г. ртутнопаровая турбина станции Саус-Мидоу потерпела аварию. Были замечены сильные вибрации турбины, причиной которых оказалось трение диафрагмы о 1-е рабочее колесо. 2-й и 3-й диски также оказались частично поврежденными. Трение возникло при разрыве шпилек, крепящих первую диафрагму к корпусу, вследствие неравномерного прогиба диафрагмы под действием высокой температуры. Новые диафрагмы были изготовлены из никелевой стали, причем конструкция их подверглась некоторым изменениям.

Ртутнопаровые турбины станций Скенэктеди и Кирни (фиг. 68 и 69) однотипны. Мощность каждой — 20 000 кВт при 900 об/мин.

Турбина 20 000 кВт выполнена двухпоточной, по 5 активных ступеней в потоке. Двухпоточная конструкция устраняет уплотнение со стороны впуска пара.

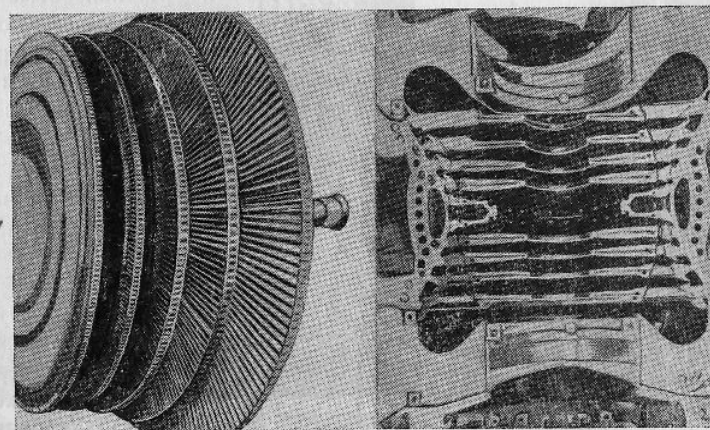
Уплотнение низкого давления (со стороны вакуума) показано на фиг. 70 и имеет назначением не допускать проникновения атмосферного воздуха в ртутнопаровую полость турбины.

Нагрузка ртутнопаровой турбины зависит от давления в котле и количества сжигаемого топлива, но может также изменяться путем перестановки (от руки) регулирующего клапана.



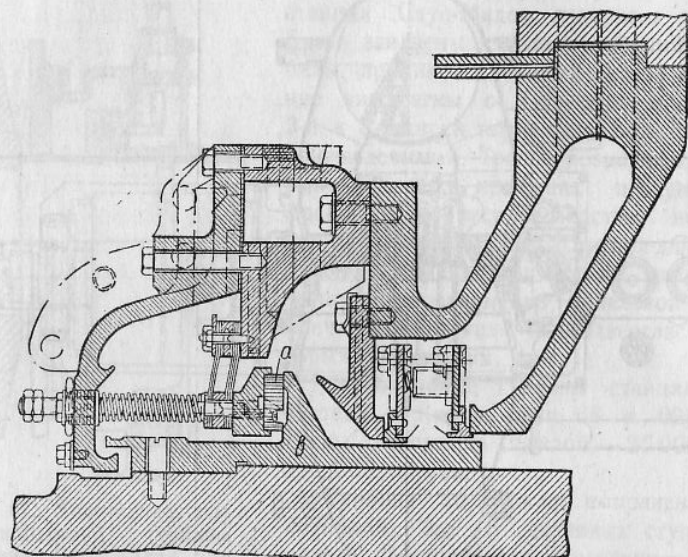
Фиг. 68. Ртутнопаровая турбина с конденсаторами-испарителями станции Скенэктеди (горизонтальный разрез).

Уплотнение штоков клапанов турбины достигается применением гармоновых мембран, деформация которых соответствует ходу клапана. Гармоновая мембрана изображена на фиг. 72.



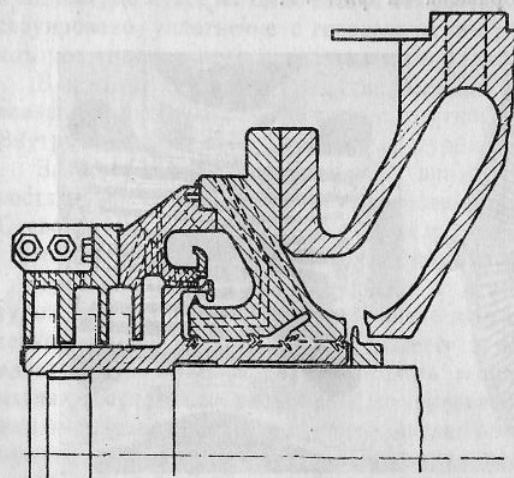
Фиг. 69. Ротор и корпус ртутнопаровой турбины Кирни.

Ртутнопаровые турбины станций Вест-Линн и Питтсфилд имеют мощность по 1000 квт при 3600 об/мин. Турбины — пятиступенчатые, ротор выполнен в виде консоли. Начальное давление ртутного пара у турбины станции Вест-Линн 12,6 ата и температура 538°C. Противо-



Фиг. 70. Уплотнение вала со стороны вакуума ртутнопаровой турбины станции Скенэктеди:
а — бакелитовое кольцо; в — выступ втулки вала.

давление ее — 0,1 ата, чему соответствует температура конденсации 250°C. Высокое давление ртутного пара перед турбиной и большое число оборотов отличают эти ртутнопаровые турбины от предшествующих. По подсчетам, внутренний относительный к. п. д. этих турбин лежит в пределах 65—70%.



Фиг. 71. Центробежное уплотнение вала ртутнопаровой турбины.

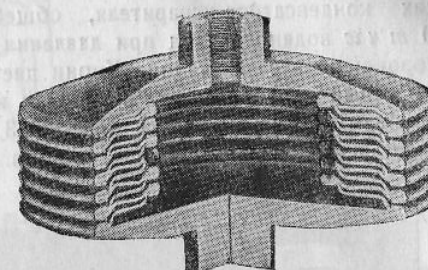
Конденсаторы-испарители и вспомогательное оборудование

Конденсатор ртутнопаровой турбины является одновременно и генератором водяного пара (котел, испаритель). Условия работы конденсатора-испарителя по водяной сто-

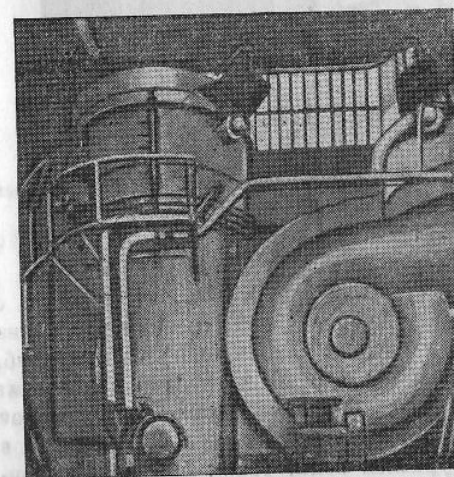
роне те же, что и в обычных испарителях, котлах и лапфумформерах.

Со стороны греющей среды условия работы поверхности нагрева конденсатора-испарителя резко отличны от паровых котлов. Отсутствие высоких температур на наружных поверхностях конденсатора-испарителя дает возможность не опасаться отложений накипи на внутренней поверхности труб, так как в случае их появления они вызовут не пережог труб, а лишь снижение тепловой мощности и некоторое снижение к. п. д. установки, что легко устраняется периодической чисткой труб. Следовательно, водоподготовка здесь не имеет такого значения, как в паровых котлах с огневым обогревом. Температура греющей среды в ртутном конденсаторе-испарителе (250°C) несколько выше, чем в испарителях, обогреваемых водяным паром. Это требует хорошей компенсации расширения трубной системы, особенно в пусковой момент.

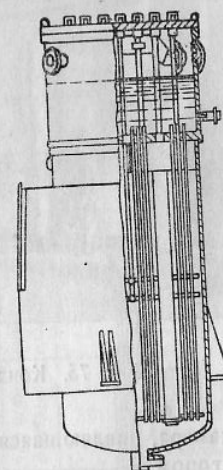
Трубы конденсатора-испарителя выполняются из стали, так как ртуть амальгамирует цветные металлы. Соединения конденсатора-испарителя должны быть герметичны во избежание утечки ртутного пара при повы-



Фиг. 72. Гармониковая мембрана для уплотнения штока клапана ртутнопаровой турбины.



Фиг. 73. Конденсатор-испаритель станции Саус-Мидоу.



Фиг. 74. Конденсатор-испаритель станции Скенэктеди.

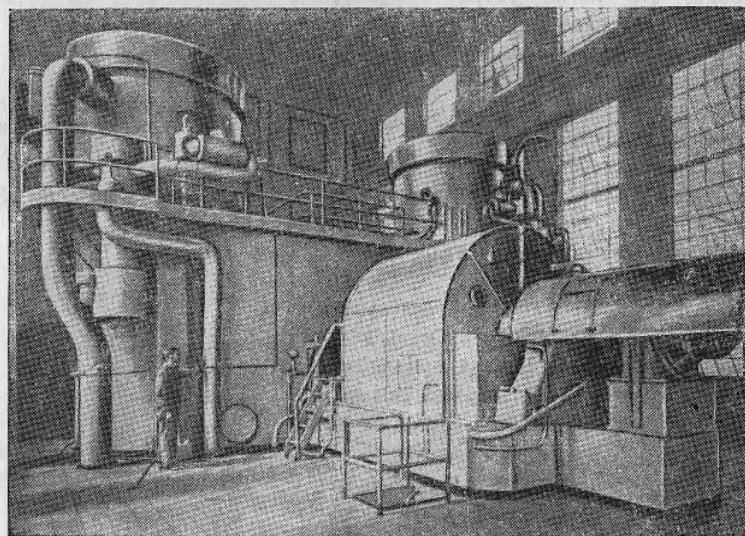
шении давления в ртутной полости и для предотвращения засоса атмосферного воздуха при работе на вакууме.

Конденсаторы-испарители ртутно-водяных установок станций Дэч-Пойнт и Саус-Мидоу показаны на фиг. 65 и 73.

На фиг. 74 показан конденсатор-испаритель станции Скенэктеди.

Турбины 20 000 квт станций Кирни и Скенэктеди имеют по два таких конденсатора-испарителя, общей паропроизводительностью по 110 т/час водяного пара при давлении 31,5 атм. Общий вид конденсаторов-испарителей станции Кирни дается на фиг. 75.

Ртутный пар поступает в корпус конденсатора-испарителя по двум патрубкам. Диаметр корпуса — около 3 м. Конденсат ртутного пара стекает через штуцер в днище корпуса. Над трубной доской располо-



Фиг. 75. Конденсатор-испаритель станции Кирни.

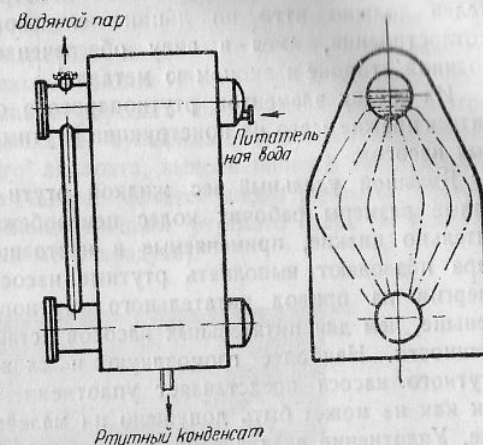
жена камера, являющаяся водяным аккумулятором и паросборным коллектором.

В трубную доску вварены стальные трубы длиной 4850 мм, с наружным диаметром 51 мм, с заглушенными нижними концами.

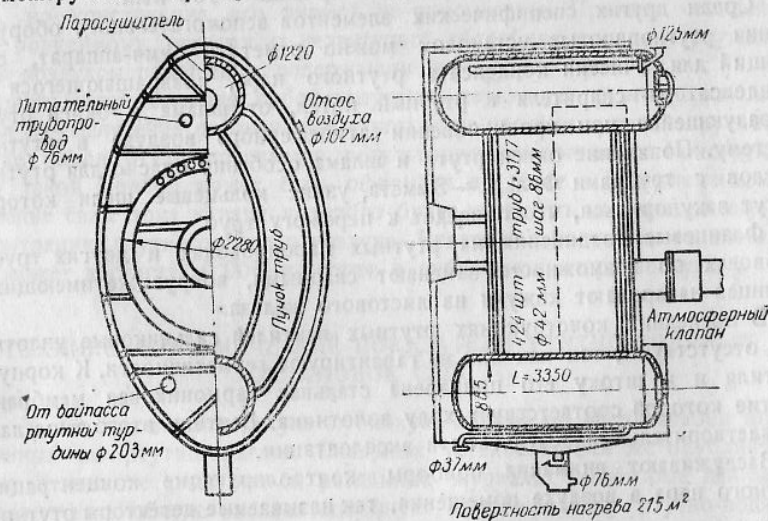
Внутри этих труб помещаются стальные трубы меньшего диаметра с открытыми верхними и нижними концами. По внутренним трубам из верхней камеры вода поступает к нижним концам обогреваемых труб. В кольцевой щели между внутренней и наружной трубами происходит процесс парообразования. Пароводяная эмульсия поднимается по этой кольцевой щели в водяную камеру, и пузырьки пара прорываются в паросборное пространство над уровнем воды. Таким образом, испарительные элементы конденсаторов-испарителей представляют собой известные трубки Фильда, аналогичные по конструкции применяемым в паровых котлах.

На станции Скенэктеди питательные трубки конденсаторов-испарителей для улучшения циркуляции изогнуты у верхнего конца наружной трубы и крепятся в отверстиях, прорезанном в ее стенке. При таком устройстве можно избежать столкновения нисходящих потоков воды и восходящих потоков пароводяной эмульсии. Паровая камера конденсатора-испарителя рассчитана на давление пара свыше 30 атм и имеет толстостенную цилиндрическую часть, а также массивные верхнюю крышку и трубную доску, что делает конденсатор-испаритель такой конструкции громоздким и тяжелым (вес двух корпусов — 236 т).

Для ртутнопаровой турбины станции Вест-Линн фирма G. E. Co отказалась от старого типа конденсатора-испарителя с трубками Фильда. Новый конденсатор-испаритель (фиг. 76) выполнен в виде двухбарабанного водотрубного котла, в межтрубном пространстве которого конденсируется ртутный пар.



Фиг. 76. Конденсатор-испаритель ртутнопаровой установки в Вест-Линне (схематическое изображение).



Фиг. 77. Конденсатор-испаритель двухбарабанного вертикально водотрубного типа по одному из последних проектов.

Ртутная турбина расположена внутри кожуха конденсатора-испарителя. Эта конструкция является более простой и удачной по сравнению с предыдущими.

Конденсатор-испаритель аналогичной конструкции изображен на фиг. 77 по одному из последних проектов.

Дальнейшее совершенствование конструкции конденсаторов-испарителей должно идти по линии использования последних достижений котлостроения, имея в виду обеспечение надежной циркуляции на водяной стороне и экономию металла¹.

Из других элементов ртутнопарового оборудования следует остановиться прежде всего на конструкции ртутных питательных и циркуляционных насосов.

Большой удельный вес жидкой ртути обуславливает сравнительно малые размеры рабочих колес центробежных ртутных насосов. Относительно низкие, применяемые в настоящее время давления ртутного пара позволяют выполнять ртутные насосы одноступенчатыми. Расход энергии на привод питательного ртутного насоса в несколько раз меньше, чем для питательных насосов установок водяного пара той же мощности. Наиболее громоздкую и сложную часть в конструкции ртутного насоса представляет уплотнение вала со стороны нагнетания, так как не может быть допущено ни малейшей утечки ртути в помещение. Уплотнение вала достигается лабиринтами, гидравлическими затворами и отражательными кольцами, скользящими по поверхности вала. Детали конструкции ртутных насосов Г. Е. Со держит в секрете. О ртутном насосе станции Скенэктеди известно лишь, что он вертикальный, одноступенчатый, диаметр рабочего колеса — 280 мм, число оборотов в минуту — 1800, напор — около 25 ат, производительность — около 1000 т/час, мощность привода — 160 квт.

Среди других специфических элементов вспомогательного оборудования ртутнопаровых установок можно отметить зумп-аппарат, служащий для очистки конденсата ртутного пара, возвращающегося из конденсатора-испарителя в ртутный котел, от шлама и окиси ртути, образующейся при проникновении атмосферного воздуха в ртутную систему. Попадание окиси ртути и шлама особенно опасно для ртутных котлов с трубками Фильда—Эммета, узкие кольцевые щели которых могут закупориться, что приведет к пережогу труб.

Фланцевые соединения на ртутных паропроводах и других трубопроводах по возможности заменяют сварными, вокруг же имеющих фланцев наваривают кожухи из листового железа.

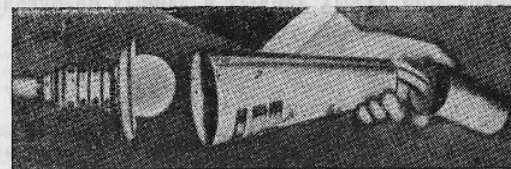
В последних конструкциях ртутных вентилях сальниковые уплотнения отсутствуют, так как они не гарантируют герметичности. К корпусу вентиля и к штоку его приварена стальная гармониковая мембрана, сжатие которой соответствует ходу золотника. Вентиля этого типа дали удовлетворительные результаты в эксплуатации.

Заслуживают внимания приборы, контролирующие концентрацию ртутного пара в воздухе помещения, так называемые детекторы ртутного пара.

Первым автоматическим детектором на установках Г. Е. Со был прибор с лентой, покрытой селеновым сульфидом, темнеющим в при-

¹ Именно такая конструкция конденсатора-испарителя была разработана ЦКТИ в первом же проекте ртутно-водяной бинарной установки на 10 000 квт в 1936 г. (см. ниже).

сутствии ртутного пара. Изменение окраски ленты с помощью фотоэлемента передавалось на указатель концентрации ртутного пара. Недостатком этого прибора является его невысокая чувствительность и отсутствие реакции на ртуть в виде окиси. Одна из упрощенных моделей детектора ртутного пара изображена на фиг. 78. Специальная электролампа создает вертикальный поток атмосферного воздуха, подлежащего анализу на содержание ртутного пара. Восходящий поток воздуха омывает ленту с селеновым сульфидом, протягиваемую через верхнюю часть направляющего аппарата, выполненного в виде усеченного конуса. На поверхности конуса имеется шкала оттенков цветов, соответствующих различным концентрациям ртутного пара в воздухе (в миллиграммах на кубический метр воздуха).



Фиг. 78. Детектор ртутного пара Г. Е. Со.

В литературе встречается описание принципа действия более совершенного детектора ртутного пара конструкции Г. Е. Со („электрический нос“), но конструкция его фирмой не описывается. Принцип его действия, повидимому, основан на селективной абсорбции излучения ртутной лампы воздухом помещения, содержащим пары ртути (фиг. 79).

Кривая *a* представляет собой излучение первичной ртутной лампы, кривая *b* — излучение резонансной лампы. При наличии в анализируемом воздухе паров ртути получается результирующая кривая *c*. Конструктивно такой прибор может быть оформлен по схеме с фотоэлементом, изменение силы тока в цепи которого будет указывать на определенную концентрацию ртутного пара в воздухе. Чувствительность такого детектора может достигать 0,005 мг ртути в кубическом метре воздуха.

IV. ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКИЕ ПОКАЗАТЕЛИ РТУТНО-ВОДЯНЫХ УСТАНОВОК США

Г. Е. Со чрезвычайно скупко публикует данные по эксплуатации построенных ею ртутно-водяных бинарных установок. Все же опубликованные в течение ряда лет в различных журналах некоторые данные позволяют дать общую эксплуатационную характеристику ртутно-водяных установок США.

В 1924 г. в докладе Американской ассоциации инженеров-механиков Эммет сообщил, что на ртутно-водяной установке станции Лэч-Пойнт даже при нагрузке ртутнопаровой турбины 1200 квт (внутренний относительный к. п. д. 60%) и при рабочем давлении ртутного пара всего 2,54 ата достигнут удельный расход тепла 3020 ккал/квт-ч, чему соответствует экономический к. п. д. нетто 28,5%.

Таким образом, уже первая ртутно-водяная установка, даже при малой мощности и низком начальном давлении ртутного пара, вышла на уровень самых лучших в мире мощных установок водяного пара с высокими начальными параметрами.

Показатели ртутно-водяной установки станции Саус-Мидоу еще значительнее. При начальном давлении ртутного пара 5,9 *ата* и мощности ртутнопаровой турбины 10 000 *квт* эта установка достигла экономического к. п. д. нетто 34—35%.

В табл. 13 дается сопоставление проектных данных станции Саус-Мидоу с эксплуатационными данными 1928 г.

Таблица 13

Сопоставление проектных данных и данных по эксплуатации ртутнопаровой установки Саус-Мидоу

Наименование величин	Проектные данные	Эксплуатационные данные
Ртутная ступень		
Мощность турбины в <i>квт</i>	10 000	10 000
Число оборотов в минуту	720	720
Часовой расход ртутного пара в <i>кг</i>	520 000	—
Давление ртутного пара у вентилей турбины в <i>ата</i>	5,9	5,76
Противодавление ртутной турбины в <i>ата</i>	0,06	0,045
Температура ртутного пара за турбиной в °C	235	—
Водяная ступень		
Часовой расход водяного пара в <i>кг</i>	56 800	59 000
Давление водяного пара в <i>ата</i>	25,5	20,0
Температура пара в °C	370	430
Топливо и продукты сгорания		
Часовой расход угля в <i>кг</i>	6 550	7 050
Теплотворная способность в <i>ккал/кг</i>	8 050	7 950
Температура воздуха, поступающего в топку, в °C	200	206
Температура газов за ртутным экономайзером в °C	510	595
Температура газов за перегревателем водяного пара в °C	242	382
Температура газов за водяным экономайзером в °C	243	—
Температура уходящих газов в °C	138	155

Как видно из таблицы, проектные предположения в основном подтвердились эксплуатацией.

Произведенные на основе этой таблицы расчеты показывают, что уже в первое время эксплуатации этой установки достигнут экономический к. п. д. 33—34%.

В табл. 14—18 показано изменение удельных расходов тепла на станции Саус-Мидоу.

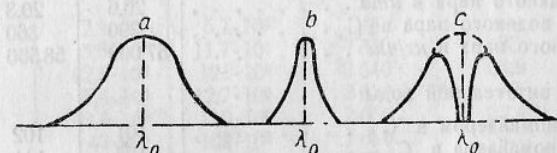
Таблица 14

Наименование величин	Г о д ы										
	1928	1929	1930	1931	1932	1933	1934	1935	1936	1937	1938
Выработка электроэнергии ртутной частью в %	49,7	46,6	42,6	41,3	44,1	42,7	41,2	38,9	40,2	40,0	41,0
Выработка электроэнергии пароводяной частью в %	50,3	53,3	57,4	58,7	55,9	57,3	58,8	61,1	59,8	60,0	59,0

Таблица 15

Наименование величин	Месяцы 1937 г.					
	январь	февраль	март	апрель	май	июнь
Выработка электроэнергии ртутной частью 10 ⁶ в <i>квт-ч</i>	3,92	4,19	5,81	1,16	2,42	3,89
То же пароводяной частью 10 ⁶ в <i>квт-ч</i>	6,46	6,32	8,31	1,59	4,27	6,34
Число часов работы	737	633	744	192	569	658
Удельный расход тепла нетто в <i>ккал/квт-ч</i>	2520	2550	2520	3100	2620	2530
Экономический к. п. д. установки нетто в %	34,2	33,7	34,2	27,8	32,8	33,8

В таблицах обращает на себя внимание значительное колебание удельного расхода тепла в разные годы и даже в течение отдельных месяцев 1937 г. Это в значительной мере объясняется изменением на-

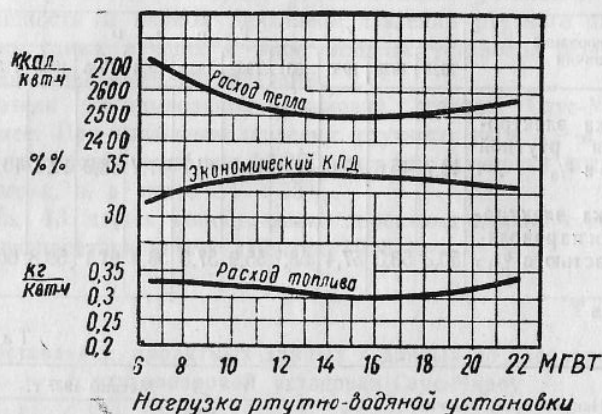


Фиг. 79. Селективная абсорбция излучения первичной ртутной лампы средой, содержащей пары ртути.

грузки установки в целом и, в частности, нагрузки ртутной ступени, что приводит к увеличению общего удельного расхода тепла в установке.

Наиболее важный вывод из приведенных таблиц сводится к констатированию факта повышения надежности работы ртутнопарового оборудования станции Саус-Мидоу.

На фиг. 80 показано изменение экономического к. п. д. нетто станции Саус-Мидоу и удельного расхода тепла на ней при различных нагрузках. Из фигуры видно, что при экономической нагрузке установки удельный расход тепла близок к 2500 *ккал/квт ч*, чему соответствует общий к. п. д. нетто установки 35%.



Фиг. 80. К. п. д. ртутно-водяной установки Саус-Мидоу.

Таблица 16

Наименование величин	Первая половина 1930 г.	Девять месяцев 1930 г.	Октябрь 1928 г.
Нагрузка ртутной турбины в квт	10 000	10 000	10 000
Число оборотов в минуту	720	720	720
Давление ртутного пара у вентиля турбины в ата	5,9	4,6	5,9
Температура ртутного пара в °С	473	453	474
Расход ртутного пара в кг/час	—	—	523 000
Противодавление ртутной турбины в ата	0,053	0,05	0,065
Температура ртутного пара в конденсаторе в °С	230	227	242
Давление водяного пара в ата	20,6	20,3	25,5
Температура водяного пара в °С	390	360	372
Расход водяного пара в кг/час	57 000	58 500	57 700
Температура питательной воды:			
перед экономайзером в °С	101	102	—
после экономайзера в °С	125	141	—
Температура газов:			
за ртутным котлом в °С	—	650	—
за ртутным экономайзером в °С	—	532	—
за перегревателем водяного пара в °С	—	347	—
за водяным экономайзером в °С	—	272	—
Температура уходящих газов в °С	168	155	—
Температура воздуха:			
перед воздухоподогревателем в °С	—	24	—
за воздухоподогревателем в °С	—	196	—
Часовой расход угля в кг/час	7 050	7 080	6 560
Теплотворная способность угля в ккал/кг	7 950	7 925	8 050
Содержание CO ₂ в дымовых газах в %	14,0	14,25	—

В табл. 16 и 17 приводятся некоторые показатели работы этой установки за 1928 и 1930 гг., а в табл. 18 — за 1928 — 1940 гг.

Таблица 17

Наименование величин	1930 г.	
	сентябрь	октябрь
Расход угля в кг	4 580 000	4 640 000
Выработка электроэнергии ртутной частью в квт-ч	6 079 000	6 296 000
Расход водяного пара в кг	37 200 000	39 600 000
Выработка электроэнергии за счет водяного пара в квт-ч	8 180 000	8 723 000
Расход электроэнергии на собственные нужды в квт-ч	272 180	271 610
Отпущено электроэнергии в квт-ч	13 987 320	14 747 390
Удельный расход угля в кг/квт-ч	0,321	0,314
Число часов работы	660	686
Коэффициент эксплуатации	92,5	92,2
Коэффициент использования	84,7	86,4
Экономический к. п. д. в % ($Q_H^p = 8000$ ккал/кг)	33,4	34,3

В некоторые периоды эксплуатации экономический к. п. д. нетто этой установки достигал 35,5%¹.

По данным 1938 г. ("Power Plant Engineer." № 1, 1938), средний удельный расход тепла на станции Саус-Мидоу равен 2500 ккал/квт-ч, чему соответствует среднегодовой к. п. д. нетто около 34,5%.

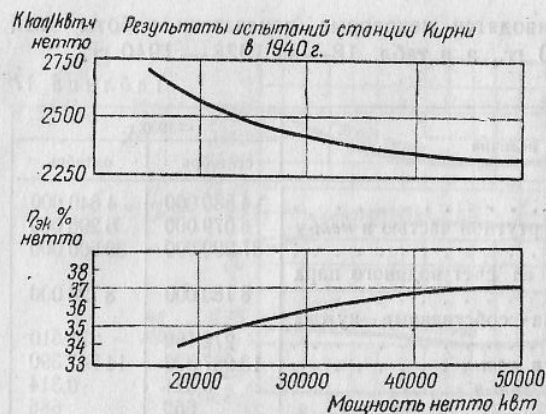
На ртутно-водяных установках станций Кирни и Скенэктеди наблюдались трудности в освоении ртутнопарового оборудования, что отра-

Таблица 18

Эксплуатационные показатели ртутнопаровой установки Саус-Мидоу

Год	Выработка электроэнергии в квт-ч		Расход тепла в ккал/квт-ч	Экономический к. п. д. в %	Число часов работы
	ртутной ступенью	всего			
1928	2,9·10 ⁶	5,7·10 ⁶	—	—	429
1929	5,6·10 ⁶	11,7·10 ⁶	2 810	33	993
1930	52,5·10 ⁶	121·10 ⁶	2 540	33,9	6 157
1931	5,4·10 ⁶	12,7·10 ⁶	2 830	32	651
1932	49,4·10 ⁶	110·10 ⁶	2 650	32,4	6 516
1933	43·10 ⁶	102·10 ⁶	2 630	32,7	6 753
1934	51,78·10 ⁶	124,3·10 ⁶	2 722	31,6	7 593
1935	49,2·10 ⁶	122,1·10 ⁶	2 570	33,5	7 212
1936	52,7·10 ⁶	129,3·10 ⁶	2 560	33,6	7 309
1937	50·10 ⁶	125,8·10 ⁶	2 540	33,9	7 729
1938	49,7·10 ⁶	123·10 ⁶	2 520	34,2	7 684
1940	27,7·10 ⁶	74,9·10 ⁶	2 570	32,5	5 162
по сентябрь	—	—	—	—	—
Всего по 25 сентября 1940 г.	488·10 ⁶	1193·10 ⁶	—	—	72 331
По сентябрь 1942 г.	—	—	—	—	80 000

¹ Считая по высшей теплотворной способности топлива, как это принято в США. В пересчете на низшую теплотворную способность топлива экономический коэффициент полезного действия значительно повышается.



Фиг. 81. К. п. д. ртутно-водяной установки станции Кирни.

жалось на технико-экономических показателях этих установок. Все же показатели свидетельствуют об исключительной термической эффективности ртутно-водяного цикла.

На станции Кирни гарантийный удельный расход тепла („Combustion“ № 4, 1936) составляет 2400 ккал/кВт-ч, чему соответствует общий к. п. д. установки 35,8%. В эксплуатации достигнут удельный расход тепла

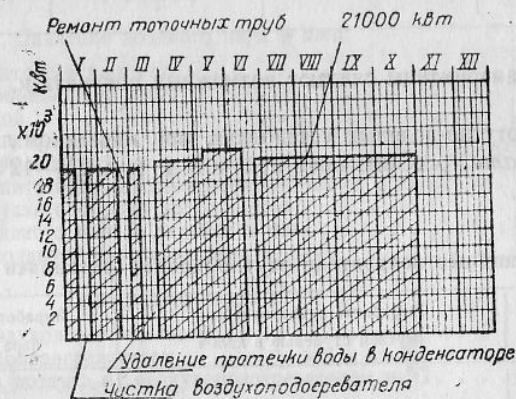
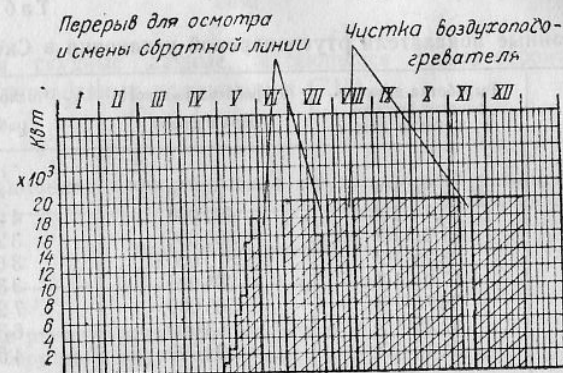
Таблица 19

Эксплуатационная характеристика ртутнопаровой установки в Кирни

№ опытов	1	2	3	4	5	6	7	8
Наименование								
Нагрузка ртутнопаровой турбины в кВт	6 250	7 763	10 188	12 762	15 333	17 683	20 213	20 175
Расход водяного пара в т/час	57	64	81	96,2	109	123	139	139,4
Давление водяного пара в кг/см ²	24,6	24,9	24,9	25	25	25,2	25,1	25,2
Температура водяного пара в °С	352	364	375	362	371	364	377	374
Температура питательной воды в °С	190	152	190	189	188	186	189	189
Эквивалентная мощность пароводяной турбины в кВт	11 863	13 497	17 290	20 223	23 141	26 185	29 790	29 713
Общая мощность в кВт	18 113	21 262	27 478	32 935	38 477	43 868	50 003	49 888
Мощность вспомогательных механизмов в кВт	396	466	610	743	887	1 034	1 212	1 208
Мощность нетто в кВт	17 717	20 794	26 868	32 192	37 587	42 834	48 791	48 680
Расход жидкого топлива в т/час	4,3	4,56	4,42	4,29	4,18	4,22	4,17	4,16
Температура уходящих газов в °С	156	187	188	189	180	190	195	191
Теплотворная способность топлива в ккал/кг	10 150	10 150	10 150	10 150	10 148	10 148	10 148	10 148
Удельный расход тепла в ккал/кВт-ч	2 462	2 540	2 460	2 381	2 330	2 340	2 320	2 308
То же, приведенный к температуре уходящих газов 189°С	2 508	2 539	2 460	2 381	2 335	2 338	2 310	2 305

2300 ккал/кВт-ч, т. е. к. п. д. установки равен 37,3% (табл. 19 и 21, фиг. 81), считая по высшей теплотворной способности топлива.

На фиг. 82 дается график эксплуатации этой установки в 1940—1941 гг. (с новым ртутнопаровым котлом).



Фиг. 82. График эксплуатации установки станции Кирни за 1940 и 1941 гг. (дается мощность только ртутной ступени).

Некоторые характеристики работы ртутно-водяной установки станции Скенэктеди при 60% нагрузке приведены в табл. 22 (по данным инж. Тарашанского).

Пароводяная часть станции Скенэктеди является теплофикационной, отдающей отработавший пар на производственные нужды. Поэтому конденсационный режим для нее не характерен, и приводимый в литературе условный экономический к. п. д. этой станции в 36% может служить только для грубой оценки эффективности этой ртутно-водяной установки, так как конденсационная установка при тех же параметрах ртутного пара может иметь к. п. д. 37—38%.

Эксплуатационные данные по двум последним ртутно-водяным установкам США — Питтсфилд и Вест-Линн — не опубликованы. По проектным данным, экономический к. п. д. этих установок 30,5%. Для установок водяного пара такой мощности (2500 *квт*) при самых оптималь-

Таблица 20

Эксплуатационные показатели ртутнопаровой установки в Скенэктеди

Год	Выработка электроэнергии ртутной ступенью в <i>квт-ч</i>	Выработка водяного пара в <i>т/год</i>	Число часов работы
1933	2,54·10 ⁶	28 700	425
1934	52,14·10 ⁶	492 000	4 921
1935	31,3 ·10 ⁶	300 000	3 203
1936	28,25·10 ⁶	310 000	3 671
1937	17,0 ·10 ⁶	256 000	3 375
1938	36,75·10 ⁶	505 000	7 225
1939	47,35·10 ⁶	513 000	6 384
1940 по сентябрь	36,46·10 ⁶	394 000	4 550
В с е г о . . .	251,85·10 ⁶	2 840 000	33 759

ных условиях американцы считают возможным получить к. п. д. не выше 18 — 20%.

На новых ртутно-водяных установках, при начальном давлении ртутного пара 10 *ата*, рассчитывают получить к. п. д. 41—42%.

Таблица 21

Эксплуатационные показатели ртутнопаровой установки в Кирни

Год	Выработка электроэнергии ртутной ступенью в <i>квт-ч</i>	Выработка водяного пара в <i>т/год</i>
1933	51,15·10 ⁶	468 000
1934	46,02·10 ⁶	454 000
1935	72,49·10 ⁶	700 000
1936	36,68·10 ⁶	396 000
1937	42,6 ·10 ⁶	412 000
1938 по 1 сентября	28,92·10 ⁶	297 000
В с е г о . .	277,88·10 ⁶	2 720 000

При повышении начального давления ртутного пара до 35 *ат*, когда это позволит температуростойкость котлотурбинных материалов, американские специалисты считают возможным получить экономический к. п. д. нетто ртутно-водяной установки 46,0%.

Если сопоставить это с удельным расходом тепла в лучшей установке водяного пара высокого давления (Твин-Бренч, 2610 *ккал/квт*), то возможная экономия топлива составит

$$\frac{2610 - 1885}{2610} \cdot 100 = 29\%$$

Таковы скудные данные, касающиеся опыта строительства и развития ртутно-водяных установок в США.

Таблица 22

Эксплуатационная характеристика ртутнопаровой установки Скенэктеди

Наименование величин	Эксплуатационные данные
Нагрузка ртутнопаровой турбины в <i>квт</i>	12 500
Число оборотов в минуту	900
Давление ртутного пара перед турбиной в <i>ата</i>	6,6
Нагрузка турбины водяного пара в <i>квт</i>	4 100
Число оборотов в минуту	3 600
Давление водяного пара в <i>ата</i> :	
в конденсаторе-испарителе	31
перед турбиной	26
за турбиной	6,6
Температура питательной воды в °С	127
Паропроизводительность конденсаторов-испарителей в <i>кг/час</i>	86 500
Давление в питательной линии ртутного котла в <i>кг/см²</i>	21
Давление ртутного пара в котле в <i>ата</i>	7
Давление водяного пара в экранах в <i>ата</i>	31
Выработка водяного пара в экранах в <i>кг/час</i>	36 500
Температура газов в °С:	
перед воздухоподогревателем	405
за воздухоподогревателем	270
Температура воздуха за воздухоподогревателем в °С	300
Разрежение в <i>мм вод. ст.</i> :	
в топке	9
в первом газоходе	25
за котлом	38
у дымососа	165

ГЛАВА III ИССЛЕДОВАНИЕ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА В ЭЛЕМЕНТАХ РТУТНО-ПАРОВОГО ОБОРУДОВАНИЯ

I. ТЕПЛОФИЗИЧЕСКИЕ СВОЙСТВА РТУТИ В ЖИДКОЙ И ПАРОВОЙ ФАЗАХ

Некоторые особенности ртути как жидкости

В отличие от других жидкостей ртуть обладает исключительно большими силами межмолекулярного сцепления.

Мера напряженности действующих в жидкости межмолекулярных сил может характеризоваться любым молекулярным свойством ее — внутренним давлением K , поверхностным натяжением жидкости на границе с постоянной средой σ , коэффициентом сжимаемости β , теплотой испарения r и т. д.

Сопоставим некоторые молекулярные свойства ртути со свойствами воды и других жидкостей.

Теория Ван-дер-Ваальса рассматривает непрерывность газообразного и жидкого состояния вещества. Согласно этой теории жидкость можно представлять как сильно сжатый газ, на который качественно распространяемо уравнение Ван-дер-Ваальса

$$\left(P + \frac{a}{v^2}\right)(V - b) = R \cdot T,$$

где P — внешнее давление;

V — объем;

T — температура.

Член $\frac{a}{v^2}$ учитывает силы межмолекулярного сцепления вещества и представляет собой внутреннее (кохезионное) давление K .

Теория Ван-дер-Ваальса устанавливает связь между коэффициентами a и b и параметрами критического состояния. Параметры критического состояния ртути известны: $t_{кр} = 1400^\circ\text{C}$, $P_{кр} = 1000 \text{ ат}$, $V_{кр} = 0,2 \text{ л/кг}$. Не представляет труда вычислить молекулярное давление ртути K . Имеется возможность установить связь между различными молекулярными свойствами ртути. Поверхностное натяжение σ на границе с постоянной средой связано с внутренним давлением K уравнением

$$K = \frac{2\sigma}{d},$$

где d — расстояние между молекулами.

Связь между внутренним давлением K и теплотой испарения жидкости по Стефану (Stefan):

$$K = \frac{r}{v_0},$$

здесь r — теплота испарения;

v_0 — удельный объем жидкости.

Приведем для сравнения величины внутреннего давления для ртути, эфира и воды:

Вещество	Внутреннее давление $K \text{ ат}$		
	из уравнения состояния	по уравнению $K = \frac{r}{v_0}$	по уравнению $K = \frac{2\sigma}{d}$
Ртуть	39 200	36 000	38 000
Эфир	2 400	2 800	—
Вода	10 700	—	—

Из таблицы видно, что силы межмолекулярного сцепления ртути значительно превосходят по величине силы сцепления других жидкостей. Поэтому молекулы ртути, находящиеся на границе двух фаз (жидкой и газообразной), вблизи свободной поверхности жидкости, испытывают сильнейшее воздействие со стороны молекул, находящихся внутри жидкости. Величина поверхностного натяжения σ является удобной характеристикой межмолекулярного действия в фазах независимо от того, какие пары фаз рассматриваются (жидкость — газ, жидкость — пар, жидкость — твердая стенка).

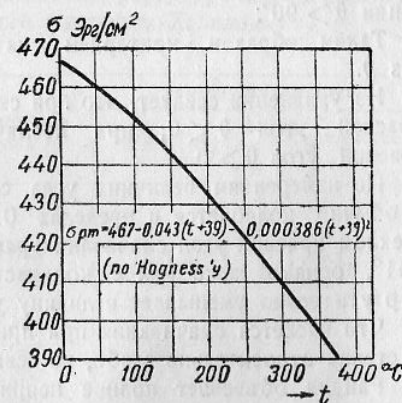
Сравним величины поверхностного натяжения σ для нескольких жидкостей при комнатной температуре:

Углеводороды . .	17 эрг/см ²
Масло	20 "
Вода	73 "
Ртуть	460 "

С повышением температуры поверхностное натяжение уменьшается (фиг. 83).

Если жидкость граничит не с газом, а с твердым телом, то и в этом случае понятие полярности сохраняет свой основной смысл, и поведение граничного слоя у стенки может определяться соотношением полярности твердого тела и жидкости.

С полярностью жидкости связана смачиваемость стенки.



Фиг. 83. Зависимость поверхностного натяжения чистой ртути от температуры.

Для удобства анализа этого явления воспользуемся, по Ребиндеру, понятиями „смачиваемость“ двух видов:

а) смачивание при растекании (на смежной границе трех фаз; в интересующем нас случае на границе: твердое тело — жидкость — насыщенный пар жидкости);

б) смачивание при прилипании (на границе двух фаз: твердое тело — жидкость).

В первом случае условие равновесия всех сил, действующих на элемент жидкости, наглядно показано на фиг. 84, где на схеме а пред-



Фиг. 84. Краевой угол смачивания θ при растекании на границе трех фаз.

ставлен пузырь водяного пара на поверхности твердого тела, а на схеме б — пузырь ртутного пара.

σ_{12} , σ_{13} , σ_{23} означают поверхностное натяжение на границе соответствующих фаз.

Условия равновесия действующих на элемент жидкости сил могут быть выражены формулой Гаусса—Лапласа

$$\sigma_{12} \cos \theta + \sigma_{13} = \sigma_{23}.$$

Отсюда

$$\cos \theta = \frac{\sigma_{23} - \sigma_{13}}{\sigma_{12}},$$

где θ — краевой угол смачивания, образованный поверхностью твердого тела и касательной к мениску.

Очевидно, что для смачивающей жидкости $\theta < 90^\circ$, а при несмачивании $\theta > 90^\circ$.

Таким образом, критерием смачивания является величина θ или $\cos \theta$.

Из уравнения следует, что при смачивании $\sigma_{23} - \sigma_{13} > 0$ и $\sigma_{23} > \sigma_{13}$, краевой угол $\theta < 90^\circ$; при несмачивании $\sigma_{23} - \sigma_{13} < 0$ и $\sigma_{23} < \sigma_{13}$, краевой угол $\theta > 90^\circ$.

По измерениям величина угла смачивания для воды близка к нулю и обычно колеблется в пределах $0-40^\circ$. Для ртути на границе со стеклом краевой угол смачивания равен 137° , а на границе со сталью — 141° , однако даже малое количество примесей некоторых металлов к ртути резко уменьшает величину угла смачивания.

Что касается смачивания при прилипании, то ртуть должна прилипнуть к стенке относительно слабо, во всяком случае значительно слабее воды.

Райдил объясняет полное неприлипание ртути к стеклу наличием мономолекулярного слоя воздуха, адсорбированного поверхностью, и отмечает, что удаление этого слоя при глубоком вакууме вызывает прилипание ртути к стеклу. Излом стали без доступа воздуха хорошо смачивается ртутью. Однако в обычных условиях не существует непосредственного контакта между ртутью и металлической поверхностью, так как на поверхности всегда имеется тонкий слой окиси. Об этом свидетельствуют опыты Бриджмена (Bridgman) и Таммана (Tammann).

Как видно из опытов Таммана, некоторыми искусственными приемами можно вызвать растекание ртути по металлу и создать непосредственный контакт между металлом и ртутью, пользуясь кислотами, агрессивными по отношению к пленкам окиси. Аналогичное действие оказывают амальгамы. Так, титаново-магниева амальгама дает эффект смачивания стали; то же достигается применением магниевой, натриевой и калиевой амальгам и т. д.

Толщина окисной пленки, препятствующей непосредственному контакту металла с ртутью, ничтожна, как сообщает Тамман, и составляет для железа 75μ . Скорость ее образования велика — $0,05$ сек. Следует отметить, что количественный критерий прилипания жидкости к стенке в литературе не встречается. Ребиндер характеризует прилипание как результат конкуренции между силами сцепления жидкости и твердого тела.

По величине размеры молекул ртутного пара мало отличаются от водяного пара, как это видно из следующих цифр:

Молекулярный радиус, вычисленный	Водяной пар 10^{-8} см	Ртутный пар 10^{-8} см
1) по вязкости	1,36	1,80
2) по константе σ в уравнении Ван-дер-Ваальса	1,44	1,19

II. НЕКОТОРЫЕ ТЕПЛОФИЗИЧЕСКИЕ КОНСТАНТЫ РТУТИ И РТУТНОГО ПАРА

Вязкость жидкой ртути

Наиболее полное определение вязкости ртути произведено сотрудником Всесоюзного теплотехнического института Халиловым.

В диапазоне температур $20-600^\circ\text{C}$ он получил следующие величины вязкости ртути в жидкой фазе.

На фиг. 85 зависимость вязкости ртути от температуры представлена графически.

Вязкость ртутного пара

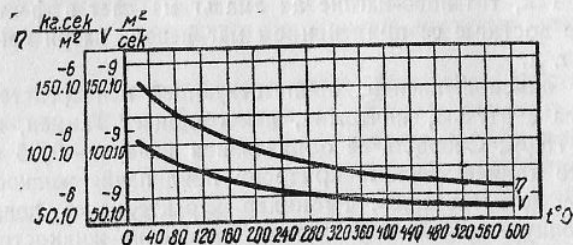
Вязкость ртутного пара, по опытам Халилова, в диапазоне температур $350-600^\circ\text{C}$ имеет значения, приводимые в таблице на стр. 86.

На фиг. 86 дана графическая зависимость вязкости ртутного пара от температуры.

Температура ртути в $^\circ\text{C}$	Вязкость жидкой ртути	
	динамическая в кгсек/м^2	кинематическая в $\text{м}^2/\text{сек}$
20	$157 \cdot 10^{-6}$	$11,4 \cdot 10^{-8}$
50	143	10,4
100	127	9,77
150	116	8,57
200	105	7,97
250	98,8	7,48
300	92,8	7,07
350	88,0	6,77
400	84,5	6,55
450	81,5	6,38
500	79,0	6,25
550	76,9	6,15
600	75,3	6,08

Теплопроводность ртути и ртутного пара

В отношении теплопроводности ртути и ртутного пара литературные данные крайне ограничены.



Фиг. 85. Вязкость жидкой ртути (по Халилову):
η — динамическая вязкость; ν — кинематическая вязкость.

Исследованием теплопроводности жидкой ртути занимались Неттлтон (Nettleton, „Proc. Phys. Soc.“ 1914, 129), Неймайер и Гелов (Neumeier и Gehloff, „Verh. d. Deutsch Phys. Gesellschaft“, 1919, 201 и Берже (Berget).

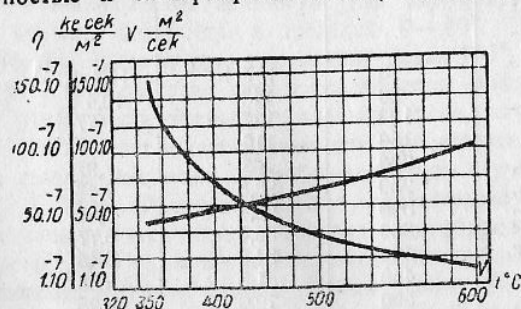
Температура ртутного пара в °C	Вязкость ртутного пара	
	динамическая в кгсек/м²	кинематическая в м²/сек
350	$5,03 \cdot 10^{-6}$	$150 \cdot 10^{-7}$
400	5,8	80,1
450	6,75	50,0
500	7,84	33,4
550	9,03	23,0
600	10,4	13,0

Все эти исследования охватывают область низких температур, не выше 100°С.

Хвольфсон приводит формулу Берже для теплопроводности ртути, экстраполированную на температурный интервал 0 — 300°С:

$$\lambda = \lambda_0(1 + \alpha t) = 7,25(1 - 0,00045t).$$

Используя закон Видемана—Франца о связи между теплопроводностью и электропроводностью, можно вычислить значения теплопроводности жидкой ртути в области высоких температур. Электропроводность жидкой ртути при температурах от 0 до 600°С исследована Неймайером. На фиг. 87*



Фиг. 8. Вязкость ртутного пара (по Халилову):

η — динамическая вязкость; ν — кинематическая вязкость.

* Из отчета ЦКТИ — Сорин и Семеновкер, Исследование условий циркуляции и теплообмена к кипящей и некипящей ртути, 1939.

проводности жидкой ртути от температуры по данным Неймайера и Берже. Пунктирная кривая получена расчетным путем по закону Лоренца.

По теплопроводности ртутного пара имеются еще более скудные данные. Так, у Мак-Адамса дается значение теплопроводности ртутного пара при температуре 200°С

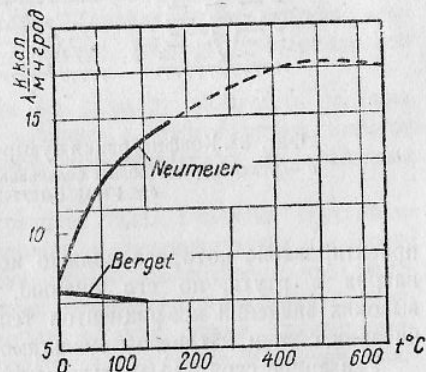
$$\lambda = 0,0295 \text{ ккал/м час град.}$$

Для одноатомного газа коэффициент теплопроводности можно вычислить по Больцману:

$$\lambda = 2,52 C_v \eta \text{ ккал/м час град,}$$

где η — вязкость (коэффициент внутреннего трения); C_v — теплоемкость при постоянном объеме.

Браун, Баш и Венцель (Braune, Basch и Wentzel, „Z. f. Phys. Chemie“, 1928, Bd. 17, s. 447), сопоставляя расчетные данные по этой формуле с экспериментальными величинами теплопроводности ртутного пара, полученными Шлеймахер (Schleimacher, „Wied. Annalen“, 1889, s. 346), получили достаточно удовлетворительное совпадение. Так, при температуре 203°С расхождение между экспериментальными и расчетными данными составляло около 10%.



Фиг. 87. Теплопроводность жидкой ртути.

III. РАБОЧИЙ ПРОЦЕСС В ЭЛЕМЕНТАХ РТУТНЫХ ПАРОГЕНЕРАТОРОВ

1. Обзор литературных данных

Несмотря на довольно значительный период развития ртутно-водяных установок в Америке и внимание, которого требовал к себе рабочий процесс в ртутном парогенераторе, этот вопрос в литературе совершенно не освещен. Имеются некоторые скудные и лаконичные указания, становящиеся понятными лишь в свете излагаемых ниже результатов исследования рабочего процесса, проведенного ЦКТИ.

Остановимся на этих литературных материалах, лишенных, к сожалению, цифровых данных.

По мнению Эммета, от испарительного элемента ртутного парогенератора требуется, чтобы основной тепловой поток сосредоточивался на той части его, в которой ртуть не подвергается кипению. Кроме того, совершенно необходима при этом интенсивная циркуляция ртути. Удовлетворяющим этим требованиям испарительным элементом парогенератора Эммет в свое время считал только трубку Фильда.

Мойер (Moyer)¹ замечает, что „хотя ртуть является хорошим проводником тепла, но она не смачивает стенки, и, следовательно, требуется большая разность температур для передачи тепла при повышенной тепловой нагрузке. Когда у поверхности нагрева начинается кипение ртути, условия теплообмена в огромной степени ухудшаются“.

Фerguson (Ferguson)² указывает, что жидкая ртуть в трубке Фильда — Эммета после того, как она достигла нижней части внутреннего сердечника, поднимается в наиболее горячей зоне вдоль наружной трубки и превращается в пар в точке, которая находится на расстоянии от половины до двух третей высоты трубки, считая от нижнего конца.

Халсарт (Hulsart)³ сообщает, что вследствие несмачиваемости ртутью стенок необходима специальная конструкция ртутного парогенератора,



Фиг. 88. Конфигурация пузырей пара различных жидкостей:
а — углеводороды (полное смачивание); б — вода (неполное смачивание);
в — ртуть (отсутствие смачивания).

проектирование которого должно исходить из этого положения. Добавка натрия в ртуть, по его мнению, может способствовать достижению высоких значений коэффициентов теплопередачи вследствие лучшего смачивания стенки натриевой амальгамой.

Указанное свойство амальгамы подтверждает и Фергюсон, но отмечает, что практическое использование амальгамы приводит к значительным затруднениям из-за закупорки каналов для движения ртути шламом и расстройству циркуляции вследствие разложения амальгамы. Это же указывает и Смит.

Известный специалист в области исследования теплообмена при кипении жидкостей Якоб (M. Jakob) замечает, что „при несмачивающих жидкостях, когда пузырьки пара покрывают поверхность нагрева, теплопереход должен быть очень плохим. В самом деле, известно, что теплопереход в ртутных котлах исключительно плох“.

Исследования школы Якоба не охватывают ртуть и представляют ценность лишь с качественной стороны процесса кипения ртути, указывая форму пузырьков (фиг. 88), образующихся при кипении несмачивающих жидкостей (опыты велись с водой, кипящей над поверхностью, покрытой слоем масла). Но уже и эти опыты могут привести к заключению, что при кипении несмачивающей жидкости теплопередача от стенки к жидкости должна быть ухудшенной.

В патентной литературе также встречаются по этому вопросу некоторые указания.

Американский патент 1929 г. определенно указывает на плохие охлаждающие свойства „ртутной эмульсии“ и предлагает специальные конструкции трубок со вставками, завихряющими и разбрызгивающими ртуть.

Спиральные керны в ртутном парогенераторе Бабкок и Вилькоккс преследуют, повидимому, ту же цель.

Как общую тенденцию в проектировании ртутных парогенераторов следует отметить стремление вынести зону парообразования в менее обогреваемые участки поверхности нагрева или вообще избежать парообразования в обогреваемых трубах.

Имеются патентные рекомендации борьбы с образованием окисной пленки на поверхности теплообмена с помощью промывки труб ртутного котла кислотами.

В 1942 г. опубликованы некоторые данные о специфике явлений теплообмена в ртутных парогенераторах [доклад представителя конструкторского бюро G. E. Co Хэкетта (Hackett) Американской ассоциации инженеров-механиков].

В докладе Хэкетта и в прениях по докладу излагается история развития ртутных парогенераторов, начиная с лабораторных опытов Эммета до пуска нового ртутного парогенератора на станции Кири в 1940 г. и его последующей эксплуатации.

Уже в первых ртутных парогенераторах была отмечена неустойчивость режима теплообмена, приводившая к недопустимому перегреву испарительных труб в зоне кипения. Было обнаружено, что ртуть растворяет сталь, причем в зоне низких температур происходит интенсивное выпадение растворенного металла в виде шлама, закупоривающего проходные сечения и затрудняющего циркуляцию. Удаление окисной пленки промывкой раствором соляной кислоты улучшало теплопередачу.

Затем была установлена возможность получения эффекта смачиваемости стали ртутью, если применить амальгамы.

Эффект смачиваемости стали был достигнут при применении титано-натриевой амальгамы. Прилипание этой амальгамы к стали настолько сильно, что сбросить слой ее с пластины было почти невозможно. Пришли к заключению, что натрий разрушает окисную пленку и вызывает инверсию ртутного мениска. Титан отлагается на стальной поверхности в виде тончайшего слоя в эвтектической смеси с железом и ртутью и предохраняет сталь от коррозии при высоких температурах ртути.

Натриевая амальгама в промышленном масштабе была проверена на станции Кири и дала положительные результаты. До заливки амальгамы котел допускал в этот период только 20-процентную нагрузку; после заливки амальгамы была достигнута 100-процентная нагрузка, с которой котел проработал непрерывно в течение 3 месяцев.

В этот период пытались добавить в котловую ртуть также титан, но титан не растворялся в ртути. Котел продолжал работать удовлетворительно, но закупорка труб шламом продолжалась.

Дальнейшими опытами было установлено, что вместо натрия выгоднее добавлять в котловую ртуть магний и титан, что и было проверено на станции Скенэктеди. В результате присадки этих металлов к ртути

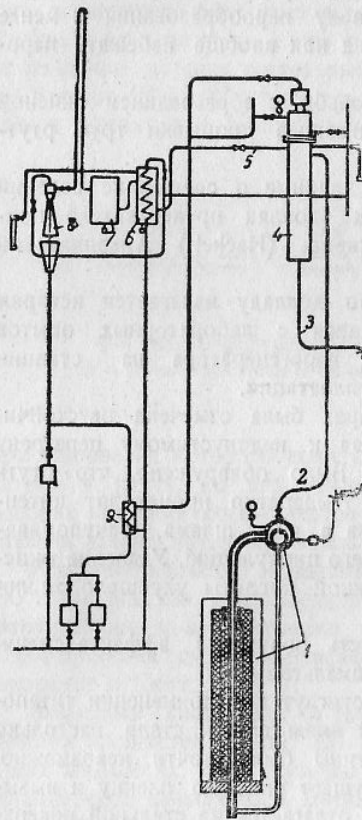
¹ „Steam Turbines“, 1929.

² Journ. of the Franklin Inst., № 9, 1935.

³ „Trans. Amer. Inst. Chem. Eng.“, 1933—1934, p. 402.

ртутный котел станции Скенэктеди в течение 18 месяцев нес нагрузку в 93%. Опыт был дублирован на установке в Питтсфилде и также дал положительные результаты. Этот же метод улучшения теплообмена в кипящей ртути был применен на новом ртутном котле фирмы Бабкок и Вилькоккс в Маркус-Хук.

Приведенные данные исчерпывают литературный материал о рабочем процессе в ртутном парогенераторе, давая некоторые качественные оценки возможных внутрикотловых процессов ртутных установок, но без всякого анализа существа процесса и каких-либо цифровых данных.



Фиг. 89. Схема экспериментальной установки с U-образным щелевым испарительным элементом: 1 — испарительный элемент с радиационным электрообогревом; 2 — ртутный паропровод; 3 — ртутный конденсатор; 4 — конденсатор-испаритель; 5 — трубопровод для отсоса воздуха; 6 — теплообменник; 7 — отстойник-расширитель; 8 — водоструйный эжектор; 9 — конденсатор водяного пара.

Механизм кипения ртути изучался также на стеклянных и стальных моделях ртутного парогенератора, причем на стеклянных моделях производились как визуальные наблюдения, так и фиксирование процессов кипения киносъемкой с помощью „луны времени“, наконец теплообмен к кипящей и некипящей ртути исследовался на котлоагрегате полупромышленной установки.

2. Экспериментальное исследование рабочего процесса в испарительных элементах ртутного парогенератора

Задачей экспериментальных работ по исследованию испарительных элементов ртутных парогенераторов было выявление влияния специфических свойств ртути на характер процессов теплообмена к кипящей и некипящей ртути, выявление влияния конструктивных форм испарительных элементов на эффективность теплообмена, а также наблюдение за воздействием ртути в жидкой и паровой фазах на металл.

Лабораторией бинарных циклов (ЛБЦ) ЦКТИ было организовано исследование рабочего процесса в элементах ртутных парогенераторов различных типов:

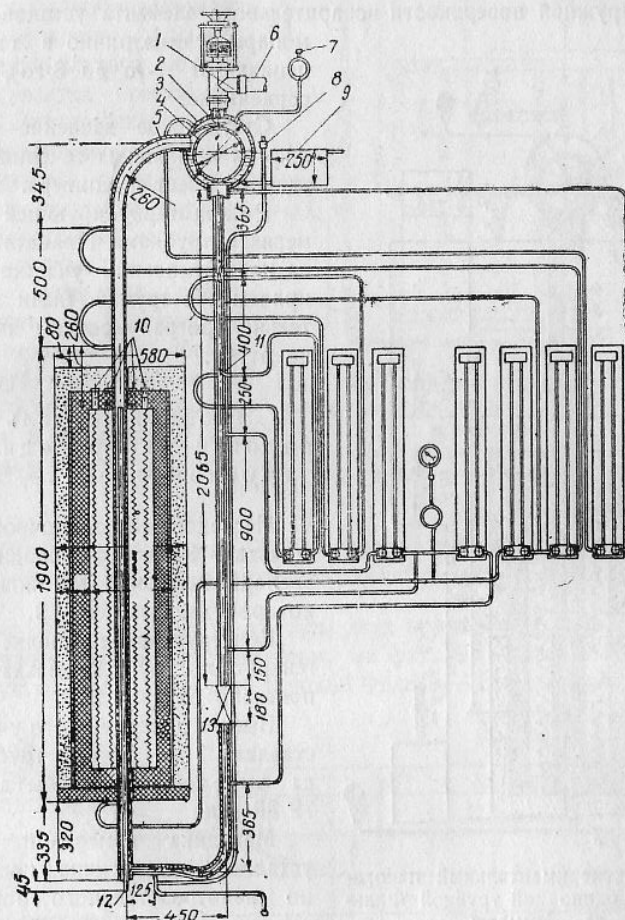
- с U-образным испарительным элементом, где испарение ртути происходило в кольцевой щели;
- с трубкой Фильда — Эммета;
- с элементом эмульсионного парогенератора.

Кроме того, на специальной установке исследовались циркуляционные характеристики ртутного парогенератора, а также изучался теплообмен к кипящей ртути при высоких паросодержаниях эмульсии.

U-образный контур с щелевидным испарительным элементом

Схема экспериментальной установки с U-образной испарительной трубкой показана на фиг. 89¹.

Устройство ртутного парогенератора этой установки видно на фиг. 90. Высота обогреваемого участка контура — 1500 мм, диаметр — 48/56,5 мм. Внутренний сердечник имеет диаметр 24/28,2 мм и служит



Фиг. 90. Экспериментальный парогенератор с U-образным испарительным элементом кольцевого сечения:

- 1 — вентиль на ртутном паропроводе; 2 — отбойный щит (сепаратор); 3 — барабан парогенератора; 4 — пустотелый цилиндр внутри барабана; 5 — подъемная трубка циркуляционного контура; 6 — ртутный паропровод; 7 — манометр; 8 — заливка установки; 9 — аккумулятор ртути; 10 — электронагревательные спирали; 11 — опускной участок циркуляционного контура; 12 — сердечник испарительного элемента с термопарами; 13 — дренажный клапан.

¹ Активное участие в проведении данной работы приняли инж. П. О. Сирий и техник Н. Е. Яшин.

для измерения температуры ртути в различных сечениях испарительного элемента, так как термодатчики вставлены во внутреннюю поверхность сердечника.

Внутри барабана для уменьшения ртутного заполнения установлен пустотелый цилиндр.

Для сепарации капель ртути предусмотрен отбойный щиток над отводящим ртутный пар трубопроводом.

На наружной поверхности испарительного элемента установлены термодатчики симметрично в тех же сечениях (от 1-го до 8-го), что и на сердечнике.

Статическое давление определялось в нескольких сечениях обогреваемого участка контура.

Расход циркулирующей ртути измерялся трубками Прандтля и Клеве на необогреваемом участке контура, причем обе трубки были предварительно прокалированы на воде и на ртути.

Экспериментальный парогенератор с одиночной трубкой Фильда—Эммета

Исследование одиночной трубки Фильда—Эммета проводилось на экспериментальной установке, схема которой дана на фиг. 89.

Конструктивное выполнение парогенератора с трубкой Фильда—Эммета показано на фиг. 91.

Высота обогреваемого участка составляла 1 м. Кожух трубки Фильда выполнен из трубы диаметром 79/89 мм.

Методика измерений на этой установке аналогична предыдущей, но непосредственного определения температуры циркулирующей внутри трубки ртути не производилось. Скорость циркулирующей ртути измерялась скоростной трубкой, установленной в сердечнике.

Фиг. 91. Экспериментальный парогенератор с одиночной трубкой Фильда—Эммета:

1 — барабан; 2 — пустотелый цилиндр; 3 — промежуточное тело; 4 — наружная труба (кожух); 5 — средняя труба (рубашка сердечника); 6 — внутренняя труба (сердечник); 7 — электронагревательные спирали; 8 — отвод трубки Клеве.

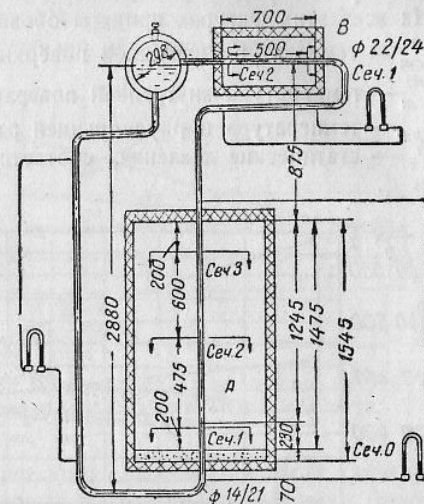
Экспериментальный парогенератор с эмульсионными испарительными элементами

Парогенератор (фиг. 92) состоит из барабана и двух параллельных циркуляционных контуров. Вертикальные участки А обоих циркуля-

ционных контуров заключены в общую электрорадиационную печь, выделяющую основное количество тепла. Эмульсионные петли В обоих контуров получают дополнительное количество тепла в электропечи меньшей мощности.

Диаметр труб вертикальных обогреваемых участков — 16/22 мм, необогреваемого (опускного) участка — 14/21 мм. Высота вертикального обогреваемого участка составляет 1475 мм. Внутренний диаметр трубы горизонтального обогреваемого участка равен 22 мм. В холодном состоянии верхняя часть эмульсионной петли не заполнена ртутью.

Схема измерений аналогична описанной. Температура наружной поверхности обогреваемых труб измерялась в сечениях 1, 2 и 3 вертикального участка и в сечениях 1 и 2 горизонтального участка.

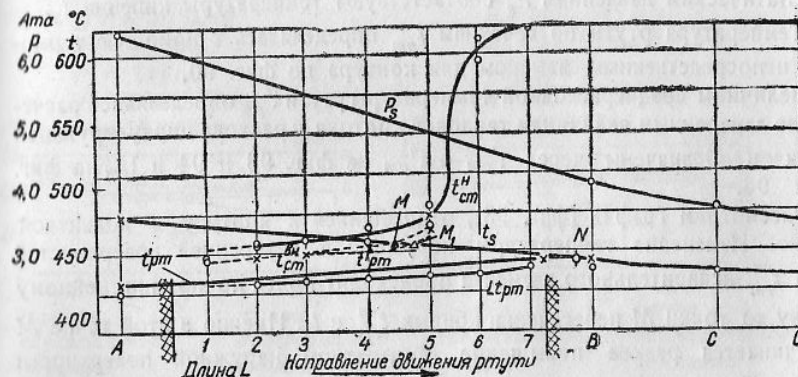


Фиг. 92. Экспериментальный парогенератор с эмульсионными испарительными элементами:

А — вертикальные обогреваемые участки контуров; В — эмульсионные петли.

3. Результаты опытов ЛБЦ и анализ рабочего процесса в испарительных элементах ртутного парогенератора

На фиг. 93 и 94 даны результаты двух опытов на установке с U-образным парогенерирующим контуром, на фиг. 95 — результаты одного опыта на установке с одиночной трубкой Фильда—Эммета и на фиг. 96 —



Фиг. 93. Температура и давление ртути по высоте обогреваемого участка U-образного контура.

Режим: давление ртутного пара в барабане 3,41 атм; количество циркулирующей ртути $G = 22850$ кг/час; паропроизводительность $D = 146$ кг/час; тепловой поток $Q = 13750$ ккал/час.

на установке с эмульсионным парогенерирующим элементом (для вертикального участка).

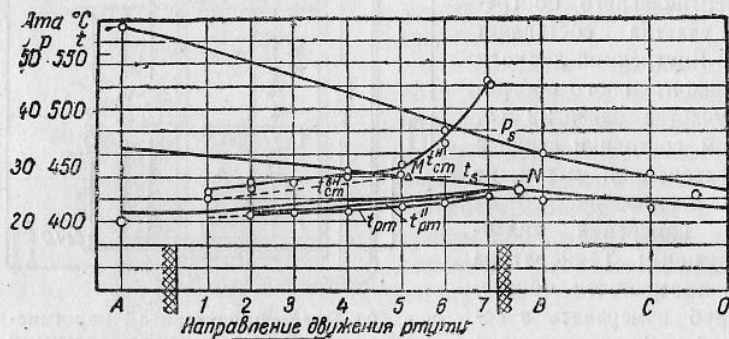
На всех этих фигурах приняты обозначения:

t_{cm}^n — температура наружной поверхности трубы;

$t_{cm}^{вн}$ — температура внутренней поверхности трубы;

t_{pm} — температура циркулирующей ртути;

P_s — статические давления, соответствующие температуре кипения ртути t_s .



Фиг. 94. Температура и давление ртути по высоте обогреваемого участка U-образного контура.

Режим: $P = 2,67 \text{ атм}$; $G = 18\,250 \text{ кг/час}$; $D = 144,5 \text{ кг/час}$; $Q = 13\,140 \text{ ккал/час}$.

По этим графикам можно определить температурный перепад между наружной поверхностью стенки и потоком циркулирующей ртути, найти положение точки закипания ртути, а также определить величину коэффициента теплоотдачи от стенки к ртути при определенном тепловом потоке. Буквенные обозначения A, B и C и цифровые 1, 2, 3 и т. д. на этих графиках соответствуют сечениям на фиг. 89, 90, 91 и 92.

Величины статического давления ртути P_s замерены с помощью дифференциальных манометров и пружинных манометров.

Статическим давлениям P_s соответствуют температуры кипения t_s .

Температура ртути по сечениям t_{pm} определялась с помощью термодинамического непосредственного замера для контура по фиг. 90.

Величины среднерасходной температуры ртути t'_{pm} определялись расчетом по замеренным величинам теплового потока и расхода циркулирующей ртути и обозначены через t'_{pm} и t''_{pm} на фиг. 93 и 94 и t_{pm} на фиг. 95 и 96.

Рассмотрим график (фиг. 93), относящийся к контуру с кольцевой щелью. Изменение температуры наружной и внутренней поверхностей t_{cm}^n и $t_{cm}^{вн}$ испарительного элемента происходит почти по прямолинейному закону до точки M пересечения кривых t_{cm}^n и t_s . Именно в этой точке M и начинается резкое повышение температуры наружной поверхности трубы. Температура всего потока циркулирующей ртути t_{pm} и t'_{pm} достигает состояния кипения в точке N (пересечение кривых t_{pm} и t_s).

Температурные кривые на графике фиг. 93 можно разделить на три зоны (сечения 1, 2, ..., 7 находятся на обогреваемом участке).

1. От входного сечения обогреваемого участка до точки M — зона теплообмена между стенкой и безусловно некипящей ртутью.

В этой зоне ни в одной точке ртуть не достигает до состояния кипения.

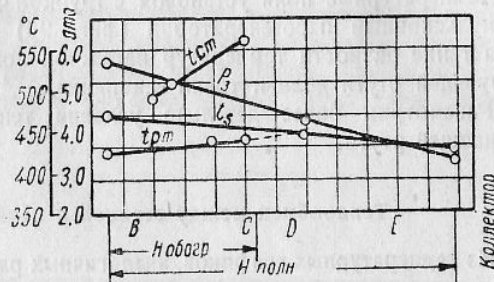
2. От точки M до точки N — переходная зона.

В этой области температура всего потока циркулирующей ртути еще не достигла температуры кипения (t_s), но температура наружной поверхности трубы уже достигла в точке M температуры кипения, соответствующей статическому давлению в этом сечении. Иными словами, в слое ртути, прилегающем к поверхности трубы, может уже начаться закипание (процесс парообразования).

3. От точки N до конца участка — зона кипения. В этой области температура всего потока циркулирующей ртути достигла температуры кипения.

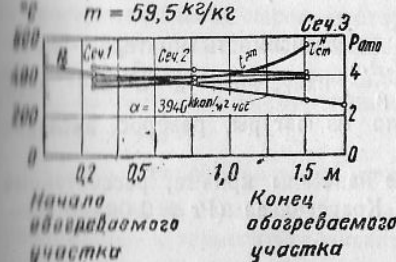
На фиг. 94 даются температурные кривые для циркулирующей ртути: t_{pm} и t''_{pm} .

Температура ртути t_{pm} определена непосредственными замерами. Температуры t'_{pm} и t''_{pm} вычислены по приращению теплосодержания жидкой ртути, взяты из таблиц Экка (t'_{pm}) и Шелдона (t''_{pm}). Кривые t'_{pm} и t''_{pm} практически совпадают. Как видно из этого графика, разница



Фиг. 95. Температура и давление ртути по высоте трубки Фильда-Эммета.

Опыт № 2
 $D^p = 183 \text{ кг/час}$
 $P^p = 1,028 \text{ атм}$
 $q = 91750 \text{ ккал/час}$
 $m = 59,5 \text{ кг/кг}$



Опыт № 3
 $D^p = 143 \text{ кг/час}$
 $P^p = 2,308 \text{ атм}$
 $q = 68100 \text{ ккал/час}$
 $m = 80,5 \text{ кг/кг}$



Фиг. 96. Температура и давление ртути по высоте вертикального участка контура с эмульсионной петлей.

между замеренной величиной $t_{рт}$ и расчетной $t'_{рт}$ составляет 2—3°. Эта разница может быть объяснена некоторой неточностью расчетных данных и измерений или может свидетельствовать о наличии температурного градиента в самом потоке циркулирующей ртути.

Температурные поля установок с трубкой Фильда—Эммета (фиг. 95) и эмульсионным парогенератором (фиг. 96) также имеют характерное нарастание разности температур наружной поверхности трубы и циркулирующей ртути вблизи точки закипания.

Рассмотрим более детально условия теплообмена для некипящей и кипящей ртути.

Теплообмен между стенкой и некипящей ртутью

Из температурных графиков, аналогичных рассмотренным, для каждого режима легко вычислить коэффициент теплоотдачи $\alpha_{н-рт}$ от стенки к некипящей ртути, зная тепловую нагрузку $Q_{вн}$, отнесенную к поверхности нагрева по внутреннему периметру.

Следует констатировать относительно высокие значения коэффициентов теплоотдачи от стенки к некипящей ртути ($\alpha_{н-рт}$).

Расчетные значения этих коэффициентов по формулам типа Крауссоляда или Кокса в десятки раз превышают их экспериментальные величины, полученные в наших опытах. Объяснение этому может быть найдено в самой структуре формулы Крауссоляда

$$Nu = 0,0254 Re^{0,8} Pr^{0,35},$$

полученной для смачивающих жидкостей в интервале значений критерия Прандтля $Pr = 0,7—200$. Для ртути же в наших опытах $Pr = 0,0055$.

Не соответствуют опытным данным и результаты подсчетов по теоретической формуле Кармана

$$Nu = \frac{0,04 Re^{0,75} Pr}{1 + Re^{-0,5} \left\{ Pr - 1 + \ln \left[1 + \frac{5}{6} (Pr - 1) \right] \right\}}$$

и Прандтля

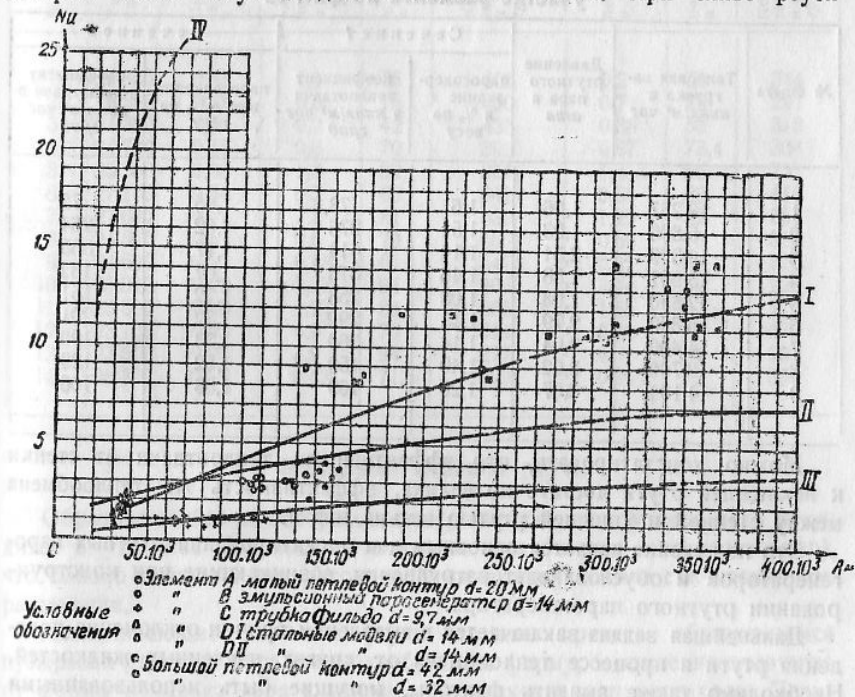
$$Nu = \frac{0,04 Re^{0,75} Pr}{1 + 1,74 Re^{-0,25} (Pr - 1)}.$$

На фиг. 97 дается экспериментальная зависимость критерия $Nu = \frac{\alpha \cdot d}{\lambda}$ от критерия Рейнольдса $Re = \frac{W \cdot d \cdot \gamma}{\mu}$, нанесенная в общем виде как функция $Nu = f(Re)$. Как видно из фигуры, разброс экспериментальных точек достаточно велик¹.

Для сравнения на этом же графике нанесены кривые, рассчитанные по формулам Прандтля, Кармана и Крауссоляда ($Pr = 0,0055$; $\lambda = 17,2 \text{ ккал/м}^2\text{сград}$).

¹ На фиг. 97 для элементов А и С указан размер гидравлического диаметра. Вид элемента А приводится на фиг. 90, В—на фиг. 92, С—на фиг. 91, D1 и D11—на фиг. 99.

Разброс экспериментальных точек, помимо неточностей экспериментов, может объясняться и неустойчивостью теплообмена, вызываемой специфическими свойствами ртути. Изменения режима теплообмена могли вызываться образованием окисной пленки на внутренней поверхности испарительных труб в результате проникновения в систему атмосферного воздуха, а также вследствие реакций, связанных с возможным наличием в технической чистой ртути различных примесей (цинка, свинца и др.), которые также могут создавать окисные пленки. При сливе ртути



Фиг. 97. Зависимость $Nu = f(Re)$ для теплообмена между стенкой и некипящей ртутью:

— по экспериментальным данным ЛБЦ; II — по формуле Кармана; III — по формуле Прандтля; IV — по формуле Крауссоляда.

из экспериментальных парогенераторов на стенках испарительных элементов наблюдалась пленка, состоявшая из порошка аморфного вида (в основном Fe_3O_4). Возникновение или увеличение, или уменьшение этой пленки могло изменять величину термического сопротивления теплоотдаче от стенки к ртути.

Теплообмен между стенкой и кипящей ртутью

В переходной зоне, где средняя температура циркулирующей ртути приближается к температуре кипения, но еще не достигла ее, и в зоне кипения, где вся ртуть находится при температуре кипения, условия теплообмена отличны от условий первой зоны (некипящей ртути).

Во второй зоне (переходной) и третьей (зоне кипения) наблюдается резкое повышение температуры наружной поверхности испарительных

элементов и соответствующее понижение величины коэффициента теплоотдачи.

Эта тенденция закономерна для всех изученных нами конструктивных форм испарительных элементов как при вертикальном, так и при горизонтальном их расположении, как это видно из табл. 23, 24 и 25.

Таблица 23
Коэффициенты теплоотдачи от стенки к кипящей ртути на горизонтальном участке элемента по фиг. 92

№ опыта	Тепловая нагрузка в ккал/м ² час	Давление ртутного пара в ата	Сечение 1		Сечение 2	
			паросодержание в % по весу	коэффициент теплоотдачи в ккал/м ² час град	паросодержание в % по весу	коэффициент теплоотдачи в ккал/м ² час град
1	19 257	1,66	1,6	78,8	1,85	72
2	6 896	1,03	1,54	276	1,62	264
3	10 309	2,31	1,14	414	1,17	355
4	15 907	1,58	1,46	313	1,67	182
5	12 890	1,98	1,08	258	1,22	151
6	16 890	2,79	1,13	292	1,32	201
7	14 400	2,04	1,14	360	1,33	190
8	10 700	3,02	1,40	159	1,52	129
9	14 100	2,07	1,20	109	1,38	106

Можно констатировать, что эффективность теплоотдачи от стенки к некипящей ртути достаточно велика, эффективность же теплообмена между стенкой и кипящей ртутью весьма низка.

Это положение является основным для проектирования ртутных парогенераторов и обуславливает затруднения, возникающие при конструировании ртутного парогенератора.

Дальнейшая задача заключается в выявлении причин отклонения поведения ртути в процессе теплообмена от других изученных жидкостей. Необходимо также выявить факторы, могущие быть использованными для интенсификации теплообмена между стенкой и кипящей ртутью. Для этого в первую очередь следует рассмотреть механизм процесса кипения ртути в свете изложенных выше особенностей ртути.

Таблица 24
Коэффициенты теплоотдачи от стенки к кипящей ртути на вертикальном обогреваемом участке испарительного элемента кольцевого сечения (фиг. 90)

№ опыта	Тепловая нагрузка в ккал/м ² час	Приведенная скорость ртути в м/сек	Коэффициент теплоотдачи в точке закипания в ккал/м ² час град	Примечание
1	64 000	0,23	330	В точке закипания
2	62 000	0,22	310	
3	71 000	0,22	338	
4	71 000	0,23	357	
5	65 800	0,19	322	

Таблица 25
Коэффициенты теплоотдачи от стенки к кипящей ртути на вертикальном участке испарительного элемента круглого сечения¹

№ опыта	Тепловая нагрузка в ккал/м ² час	Сечение 1				Сечение 2		
		Приведенная скорость в м/сек	Паросодержание		Коэффициент теплоперехода в ккал/м ² час град	Паросодержание		Коэффициент теплоперехода в ккал/м ² час град
			по весу в %	по объему в %		по весу в %	по объему в %	
1	26 800	0,45	0,1	36	506	0,2	50	344
2	26 500	0,39	0,6	75	400	0,7	78	291
3	24 800	0,5	0,2	42	435	0,38	55	318
4	24 700	0,45	0,6	70	392	0,67	73,4	308
5	25 100	0,38	1,3	82	334	1,4	86	251
6	27 100	0,54	0,5	65	542	0,63	69	410
7	27 000	0,47	1,2	81	530	1,29	82	360
8	24 500	0,5	0,6	70	600	0,66	73	366
9	24 600	0,5	0,43	61	547	0,51	68	373
10	25 300	0,28	3,37	94	305	3,44	94	226
11	25 300	0,39	1,27	84	306	1,55	87	278
12	23 100	0,53	0,9	75	514	0,95	77	373
13	23 500	0,28	3,9	94	277	4	94	204
14	23 300	0,59	0,82	71,5	529	0,84	72	394

4. Механизм кипения ртути

Образовавшийся на поверхности нагрева пузырек ртутного пара находится в условиях соприкосновения трех фаз (стенка—жидкость—пар), что близко соответствует рассмотренным выше условиям смачивания при растекании.

Несмачивающие свойства ртути должны придать образующимся пузырькам ртутного пара колоколообразную форму, совершенно отличную от формы пузырька пара смачивающей жидкости, например воды. Периметром смачивания является окружность основания пузырька. Чем меньше краевой угол смачивания θ , тем меньше должна быть площадь основания пузырька (фиг. 88). Колоколообразная форма пузырька ртутного пара обуславливает значительную величину его отрывного объема и диаметра d_0 .

По Фрицу, отрывной диаметр d_0 определяется из формулы

$$d_0 = \varphi(\theta) \sqrt{\frac{\sigma}{\gamma_{жс} - \gamma_{п}}} = 0,0204 \theta \sqrt{\frac{\sigma}{\gamma_{жс}}},$$

где θ — краевой угол смачивания;

$\gamma_{жс}$ — удельный вес жидкости;

$\gamma_{п}$ — удельный вес пара;

σ — поверхностное натяжение.

¹ Опыты проведены инженером А. Р. Соринным.

Вычисление по этой формуле дает для пузырьков ртутного пара весьма значительный отрывной диаметр — $d_0 = 5$ мм.

Оторвавшись, пузырек поднимается вдоль стенки, а его объем увеличивается под влиянием испарения окружающей ртути и непрерывного увеличения удельного объема пара с уменьшением гидростатического давления.

Пузырек должен скользить вдоль стенки, не уходя в ядро потока ртути, так как вследствие слабого прилипания ртути к стенке паровому пузырю легче проскользнуть вдоль стенки, оттесняя от нее ртуть, чем уйти в слой жидкой ртути. Поднимаясь, пузырек может сливаться с другими пузырьками, образуя паровые мешки или прослойки ртутного пара, примыкающие к стенке.

На фиг. 98 изображена схема экспериментальной установки лаборатории бинарных циклов для изучения механизма кипения ртути.

Установка состоит из стеклянного петлевого контура (стекло „пирекс“), на подъемной ветви которого имеется нагревающая спираль из нихрома, эжектирующего устройства, мановакуумметра для замера давления в барабане и дифференциального манометра для измерения скорости циркуляции. В цепь электронного нагревающего устройства включены амперметр, ваттметр и реостат для регулирования тепловой нагрузки.

Механизм кипения чистой ртути изучался на стеклянных моделях испарительных элементов трех типов, изображенных на фиг. 99.

На фиг. 99 указаны сечения обогреваемых участков, для которых ниже даются спектры омывания, полученные на

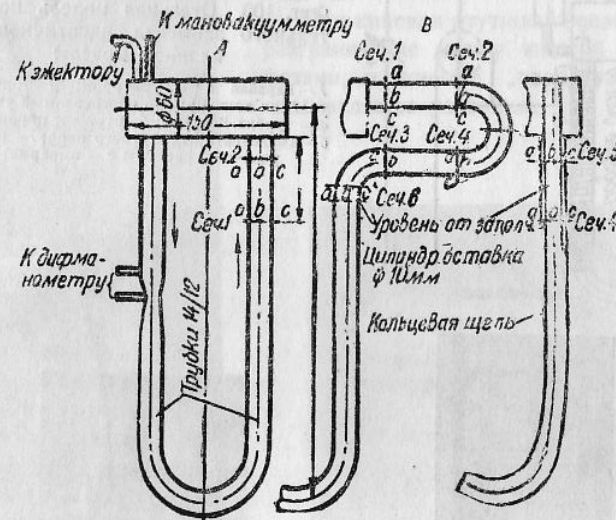
основании сопоставления кадров кинофильма, заснятого с помощью „лупы времени“.

Для получения количественных характеристик (коэффициентов теплоотдачи и температурных полей по высоте обогреваемого участка испарительного элемента) проводились опыты на стальных моделях, по конструкции и размерам соответствующих описанным стеклянным моделям. Результаты опытов на стальных моделях как бы количественно иллюстрируют картину кипения ртути, заснятую на стеклянных моделях.

На фиг. 100 приведена схема стальной модели испарительного элемента ртутного парогенератора. Общую картину процесса кипения ртути опишем на примере стеклянной модели с U-образным испарительным

элементом¹. Кипение начинается с внезапного и резкого образования пузырей ртутного пара с весьма быстрым прорывом их вдоль стенки трубки в барабан. Пузыри достигают значительного объема, сливаются в паровые мешки,двигающиеся, как правило, вдоль стенки, оттесняя от нее жидкую ртуть к оси трубки. Иногда паровые мешки заполняют почти все сечение трубки (фиг. 101 и 102).

При малых тепловых нагрузках, порядка 10 000 ккал/м² час, наблюдается пульсирующий режим, а при увеличении тепловой нагрузки пульсации прекращаются, и процесс прорыва пузырей вдоль стенки стано-



Фиг. 99. Варианты исследованных подъемных участков стеклянной модели ртутного парогенератора:

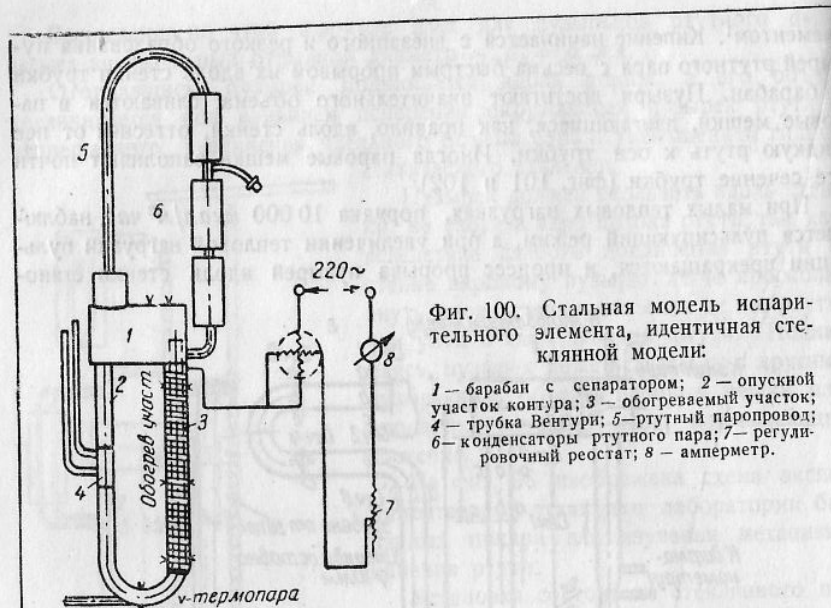
А — U-образный петлевой контур из трубок диаметром 14 и 7,5 мм, исследованный при тепловой нагрузке 10 000 ккал/м² час и 25 000 ккал/м² час; В — эмульсионный испарительный элемент с горизонтальной петлей на подъемном участке, исследованный при нагрузке 25 000 ккал/м² час; С — петлевой контур с цилиндрической вставкой на подъемном участке (аналогично трубке Фильда — Эммета) при нагрузке 8000 ккал/м² час.

вится более стабильным во времени. При достаточно больших нагрузках образуется сплошной паровой слой по периметру трубки, и лишь местами струи жидкой ртути отбрасываются к стенке.

На фиг. 101 дано несколько последовательных кинокадров процесса кипения ртути в стеклянной модели испарительного элемента круглого сечения. Процесс заснят при тепловой нагрузке 25 000 ккал/м² час „лупой времени“. Цейсса со скоростью 800 кадров в секунду. Один из этих кадров в увеличенном виде представлен на фиг. 102.

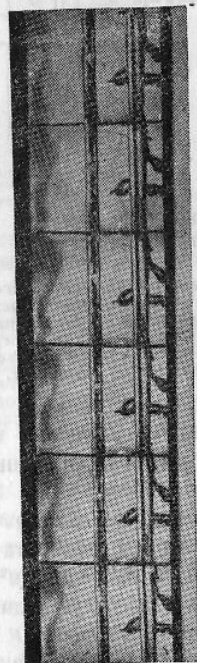
Процесс кипения воды при той же тепловой нагрузке отличается тем, что пузырьки водяного пара легко отрываются от стенки и быстро уходят в ядро сечения, поднимаясь по оси трубки, а не вдоль стенки, как это наблюдается при кипении ртути. Ясно разграниченных

¹ По фиг. 99, схема А.



Фиг. 100. Стальная модель испарительного элемента, идентичная стеклянной модели:

1 — барабан с сепаратором; 2 — опускной участок контура; 3 — обогреваемый участок; 4 — трубка Вентури; 5 — ртутный паропровод; 6 — конденсаторы ртутного пара; 7 — регулировочный реостат; 8 — амперметр.



Фиг. 101. Кинокадры процесса кипения ртути в стеклянном испарительном элементе круглого сечения (по фиг. 99, А).

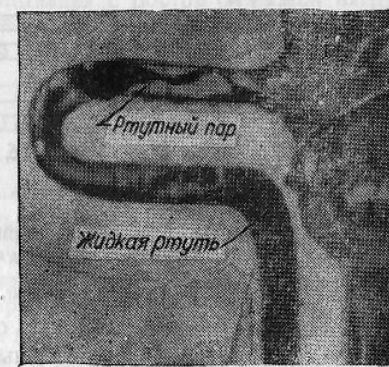


Фиг. 102. Увеличенный (по фиг. 101) кинокадр стеклянного испарительного элемента в момент кипения ртути. В центре трубки — жидкая ртуть, у стенок трубки — мешки ртутного пара.

вон парообразования при кипении воды в трубке не наблюдается, вся толща слоя кипящей воды пронизывается мелкими пузырьками пара, образующими однородную пароводяную эмульсию. Теплоотдача при кипении воды происходит от стенки непосредственно к жидкости, а не к паровому слою, чем и обуславливается более высокое значение коэффициента теплоотдачи α . Такой механизм кипения свойственен смачивающей жидкости при так называемом ячеевом процессе кипения. Однако при очень большой тепловой нагрузке и для смачивающей жидкости может иметь место пленочный процесс кипения, что также сопрягается с резким снижением коэффициента теплоотдачи.



Фиг. 103. Увеличенный кинокадр стеклянного испарительного элемента в момент кипения ртути.



Фиг. 104. Кинокадры процесса кипения ртути в стеклянном парогенераторе с эмульсионной петлей.

Скорость процесса парообразования в ртутном парогенераторе велика. На смежных кадрах, отличающихся во времени на $1/800$ сек., уже заметна разница в размерах пузырька ртутного пара, а через 12—15 кадров (через $1/50$ сек.) пузырьки ртутного пара сливаются в паровой мешок.

На фиг. 103 и 104 даны кинокадры процесса кипения ртути в испарительном элементе с эмульсионной петлей. Съемка производилась со скоростью 600 кадров в секунду при тепловой нагрузке вертикального участка $25\,000 \text{ ккал/м}^2 \text{ час}$ и горизонтального участка петли — $5000 \text{ ккал/м}^2 \text{ час}$.

Как и в испарительном U-образном элементе круглого сечения, здесь наблюдались большие паровые пузыри и сквозные мешки. Особенно ясно заметны паровые мешки на горизонтальном участке петли, где жидкая ртуть под действием силы тяжести опускается к нижней образующей,

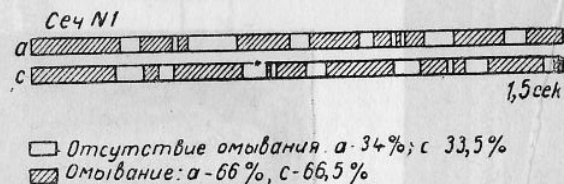
а на закруглениях под влиянием центробежной силы отбрасывается к периферии. На горизонтальном участке заметно явное расслоение потока.

Процесс кипения ртути в стеклянной модели трубки Фильда—Эммета аналогичен описанному процессу в трубке круглого сечения, но наблюдается значительное раздробление потока жидкой ртути в подъемной кольцевой щели. Ртуть движется в виде отдельных капель и струек вдоль кольцевого канала, образуя своеобразную сетку.

Визуальные наблюдения показывают, что цилиндрическая вставка не только уменьшает величину ртутного заполнения, но и способствует дроблению потока ртути на мелкие струи и капли.

Анализ заснятых кинокадров показывает, что почти все точки поверхности нагрева в зоне кипения ртути омываются попеременно и жидкой и паровой фазами.

Такая цикличность омывания в каждом отдельном случае может влиять на величину коэффициента теплоотдачи α от стенки к кипящей ртути. С этой точки зрения исследование условий омывания поверхности на-



Фиг. 105. Спектр омывания стенки U-образного испарительного элемента при тепловой нагрузке 10 000 ккал/м²·час.

Сечение 1—по фиг. 99, А.

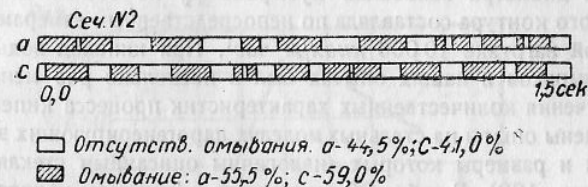
грева представляется важным, так как от условий омывания может зависеть температурный режим кипящих труб ртутного парогенератора.

На обогреваемых трубках стеклянных моделей парогенератора выбирались наиболее характерные сечения в зоне кипения ртути (фиг. 99), и для этих сечений анализировались условия омывания на основе сопоставления по времени заснятых кинокадров процесса кипения. Результаты этого анализа сведены в графики омывания. Каждый график составлен для всех точек одного сечения. Каждой точке соответствует полоса (спектр), обозначенная соответствующей буквой. Графики одномерны, по оси абсцисс отложено время. Последовательную пару белого и черного полей будем называть циклом омывания.

На фиг. 105 и 106 показаны спектры омывания U-образного испарительного контура при тепловой нагрузке 10 000 ккал/м²·час в сечениях 1 и 2 обогреваемого участка по фиг. 99, А. В сечении 2 паросодержание больше, чем в сечении 1, омывание стенки жидкой ртути хуже, чем в сечении 1.

На фиг. 107 и 108 даны спектры омывания для тех же сечений при тепловой нагрузке 25 000 ккал/м²·час. Здесь в сечении 1 преобладает неомывание над омыванием и продолжительность цикла омывания увеличилась по сравнению с нагрузкой 10 000 ккал/м²·час. В сечении 2 картина омывания ухудшилась еще значительно.

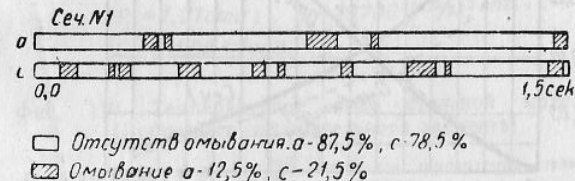
На основании рассмотренных спектров составлен сводный график режимов омывания (фиг. 109), дающий приближенную связь между условиями омывания и тепловой нагрузкой. По оси абсцисс отложены те-



Фиг. 106. Спектр омывания стенки U-образного испарительного элемента при тепловой нагрузке 10 000 ккал/м²·час.

Сечение 2—по фиг. 99, А.

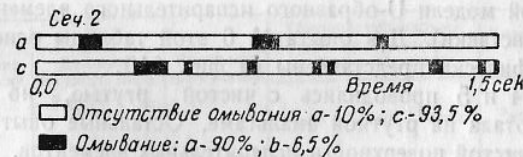
пловые нагрузки, по оси ординат — время. На графике нанесены кривые омывания и неомывания для сечений 1 и 2. Из графика можно видеть тенденцию ухудшения режима омывания с ростом тепловой нагрузки.



Фиг. 107. Спектр омывания стенки U-образного испарительного элемента при нагрузке 25 000 ккал/м²·час.

Сечение 1—по фиг. 99, А.

Омывание стенки испарительного элемента — ртутным паром, а не жидкой ртутью, и приводит к низкому значению коэффициента теплоотдачи в зоне кипения. Отсутствие контакта жидкой ртути со стенкой имеет



Фиг. 108. Спектр омывания стенки U-образного испарительного элемента при нагрузке 25 000 ккал/м²·час.

Сечение 2—по фиг. 99, А.

место не только при больших, но и при малых паросодержаниях эмульсии, так как отношение $\frac{V_n}{V_{жс}}$ для ртути неизмеримо больше, чем для воды¹.

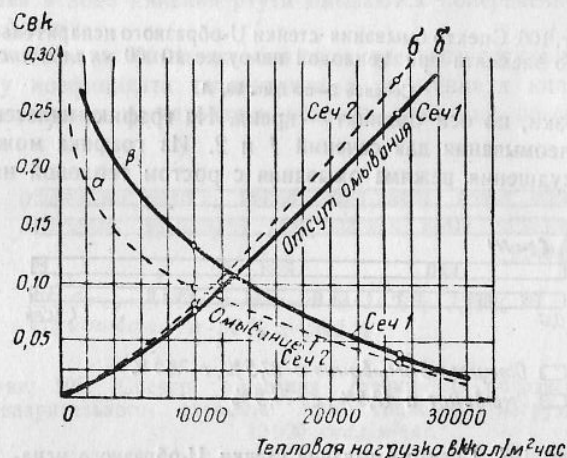
Во всех описанных здесь опытах кратность циркуляции была порядка 200 и выше, и тем не менее наблюдалось образование парового слоя

¹ V_n — удельный объем пара; $V_{жс}$ — удельный объем жидкости.

по периметру сечения испарительного элемента, т. е. отсутствие контакта жидкой ртути со стенкой. Образующиеся пузыри ртутного пара имеют большой отрывной объем.

Величина диаметра основания пузырька d_0 на стенке U-образного испарительного контура составляла по непосредственным замерам 4—5 мм при тепловой нагрузке $10\,000 \text{ ккал/м}^2 \text{ час}^1$. При кипении воды диаметр паровых пузырьков в наших опытах был в несколько раз меньше.

Для получения количественных характеристик процесса кипения ртути были проведены опыты на стальных моделях парогенерирующих элементов, конструкция и размеры которых аналогичны описанным стеклянным моделям (по фиг. 100). В табл. 26 приводятся результаты некоторых опы-



Фиг. 109. Сводный график изменения режима омывания в зависимости от тепловой нагрузки:

α и β — длительность омывания сечений 1 и 2 жидкой ртутью;
 γ и δ — длительность омывания сечений 1 и 2 ртутным паром.

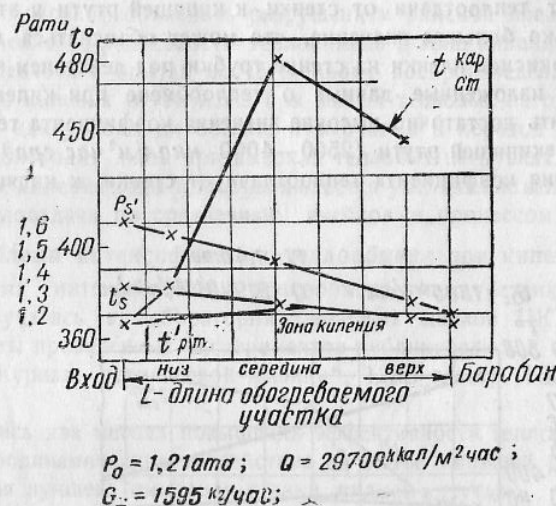
тов на стальной модели U-образного испарительного элемента круглого сечения (без вставки). Для опыта № 6 этой таблицы основные характеристики графически представлены на фиг. 110.

Опыты № 4 и 5 проводились с чистой ртутью, но перед этим установка работала на ртутной амальгаме. Остальные опыты проведены на ртути при чистой поверхности испарительных элементов.

В нижнем сечении обогреваемого участка ртуть во всех опытах не доходила до состояния кипения, и коэффициенты теплоотдачи стенка — ртуть достаточно велики ($1500\text{—}3000 \text{ ккал/м}^2 \text{ час град}$ при числах Рейнольдса $30\,000\text{—}45\,000$). Здесь имеет место теплообмен с некипящей ртутью.

В среднем сечении имело место начало парообразования, что сопровождалось резким снижением величины коэффициента теплоотдачи и соответствующим повышением температуры наружной поверхности трубки $t_{ст}^{нар}$, как это видно из фиг. 110. Коэффициент теплоотдачи в среднем и

верхнем сечениях составляет $200\text{—}500 \text{ ккал/м}^2 \text{ час град}$ и лишь в нескольких опытах имел несколько большее значение.



Фиг. 110. Температурное поле стальной модели U-образного испарительного элемента:

p_s — статическое давление; $t_{ст}^{нар}$ — наружная температура стенки;
 $t_{рт}$ — температура циркулирующего потока ртути; p_0 — давление в барабане; Q — тепловая нагрузка; G — количество циркулирующей ртути.

Таблица 26

Коэффициенты теплоотдачи от стенки к кипящей ртутью по опытам на стальной модели

№ опыта	Нагрузка в ккал/м² час	Давление ртутного пара в барабане в атм	Кратность циркуляции в кг/кг	Температура наружной поверхности трубки в сечениях			Коэффициент теплоотдачи		
				$t_{низ}$	$t_{сред}$	$t_{верх}$	$\alpha_{низ}$	$\alpha_{сред}$	$\alpha_{верх}$
1	16 650	1,32	341	372,3	389,0	407,3	1865	729	493
2	25 400	1,49	219	377,0	477,8	422,0	2460	239	470
3	29 700	1,57	218	385,0	541,0	465,3	2600	182	300
4	25 260	1,20	209	378,0	391,5	443,0	2980	1830	349
5	31 900	1,36	211	381,0	458,0	477,0	5060	414	323
6	29 700	1,21	194	383,5	483,0	415,0	1990	270	392

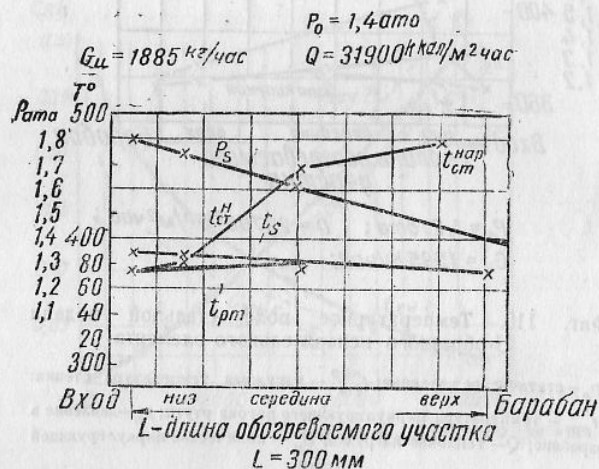
Примечание. Подчеркнутые в табл. 26, 27, 28 и 29 значения α относятся к теплообмену между стенкой и некипящей ртутью.

¹ При давлении около 1 атм.

На фиг. 111 изображено температурное поле для опыта № 5 (по табл. 26). Опыт № 5 проведен на чистой ртути, но после работы установки на калиевой амальгаме.

Коэффициент теплоотдачи от стенки к кипящей ртути в этом случае имеет несколько большее значение, что может объясняться некоторым разрушением окисной пленки на стенке трубки под действием амальгамы.

Резюмируя изложенные данные о теплообмене при кипении ртути, следует отметить достаточно высокие значения коэффициента теплоотдачи от стенки к некипящей ртути (2500—4000 ккал/м² час град) и весьма низкие значения коэффициента теплоотдачи от стенки к кипящей ртути



Фиг. 111. Температурное поле на стальной модели U-образного испарительного элемента. Опыт происходил после работы установки на калиевой амальгаме.

(порядка до 500 ккал/м² час град). Спектр омывания стенки жидкой ртутью в данной точке может дать приближенное суждение о возможной величине коэффициента теплоотдачи от стенки к кипящей ртути.

Можно сформулировать следующие выводы по исследованию механизма кипения ртути:

1. Механизмы кипения ртути и воды сильно различаются между собой, что обусловлено несмачиваемостью стенки ртутью и смачиваемостью ее водой.

2. При кипении ртути наблюдается резкое разграничение жидкой и паровой фаз и отсутствие однородной паротрутной эмульсии, аналогичной пароводяной эмульсии при кипении воды.

3. Специфические особенности механизма кипения ртути, заключающиеся в передаче тепла от стенки к ртути не непосредственно, а через паровой слой, обуславливают резкое снижение величины коэффициента теплоотдачи от стенки к ртути при ее закипании.

4. Изменения величины коэффициента теплоотдачи от стенки к кипящей ртути обуславливаются режимом омывания стенки жидкой ртутью

в зоне кипения, а также состоянием внутренней поверхности испарительных элементов парогенератора.

В опытах имеют место случаи резкого повышения коэффициента теплоотдачи, что можно объяснить разрушением окисной пленки на стенке. Это увеличение эффективности теплообмена в зоне кипения неустойчиво и не поддавалось в опытах искусственному воспроизведению.

Процесс кипения ртути даже при малых тепловых нагрузках пленочный, тогда как у воды он обычно пузырчатый и переход к пленочному режиму происходит лишь при высоких тепловых нагрузках. При пленочном режиме кипения воды также наблюдается уменьшение величины коэффициента теплоотдачи по сравнению с ячеиловым процессом кипения.

5. Проблема интенсификации теплообмена при кипении ртути

Проблема интенсификации теплообмена между стенкой и кипящей ртутью изучалась в лаборатории бинарных циклов ЦКТИ в 1937 г., и результаты проведенных экспериментов публиковались в периодической печати („Журнал технической физики“, 1938 г., стр. 1873, и 1939 г., декабрь).

Изучались два метода повышения эффективности теплообмена¹:

1) гидродинамическое воздействие на поток кипящей ртути с целью обеспечения лучшего омывания стенки жидкой ртутью;

2) физико-химическое воздействие на поверхность теплообмена с целью изменения условий смачивания стенки ртутью путем уменьшения поверхностного натяжения для получения инверсии смачивания или путем разрушения окисной пленки на поверхности стенки.

Гидродинамический метод

Особенностью механизма кипения ртути является зависимость эффективности теплообмена от режима омывания стенки жидкой ртутью в зоне кипения.

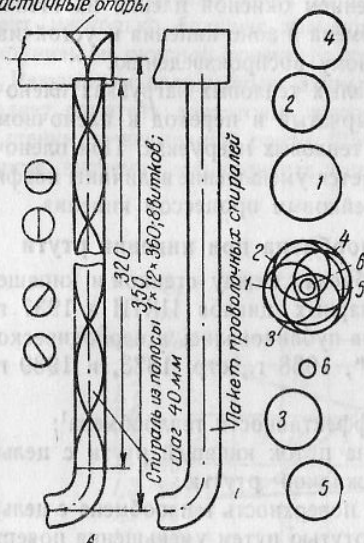
Идея гидродинамического метода интенсификации теплообмена при кипении ртути заключается в искусственном улучшении режима омывания стенки жидкой ртутью путем завихрения и разбрызгивания жидкой ртути по всему сечению испарительного элемента, что должно создавать максимальное количество очагов непосредственного контакта жидкой ртути со стенкой и свести до минимума долю поверхности нагрева, где жидкая ртуть отделена от стенки паровым слоем. Интенсивное омывание стенки жидкой ртутью должно повысить эффективность теплоперевода.

Турбулизация потока кипящей ртути может быть достигнута чисто механическим путем, с помощью специальных вставок-турбулизаторов, устанавливаемых в подъемных участках испарительных элементов ртутного парогенератора.

Этот же эффект турбулизации может быть достигнут и в обычных трубах, без турбулизирующих вставок, если будет подобрано определенное соотношение скорости потока и линейных размеров парогенерирующих элементов.

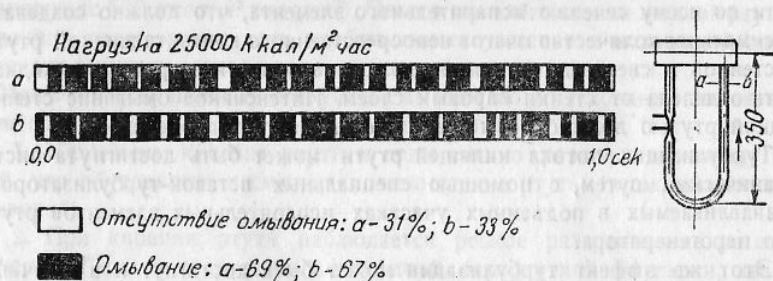
¹ Активное участие в работах по исследованию механизма кипения и амальгам приняли студенты-дипломанты энергомашиностроительного факультета Ленинградского политехнического института гг. Кроль и Израэлит, а также научный сотрудник ЦКТИ инж. М. И. Корнеев.

Зластичные опыты



А — спиральная вставка из полосового железа; В — вставка из проволочных спиралей: 1—6 — витки спиралей.

Нагрузка 25000 ккал/м²час



На фиг. 113 и 114 даются спектры омывания для испарительных элементов с турбулизирующими вставками. Омывание стенки жидкой ртутью составляет в этих опытах 67—72% по времени, тогда как

Нагрузка 25000 ккал/м² час

Уровень заливки

а

б

0,0

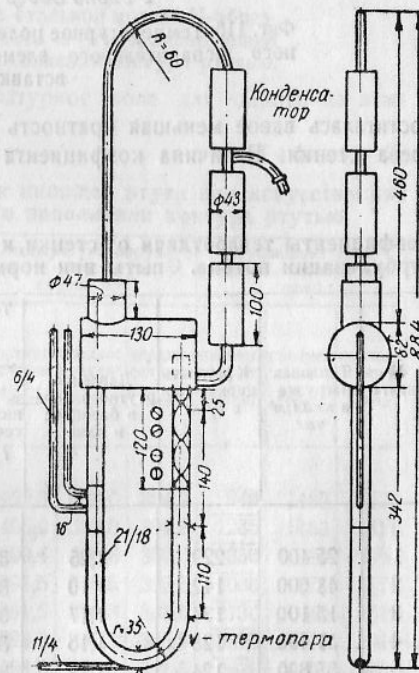
30 сек

350

Отсутств. омывания: а-32%; б-28%

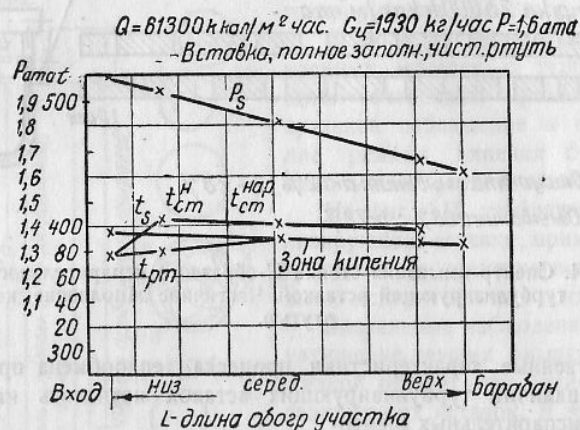
Омывание: а-68%; б-72%

Температурное поле на флг. 116 относится к опыту № 7 в табл. 27.



Фиг. 115. Стальная модель парогенерирующего элемента с турбулизирующей спиральной вставкой в верхней части подъемного участка.

При опытах без турбулизаторов сильный перегрев стенки получался при кратностях циркуляции 250—300. В опытах с турбулизатором



Фиг. 116. Температурное поле стальной модели U-образного испарительного элемента с турбулизирующей вставкой.

достигалась вдвое меньшая кратность циркуляции (110—120) без перегрева стенки. Величина коэффициента теплоотдачи от стенки к ртути

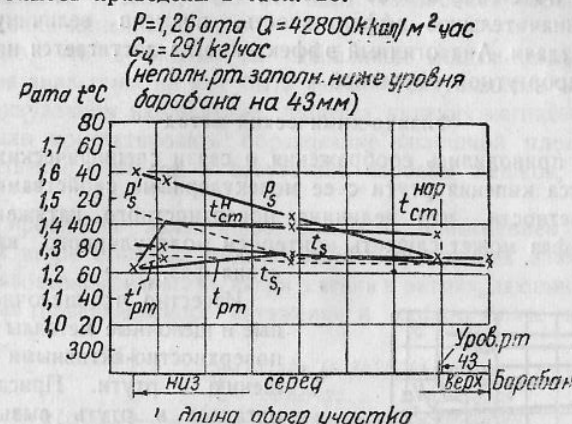
Таблица 27

Коэффициенты теплоотдачи от стенки к кипящей ртути при искусственной турбулизации потока. Опыты при нормальном заполнении модели ртутью

№ опыта	Тепловая нагрузка в $\text{ккал/м}^2 \text{ час}$	Кратность циркуляции в кг/кг	Давление ртутного пара в барабане в ата	Температура наружной поверхности стенки в $^{\circ}\text{C}$			Коэффициент теплоотдачи в $\text{ккал/м}^2 \text{ час град}$		
				нижнее сечение $t_{\text{ниж}}$	среднее сечение $t_{\text{сред}}$	верхнее сечение $t_{\text{верх}}$	нижнее сечение $\alpha_{\text{ниж}}$	среднее сечение $\alpha_{\text{сред}}$	верхнее сечение $\alpha_{\text{верх}}$
1	25 400	229	1,25	379,5	382,0	374,5	1950	2120	5640
2	48 000	142	1,10	375,0	380,0	372,0	2540	3760	5450
3	15 100	134	1,17	378,0	381,0	372,5	2400	2890	7780
4	51 400	128	1,16	378,0	384,0	375,0	2760	2840	6950
5	55 800	124	1,14	380,0	384,0	375,0	2950	3300	6640
6	55 800	132	1,5	396,5	394,6	389,0	2490	4130	7060
7	61 300	113	1,6	400,5	400,5	394,5	3170	8590	8560

в зоне кипения была не ниже $2000 \text{ ккал/м}^2 \text{ час град}$, тогда как в опытах без турбулизаторов она обычно была значительно меньше (до $300 \text{ ккал/м}^2 \text{ час град}$).

Были также проведены опыты с турбулизаторами при частичном заполнении контура ртутью (уровень ртути был ниже барабана). Результаты этих опытов приведены в табл. 28.



Фиг. 117. Температурное поле стальной модели U-образного испарительного элемента с турбулизирующей вставкой при частичном заполнении контура ртутью.

На фиг. 117 изображено температурное поле для одного из этих опытов (опыт № 3).

Таблица 28

Коэффициенты теплоотдачи от стенки к кипящей ртути при искусственной турбулизации потока и неполном заполнении контура ртутью

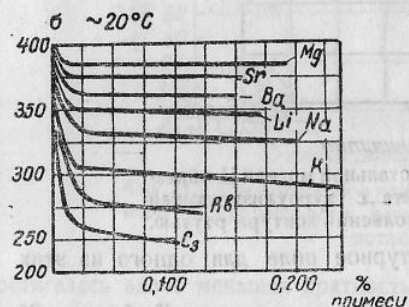
№ опыта	Тепловая нагрузка в $\text{ккал/м}^2 \text{ час}$	Кратность циркуляции в кг/кг	Давление ртутного пара в барабане P в ата	Температура наружной поверхности стенки в $^{\circ}\text{C}$			Коэффициент теплоотдачи в $\text{ккал/м}^2 \text{ час град}$		
				нижнее сечение $t_{\text{ниж}}$	среднее сечение $t_{\text{сред}}$	верхнее сечение $t_{\text{верх}}$	нижнее сечение $\alpha_{\text{ниж}}$	среднее сечение $\alpha_{\text{сред}}$	верхнее сечение $\alpha_{\text{верх}}$
1	29 700	33	1,41	402,0	398,0	394,0	940	1480	1715
2	34 000	28,9	1,38	405,0	399,0	394,8	1235	1450	1810
3	42 800	24,2	1,26	400,4	396,6	390,0	1350	1710	2360
4	29 700	23,5	1,19	391,5	388,5	383,5	1000	1370	1110
5	34 000	18,6	1,15	391,5	390,8	388,0	2130	1340	1510
6	33 400	18,05	1,16	394,3	391,3	385,5	3870	1420	1910
7	42 800	17,95	1,22	398,0	396,5	391,5	2630	1600	2000

Условия работы испарительного элемента при частичном заполнении контура ртутью аналогичны условиям работы эмульсионных поверхностей нагрева. В опытах с турбулизаторами и частичным заполнением имели место очень низкие значения кратности циркуляции, что указывает на высокое паросодержание ртутнопаровой эмульсии. При этом значительного перегрева стенки не происходило.

Таким образом, гидродинамический метод интенсификации теплообмена при кипении ртути с помощью турбулизирующей вставки, разбрызгивающей ртуть по стенке в зоне кипения, в условиях лабораторных опытов показал значительную эффективность, повысив величину коэффициента теплоотдачи. Аналогичный эффект иногда достигается на поворотах труб с парортутной эмульсией.

Физико-химический метод

Выше уже приводились соображения о связи специфических особенностей процесса кипения ртути с ее молекулярными свойствами. Указывалось, в частности, что величина поверхностного натяжения σ на границе двух фаз может служить критерием молекулярного взаимодействия фаз.



Фиг. 118. Изотермы адсорбции щелочных и щелочно-земельных металлов в ртути.

Известно, что щелочно-земельные и щелочные металлы являются поверхностно-активными по отношению к ртути. Присадка этих металлов в ртуть вызывает их адсорбирование на поверхности и связанное с этим уменьшение поверхностного натяжения σ_{12} . На фиг. 118 даются изотермы адсорбции щелочных металлов в ртути, показывающие связь между концентрацией C и поверхностным натяжением σ_{12} при температуре 20°C .

По одной известной величине σ_{12} нельзя высказать суждения относительно возможности инверсии смачивания у амальгам, так как формула Гаусса — Лапласа, устанавливающая связь между углом смачивания и поверхностным натяжением σ_{12} , содержит еще величины σ_{13} и σ_{23} , данные по которым в литературе отсутствуют.

К химическим методам повышения эффективности теплообмена в кипящей ртути может быть отнесен также способ очистки поверхности нагрева от окисной пленки с помощью агрессивных по отношению к ней кислот, на что указывается в некоторых литературных источниках. На американских ртутнопаровых установках применялась периодическая промывка ртутных парогенераторов соляной кислотой.

В ЛБЦ были проведены опыты по изучению процесса кипения калиевой и магниевой амальгамы при различной весовой концентрации. Опыты велись на описанной стеклянной модели парогенерирующего элемента из трубки диаметром 14 мм. При заливке приготовленной холодной амальгамы в стеклянный сосуд наблюдалось появление на поверхности складчатой пленки, которая при взбалтывании сосуда смачивала его стенки, оседая на них в виде сетки мелких капель. Аналогичное наблюдалось и при магниевой амальгаме, даже при незначительных концентрациях в ртути магния. При этом необходимо иметь в виду следующие обстоятельства: 1) при работе с амальгами большое значение имеют как способ и чистота приготовления амальгам, так и хранение их, чему необходимо уделять достаточное внимание;

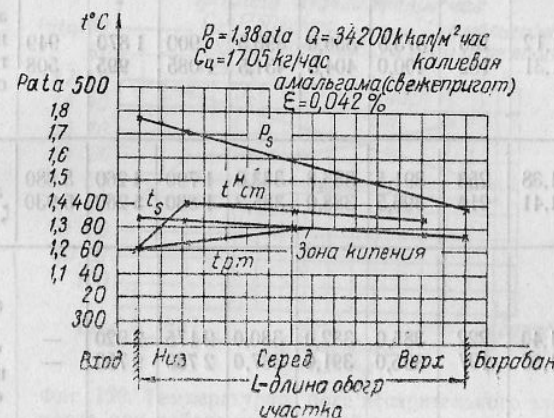
2) действие амальгамы может заключаться не только в уменьшении поверхностного натяжения ртути, но и в разрушении окисной пленки на поверхности металла, что улучшит теплообмен между стенкой и ртутью в зоне кипения.

Понятно, что в опытах на стеклянной модели последний эффект применения амальгамы не мог быть выявлен визуальными наблюдениями.

При визуальном наблюдении процесса кипения магниевой амальгамы можно было констатировать образование сплошной пленки жидкости непосредственно у стенок и отсутствие паровых мешков, прилегающих к стенкам.

Были проведены дальнейшие опыты с применением амальгам на описанных выше стальных моделях парогенерирующих элементов.

Использовались амальгамы калия, магния и натрия, дающие более резкое уменьшение поверхностного натяжения и вообще более активные, чем



Фиг. 119. Температурное поле испарительного элемента при работе на свежеприготовленной калиевой амальгаме.

щелочно-земельные металлы. Калиевая и магниевая амальгамы готовились электролитически¹. Большая серия опытов была проведена на магниевой амальгаме, получаемой простым растворением магния в ртути.

Результаты некоторых опытов по определению коэффициентов теплоотдачи при кипении калиевой, магниевой и натриевой амальгам приведены в табл. 29.

На фиг. 119 изображено температурное поле испарительного элемента при работе на свежеприготовленной калиевой амальгаме с концентрацией $\zeta = 0,042\%$ по весу. Тепловая нагрузка — $21\,000 - 39\,000 \text{ ккал/м}^2 \text{ час}$. Несмотря на достижение ртутью температуры кипения t_s , перегрева стенки не наблюдается. Коэффициент теплоотдачи от стенки к кипящей амальгаме в среднем и верхнем сечениях достаточно велик ($1000 - 3000 \text{ ккал/м}^2 \text{ час град}$).

На фиг. 120 дано температурное поле при кипении калиевой амальгамы, подвергавшейся в течение 14 час. воздействию атмосферного

¹ Работа по приготовлению амальгам и их исследованию проведена при участии и.ж. Л. Н. Ложкина.

Таблица 29
Коэффициенты теплоотдачи от стенки к кипящей амальгаме¹

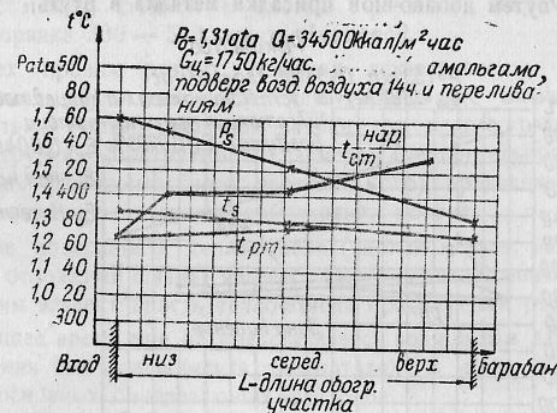
№ опыта	Тепловая нагрузка в ккал/м ² час	Давление пара в ба- рабне в атм	Кратность циркуля- ции в кг/кг	Температура наруж- ной поверхности стенки в °C			Коэффициент тепло- отдачи в ккал/м ² час град			Примечание
				нижнее сечение <i>t_{ниж}</i>	среднее сечение <i>t_{сред}</i>	верхнее сечение <i>t_{верх}</i>	нижнее сечение <i>α_{ниж}</i>	среднее сечение <i>α_{сред}</i>	верхнее сечение <i>α_{верх}</i>	
1	25 400	1,36	205	390,5	395,0	389,7	1 075	1 415	1 755	Калиевая амальгама $\zeta = 0,042\%$
2	34 200	1,38	179	400,8	393,0	388,0	1 020	2 670	2 960	
3	30 100	1,12	186	373,5	386,0	396,5	900	1 870	949	Калиевая амальгама, подвергнутая возд- й-ствию воз- духа
4	34 500	1,31	182	400,0	404,3	431,5	1 085	995	508	
5	30 100	1,38	253	391,5	386,8	383,0	1 790	4 260	5 880	Калиевая амальгама $\zeta = 0,0293\%$
6	34 500	1,41	216	396,5	388,9	385,2	1 830	5 260	5 930	
7	25 400	1,40	222	385,0	382,0	380,0	2 175	2 920	—	Калиевая амальгама после 107 час. стоя- ния без до- ступа воз- духа
8	34 100	1,56	197	395,0	391,0	387,0	2 730	9 750	—	
9	29 700	1,63	232	393,0	395,0	390,0	3 850	4 300	10 200	Натриевая амальгама $\zeta = 0,05\%$
10	43 800	1,69	185	397,0	397,0	395,0	4 780	8 320	10 500	
11	79 000	1,81	172	414	414	417	5 000	5 000	7 000	Магниева амальгама $\zeta = 0,02\%$
12	85 500	1,9	200	424	422	438	4 800	4 200	2 500	Магниева амальгама $\zeta = 0,01\%$
13	85 700	1,84	143	810	805	760	300	300	320	Магниева амальгама, подвергну- тая воз- действию воздуха
14	85 000	1,9	75	—	—	—	—	2 500	2 500	

¹ Подробные данные по исследованию теплообмена к амальгамам магния, калия и натрия приводятся в специальных работах ЦКТИ.

воздуха. По сравнению с работой на свежеприготовленной амальгамой эффективность теплообмена упала. Повидимому, под действием воздуха произошло частичное разложение амальгамы. Имеет место перегрев стенки, как и при работе на чистой ртути.

В опытах с пониженной концентрацией калия в амальгаме ($\zeta = 0,0293\%$), наблюдались результаты, идентичные опытам с более высокой концентрацией калия ($\zeta = 0,042\%$).

Опыты с калиевой амальгамой $\zeta = 0,0293\%$ были также проведены после пребывания амальгамы в закрытой установке в течение 107 час. По сравнению с предыдущими опытами получено более благоприятное температурное поле (фиг. 121), и коэффициент теплоотдачи возрос. Под действием амальгамы произошло разрушение окисной пленки на стенке испарительного элемента.



Фиг. 120. Температурное поле испарительного элемента при работе на калиевой амальгаме, подвергнутой воздействию воздуха.

На натриевой амальгаме опыты проводились при концентрации натрия $\zeta = 0,0505\%$, и коэффициенты теплоотдачи оказались высокими, как и при кипении калиевой амальгамы. Большой интерес представляют наши опыты по исследованию магниевой амальгамы. Присадка магния к ртути также вызывает резкое возрастание коэффициента теплоотдачи.

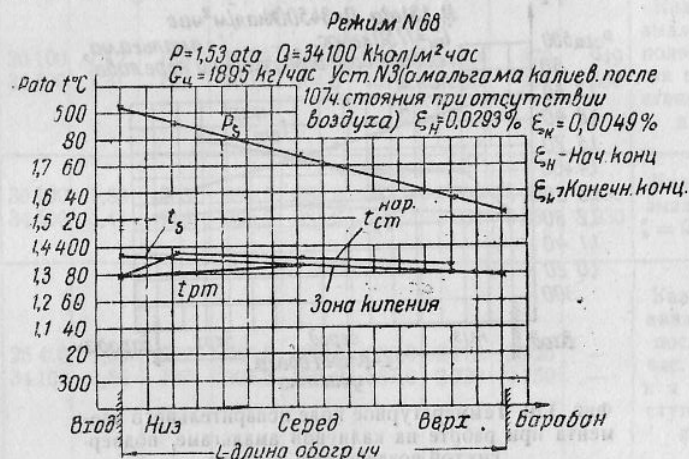
Необходимо отметить, что, как калиевая, так натриевая и магниевая амальгамы довольно легко разлагаются при работе, теряя свои свойства в смысле влияния на теплообмен при кипении в присутствии воздуха.

В 1942 г. в американских журналах появились сообщения об использовании амальгам в качестве присадки к котловой ртути в промышленных ртутно-водяных установках.

Попытка использования натриевой амальгамы дала в опытах положительные результаты в смысле резкого улучшения теплообмена в зоне кипения ртути, но в результате получалась закупорка труб шламом, состоящим из окиси ртути и $\text{Na}_2\text{OFe}_2\text{O}_3$. Последнее соединение представляет собой конечный продукт реакции между натрием, окисью железа и кислородом. Этот шлам выпадает в виде твердых частиц, трудно удалимых из ртути.

Действительно, указанное обстоятельство наблюдалось нами в 1937 г. в опытах на калиевой и натриевой амальгамах. Магниева же амальгама давала порошкообразную структуру шлама. В промышленной эксплуатации используют магний, вводимый в котловую ртуть вместе с титаном. Концентрация магния составляет около 0,002% и концентрация титана — до 0,001% от веса котловой ртути. По мнению американцев, присадка титана препятствует растворимости стали ртутью.

Магниево-титановая амальгама дает такой же эффект улучшения теплообмена в зоне кипения ртути, как магневая и натриевая, и получающийся шлам имеет порошкообразную структуру и легко удаляется из ртути („Transaction A. S. M. E“, 1942, стр. 646). В случае разложения амальгамы теряется высокая эффективность теплообмена от стенки к кипящей амальгаме. Однако это свойство легко восстанавливается путем добавочной присадки металла в ртуть.



Фиг. 121. Температурное поле испарительного элемента при работе на калиевой амальгаме, после пребывания амальгамы в установке в течение 107 час.

На ртутно-водяной бинарной установке в Скенэктеди, мощностью 50 000 квт, расход магния на присадку к ртути составляет 0,45 кг за 200 час. работы, расход титана — 0,9 кг в неделю. Магний хорошо растворяется в ртути при температуре около 200° С, титан растворяется в магневой амальгаме.

6. Основные факторы, влияющие на теплообмен между стенкой и кипящей ртутью

Рассмотрение изложенных выше данных о процессе кипения ртути позволяет выявить основные факторы, определяющие эффективность теплоотдачи от стенки к кипящей ртути.

Молекулярные свойства ртути, как это было показано, при обычных условиях вызывают несмачивание стенки ртутью при растекании и при-

липании. Это определяет конфигурацию и величину пузыря ртутного пара и движение его под действием собственной подъемной силы вдоль стенки, причем жидкая ртуть оттесняется от стенки к ядру потока, что вызывает ухудшение теплообмена, так как прослойка ртутного пара представляет значительное термическое сопротивление. Чистая ртуть имеет пленочный процесс кипения.

Если бы передача тепла происходила от стенки к потоку ртутного пара, то коэффициент теплоотдачи был бы весьма мал (20—50 ккал/м² час град), как это показывают опыты и теоретические расчеты. Но процесс кипения ртути характеризуется пульсирующим режимом, и стенка попеременно омывается то газовой (паровой), то жидкой фазой. Поэтому и при наличии слоя ртутного пара у стенки испарительного элемента коэффициент теплоотдачи будет выше, чем при теплообмене между стенкой и чистым ртутным паром, составляя величину порядка 300—500 ккал/м² час град.

При всех прочих равных условиях эффективность теплообмена в зоне кипения ртути тем выше, чем интенсивнее омывание стенки жидкой ртутью. Режим омывания зависит от целого ряда факторов: тепловой нагрузки, конструкции и размеров испарительного элемента, его положения (горизонтального, вертикального), приведенной скорости жидкости и пара и от степени турбулизации потока.

Состояние поверхности теплообмена (чистый металл, наличие окисной пленки, отложений шлама) является также первостепенным фактором, определяющим эффективность теплообмена при кипении ртути.

В настоящее время еще не представляется возможным дать обобщенные выражения для коэффициента теплоотдачи в зоне кипения ртути в функции основных определяющих факторов.

Для тепловых расчетов ртутных парогенераторов имеют существенное значение следующие основные выводы:

1) для вертикально расположенных испарительных элементов ртутных парогенераторов величина коэффициента теплоотдачи от стенки к кипящей ртути равняется, при обычных условиях (технически чистая ртуть, технически чистая поверхность теплообмена), 200—500 ккал/м² час град;

2) при горизонтальном и наклонном положении испарительных элементов величина коэффициента теплоотдачи в зоне кипения ртути ближе к среднему значению его, указанному для вертикально расположенных элементов;

3) наблюдающаяся неустойчивость режима теплообмена в зоне кипения ртути требует осторожности в выборе расчетных значений коэффициентов теплоотдачи;

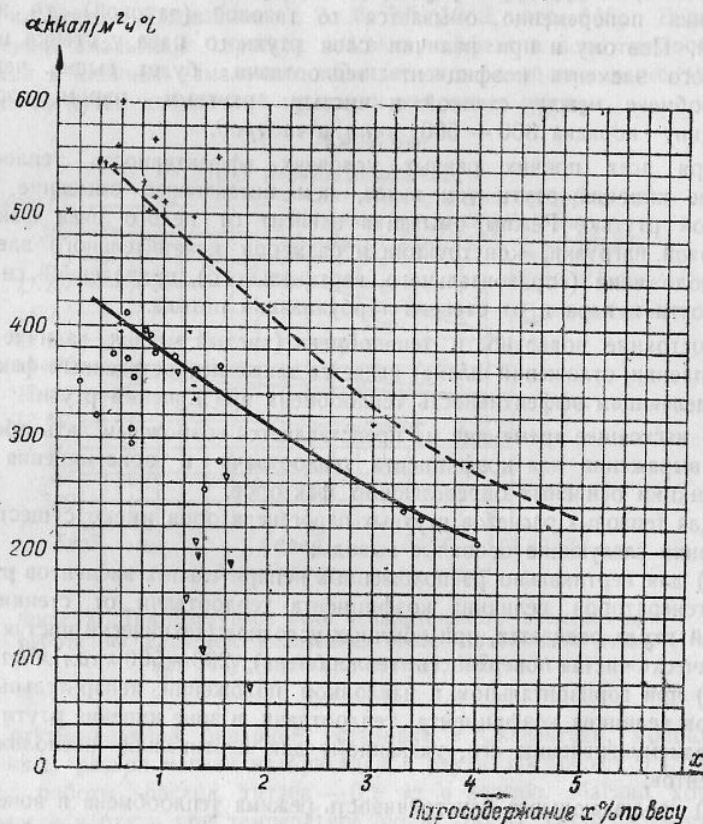
4) величина коэффициента теплоотдачи от стенки к ртутнопаровой эмульсии снижается (фиг. 122) с увеличением паросодержания (в пределах, проверенных опытами); с другой стороны, при некоторых условиях эта тенденция не сказывалась заметно;

5) наблюдалась тенденция снижения эффективности теплообмена с ростом тепловой нагрузки;

6) наблюдалась тенденция улучшения теплообмена с ростом приведенной скорости потока кипящей ртути и диаметра испарительного элемента (фиг. 123, по опытам проф. Стыриковича М. А. и инж. Сорина А. Р.);

7) при достижении определенного предела скорости ртутнопаровой эмульсии величина коэффициента теплоотдачи может быть значительно повышена, даже при очень больших паросодержаниях (фиг. 124);

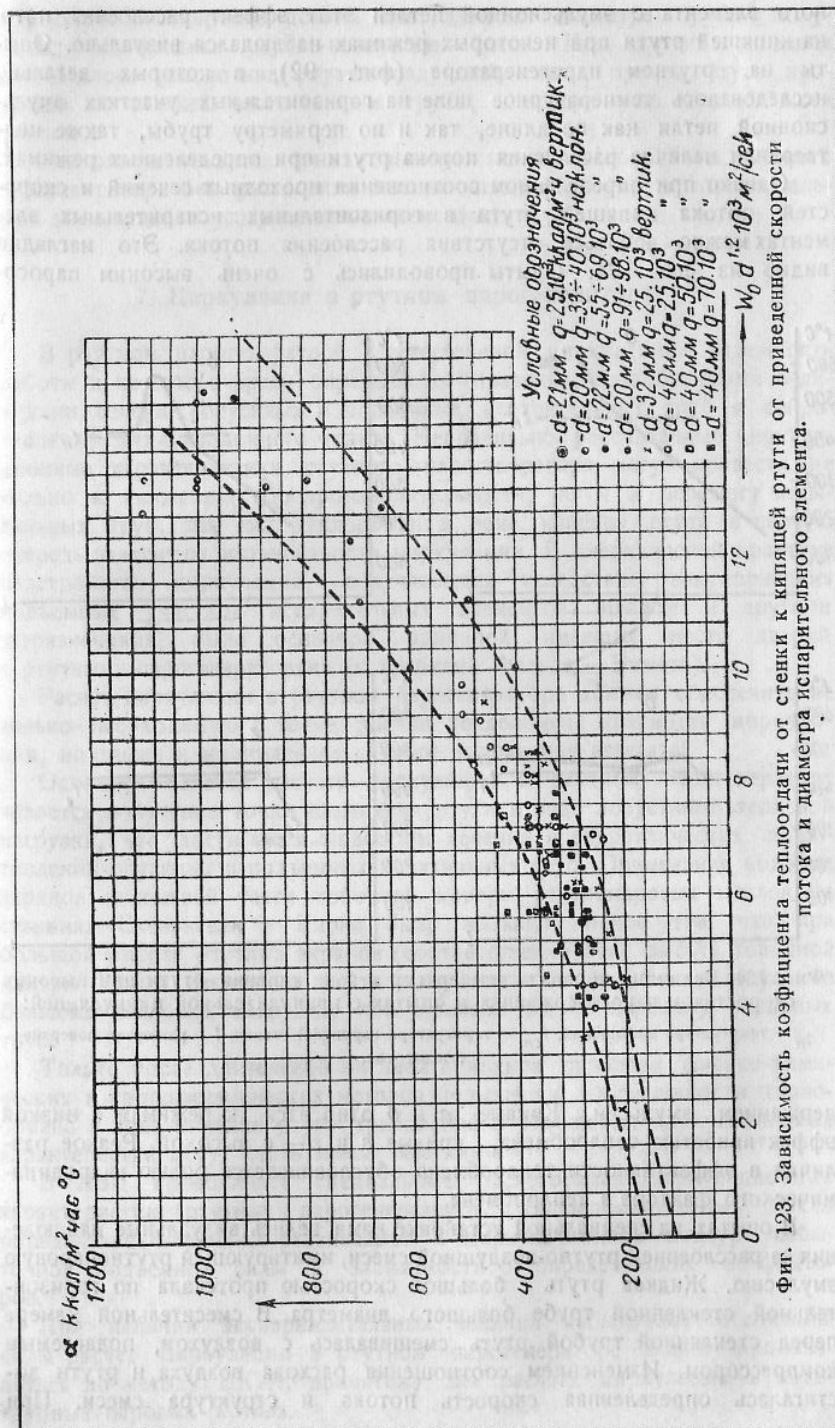
8) специальная обработка внутренней поверхности испарительных элементов и присадка к ртути некоторых металлов (натрия, магния) или искусственное завихривание потока кипящей ртути могут значительно улучшить условия теплообмена. К такому же результату приводит отсутствие окиси на внутренней поверхности труб, что может иметь место при употреблении труб, изготовленных из высоколегированной нержавеющей стали, и при отсутствии доступа воздуха.



Фиг. 122. Зависимость коэффициента теплоотдачи от стенки к кипящей ртути от величины весового паросодержания эмульсии:

▽ — горизонтальный испарительный элемент; ○ — вертикальный испарительный элемент, верхнее сечение; + — вертикальный испарительный элемент, нижнее сечение.

Приведенные на фиг. 124 данные получены из опытов на ртутном парогенераторе с принудительной циркуляцией ртути. Большой удельный вес жидкой ртути вызывает предположение о возможности расслоения ртутнопаровой эмульсии в горизонтальных испарительных элементах на жидкую и газовую фазы. В опытах на стеклянной модели испаритель-



Фиг. 123.

ного элемента с эмульсионной петлей этот эффект расслоения потока кипящей ртути при некоторых режимах наблюдался визуально. Опыты на ртутном парогенераторе (фиг. 92), в которых детально исследовалось температурное поле на горизонтальных участках эмульсионной петли как по длине, так и по периметру трубы, также подтвердили наличие расслоения потока ртути при определенных режимах.

Однако при определенном соотношении проходных сечений и скоростей потока кипящей ртути в горизонтальных испарительных элементах можно добиться отсутствия расслоения потока. Это наглядно видно из фиг. 124. Опыты проводились с очень высоким паросо-

определенной скорости потока для данного диаметра трубы получалась однородная ртутно-воздушная смесь. При других условиях наблюдалось расслоение ртутно-воздушной смеси, причем ртуть протекала по нижней части сечения трубы, а воздух — по верхней части сечения.

Эти опыты показали принципиальную возможность работы ртутного парогенератора без расслоения потока кипящей ртути в горизонтальных и наклонных испарительных элементах.

7. Циркуляция в ртутном парогенераторе

В ртутном парогенераторе с естественной циркуляцией надежность работы в первую очередь определяется правильно подобранными величинами сечений опускных и подъемных испарительных труб и сопротивлений циркуляционного тракта. Неправильно рассчитанные циркуляционные характеристики ртутного парогенератора могут привести не только к снижению паропроизводительности, но и к перегосу кипящих труб, так как теплообмен в зоне кипения ртути в первую очередь зависит от интенсивности циркуляции. В американской практике расстройство циркуляции, получавшееся вследствие закупоривания подъемных участков испарительных элементов шламом и другими загрязнениями, было основной причиной имевших место аварий с ртутными парогенераторами (с трубками Фильда — Эммета).

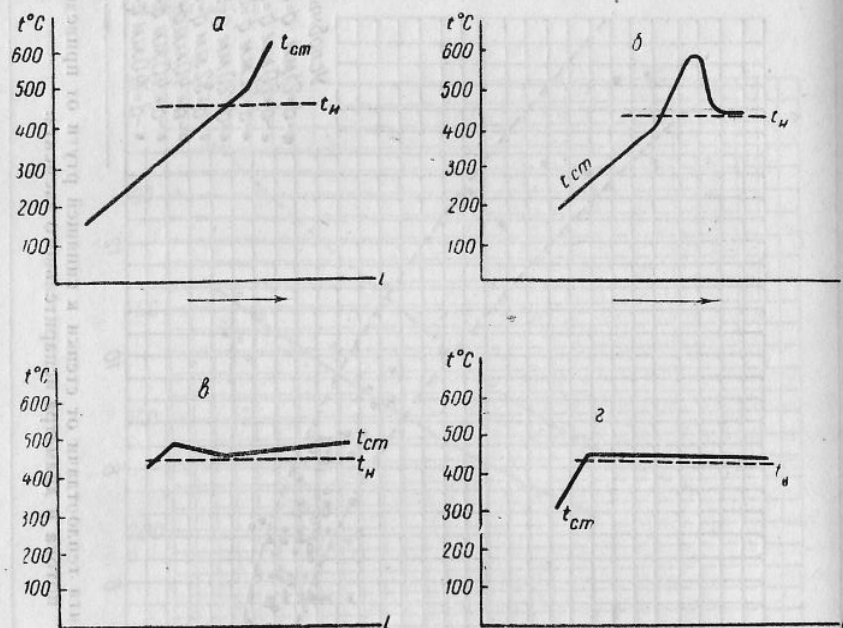
Расчет циркуляции в ртутном парогенераторе должен обеспечить не только необходимую с точки зрения теплообмена кратность циркуляции, но также и минимальное ртутное заполнение агрегата.

Основной задачей расчета циркуляции в ртутном парогенераторе является получение точки закипания ртути в зоне допустимой тепловой нагрузки, что достигается подбором сечений и гидравлических сопротивлений опускных и подъемных кипящих труб. Применение водяных экранов в нижней части топочной камеры ртутнопаровых котлов на станциях Скенэктеди и Кирни было вызвано именно тем, что при большой высоте ртутных экранов (соответственно всей высоте топочной камеры) точка закипания ртути получалась бы в зоне недопустимо больших тепловых нагрузок, что привело бы к перегосу экранных труб.

Только после длительной эксплуатационной проверки физико-химических и гидродинамических методов повышения эффективности теплообмена в зоне кипения ртути требования в отношении циркуляционных характеристик могут стать менее жесткими.

В ЛБЦ проводились специальные исследования циркуляционных характеристик ртутных парогенераторов. Экспериментальным путем определялись величины развиваемой в циркуляционном контуре избыточной подъемной силы в зависимости от определяющих ее факторов.

При наличии экспериментальных величин избыточной подъемной силы расчет циркуляции в ртутном парогенераторе может производиться по методу ЦКТИ, принятому для расчета циркуляции в водотрубных паровых котлах.



Фиг. 124. Величина перепада температур в зоне кипения ртути при высоких скоростях и паросодержаниях в опытах с принудительной циркуляцией:

t_n — температура насыщения; t_{cm} — температура наружной стенки; l — развертка поверхности нагрева.

держанием эмульсии. Кривые а и б относятся к режимам с низкой эффективностью теплообмена, кривые в и г — с высокой. Резкое различие в эффективности теплообмена обуславливается ролью гидродинамического фактора в теплообмене.

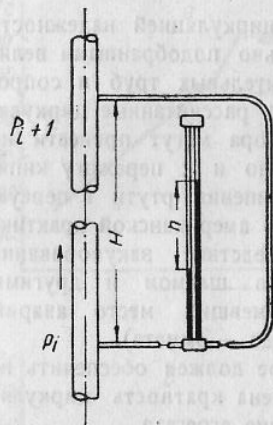
В опытах на специальной установке нами велись визуальные наблюдения за расслоением ртутно-воздушной смеси, имитирующей ртутнопаровую эмульсию. Жидкая ртуть с большой скоростью протекала по горизонтальной стеклянной трубе большого диаметра. В смесительной камере перед стеклянной трубой ртуть смешивалась с воздухом, подаваемым компрессором. Изменением соотношения расхода воздуха и ртути достигалась определенная скорость потока и структура смеси. При

Величина избыточной подъемной силы зависит от следующих основных параметров:

- W_p^* — приведенная скорость пара;
- W_o^* — приведенная скорость жидкости;
- P — давление пара;
- d — диаметр труб.

На вертикальном подъемном участке циркуляционного контура высотой H может развиваться избыточная подъемная сила:

$$P_{изб} = h(\gamma_{рт}^{np} - \gamma_s) - H(\gamma_{рт}^{np} - \gamma_{рт}^{оп}).$$



Фиг. 125. Схема экспериментального определения избыточной подъемной силы подъемного циркуляционного контура участка.

Здесь обозначения соответствуют схеме измерений по фиг. 125:

- h — разность уровней ртути в дифференциальном манометре;
- $\gamma_{рт}^{оп}$ — удельный вес ртути в опускном участке контура;
- $\gamma_{рт}^{np}$ — удельный вес ртути в проводке к манометру;
- γ_s — удельный вес воды в проводке к манометру.

На фиг. 126 изображено изменение избыточной подъемной силы в циркуляционном контуре ртутного парогенератора, отнесенной к подъемному участку высотой 1 м, в зависимости от давления и приведенных скоростей пара и жидкости по опытам проф. Стыриковича и инж. Сорина.

До некоторого предела величина избыточной подъемной силы возрастает с увеличением приведенной скорости пара, достигая максимума. Дальнейшее увеличение приведенной скорости пара вызывает уже не увеличение, а уменьшение избыточной подъемной силы.

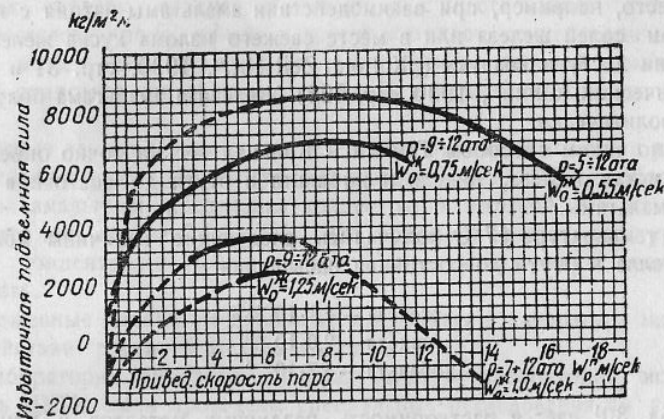
На величину $P_{изб}$ оказывает сильное влияние и величина приведенной скорости жидкости.

Заметного влияния давления пара и диаметра кипяtilльных труб на величину избыточной подъемной силы в проведенных опытах не выявлено. Таким образом, основным фактором, определяющим величину избыточной подъемной силы в данных условиях, является величина приведенной скорости пара и жидкости.

Полученные в опытах циркуляционные характеристики были использованы при проектировании ртутного парогенератора паропроизводительностью 10 т/час.

При работе этого парогенератора, как это будет указано ниже, расстройств и нарушения циркуляции не наблюдалось. Интересно, что изменение структуры потока может, повидимому, существенно влиять на циркуляционную характеристику ртути. Опыты на стальных моделях, описанных выше, показывают, что переход с работы установок на чистой

ртути к работе на амальгаме всегда сопрягается с резким увеличением циркуляции и одновременно с интенсивным возрастанием эффективности теплообмена. Последние обстоятельства связаны с изменением механизма процесса кипения и, следовательно, со структурой потока (видом и характером образующейся эмульсии). В настоящее время ЦКТИ исследуется циркуляция амальгамы.



Фиг. 126. Величины избыточной подъемной силы в подъемном участке циркуляционного контура высотой 1 м в зависимости от давления и приведенной скорости.

IV. ВЛИЯНИЕ РТУТИ НА МЕТАЛЛ

В литературных данных о воздействии ртути на сталь встречаются противоречия.

В статьях американских специалистов, опубликованных с 1923 по 1937 г., сообщалось, что эксплуатация ртутнопаровых установок не выявила разрушающего действия ртути на сталь.

Халсарт (фирма Бабкок и Вилькокс) в докладе Американской ассоциации инженеров-механиков заявлял о возможности изготовления оборудования для ртутнопаровых установок из обычной углеродистой стали и лишь при особо высоких температурах — из легированной стали (например хромоникелевой), способной противостоять окислению.

Представители фирмы General Electric Company также сообщали, что ртутные котлоагрегаты станций Саус-Мидоу, Кирни и Скенэктеди выполнены из углеродистой стали, но испарительные элементы, подвергающиеся действию высоких температур, алитированы с целью повышения их жаростойкости.

В 1936 г. главный инженер Г. Е. Со Смит упоминал в своей статье, что хотя в эксплуатации ртутнопаровых установок не было перерывов из-за разрушения металла ртутью, но лабораторные исследования установили возможность предотвращения растворимости сталей добавкой в ртуть некоторых агентов, например, циркония или титана, и что это средство начало применяться в эксплуатации.

В более поздних статьях американских специалистов (1941—1942 гг.) уже прямо указывается, что углеродистые стали сильно растворяются ртутью, что приводит к снижению мощности ртутных котлоагрегатов

или даже к аварии из-за закупорки кипяtilных труб отложениями продуктов растворения стали ртутью.

Рассмотрим имеющиеся в литературе общие данные о воздействии ртути на металлы.

Железо считается практически не поддающимся амальгамированию. Однако при некоторых условиях и амальгамирование железа может иметь место, например, при взаимодействии амальгамы натрия с водным раствором солей железа или в месте свежего излома куска железа при отсутствии доступа воздуха („Kolloid. Zeitschr.“, 1930, стр. 31 и „Журнал физической химии“, 1930, стр. 523). Железная амальгама получается и электролитически.

Именно таким способом Тамман и Кольман весьма точно определяли растворимость железа, никеля и кобальта в ртути до состояния насыщения амальгамы.

При температуре 17°C получались следующие величины молярной доли металла в ртути до состояния насыщения:

железа — $4,1 \cdot 10^{-19}$;
 никеля — $2,0 \cdot 10^{-5}$;
 кобальта — $5,7 \cdot 10^{-8}$

В табл. 30¹ дается растворимость различных металлов в ртути до состояния насыщения.

Таблица 30

Название элемента	Растворимость в ртути в %	Название элемента	Растворимость в ртути в %
Литий Li	0,09	Кадмий Cd	4,92
Натрий Na	0,68	Барий Ba	0,33
Калий K	0,8	Алюминий Al	$2 \cdot 10^{-3}$
Медь Cu	$3,2 \cdot 10^{-3}$	Таллий Tl	42,8
Рубидий Rb	1,54	Олово Sn	0,62
Цезий Cs	4,34	Свинец Pb	1,3
Золото Au	0,13	Хром Cr	$3,1 \cdot 10^{-11}$
Магний Mg	0,24	Марганец Mn	$2,5 \cdot 10^{-4}$
Кальций Ca	0,3	Железо Fe	$1,0 \cdot 10^{-17}$
Цинк Zn	2,15	Никель Ni	$5,9 \cdot 10^{-4}$

По литературным данным, кроме железа и хрома, практически нерастворимыми в ртути при комнатной температуре являются молибден и вольфрам. Однако Гон², первый исследовавший железную амальгаму, полученную электролизом, нашел, что она может содержать 1—3% железа, т. е. быть как бы в перенасыщенном состоянии. При фильтровании через кожу эта амальгама вела себя как суспензия.

Ричардс и Гаррад после фильтрования железной амальгамы обнару-

жили в остатке магнитную закись железа Fe_2O_3 . Эти данные показывают, что железная амальгама может быть неомогенной системой.

Рабинович и Животинский¹ со всей очевидностью показали коллоидную природу железной амальгамы и ее способность к разложению и деседиментации железа. Доказано также влияние на этот процесс примесей в ртути (Zn, Pb, Sn, Na и др.).

Таким образом, следует считать, что с существованием коллоидных амальгам железа, хрома, никеля и других металлов, концентрация которых в ртути может быть значительно выше, чем в истинной амальгаме, к которой относятся приведенные в табл. 30 данные (при комнатной температуре).

Опытные данные Пальмера свидетельствуют о независимости растворимости стали в ртути от температур (в диапазоне 20—211°C) при образовании истинной амальгамы, предельная концентрация которой, по его данным, составляет для железа 0,00007%. При более высоких температурах предельная концентрация железа в ртути, повидимому, может значительно возрастать.

Изложенные данные исчерпывают имеющиеся в литературе материалы о воздействии ртути на железо и стали.

В лаборатории бинарных циклов, затем в лаборатории испытания металлов ЦКТИ были проведены специальные исследования по изучению поведения сталей в ртутной среде.

Образцы сталей (малоуглеродистых и легированных) подвергались длительному воздействию ртути и ртутного пара в свободном и нагруженном состоянии при различных температурах. Подвергались испытанию также образцы из участков испарительных элементов ртутных парогенераторов после их длительной работы в лаборатории.

Исследование образцов различных сталей, не подвергавшихся нагрузке, но находившихся в ртути и ртутном паре при температуре до 550°C, не показало заметных следов воздействия ртутной среды. Установлено лишь незначительное обезуглероживание и увеличение размеров зерен у наружной поверхности некоторых образцов. У образцов, подвергавшихся действию ртути при высокой температуре в нагруженном состоянии, результаты воздействия ртутной среды выражены более сильно, как это видно из фиг. 127 и 128.

Повидимому, при температуре выше 500—550° и давлении ртутного пара 15—20 ат следует ожидать заметного воздействия ртутного пара и жидкой ртути на углеродистые стали при длительной работе.

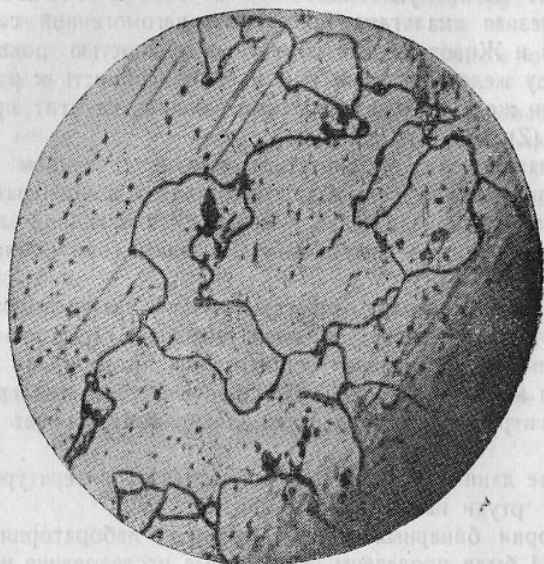
Природа этого явления еще недостаточно изучена. Возможно, что наблюдавшиеся изменения в структуре поверхностных слоев углеродистой стали являются результатом действия побочных причин, непосредственно с ртутью не связанных, или результатом действия каких-то катализаторов.

В литературе указывается, что углеродистые стали растворяются ртутью, как это показала эксплуатация ртутнопаровых установок. Присадка к котловой ртути титана приводит, по предположениям американцев, к образованию на стенках труб тонкой защитной пленки, препятствующей растворению железа ртутью. Присадка же натрия ускоряет

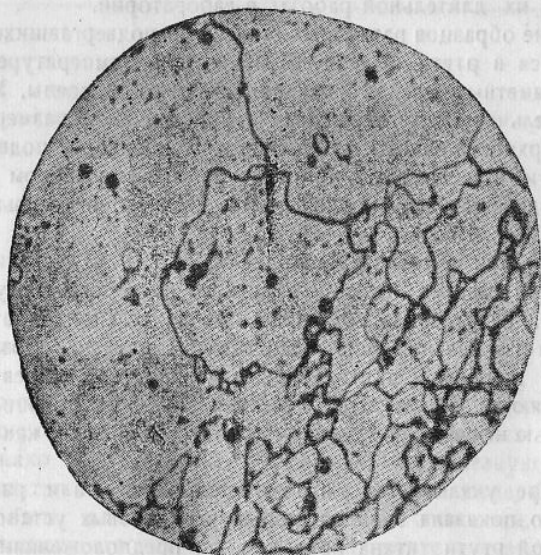
¹ Из „Zeitschrift für anorg. und allgem. Chemie“ 160, №1927.

² „Phys. Chemie“, 1910, § 181.

¹ „Журнал физической химии“, 1930, стр. 523.



Фиг. 127. Шлиф образца углеродистой стали после пребывания в жидкой ртути и ртутном паре в свободном состоянии.

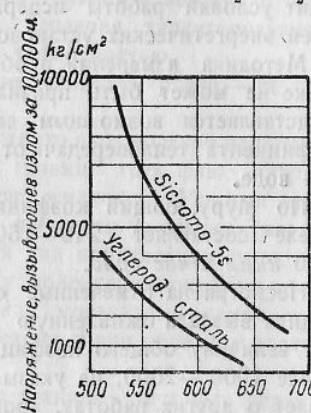


Фиг. 128. Шлиф образца углеродистой стали после пребывания в жидкой ртути и ртутном паре в нагруженном состоянии.

процесс растворения железа ртутью, так как между натрием и окисью железа происходит довольно интенсивная реакция, в результате которой в значительном количестве выделяется шлак, состоящий из $\text{Na}_2\text{OFe}_2\text{O}_3$ (sodium ferrite). Таким образом, натрий в данном случае способствует процессу растворения железа ртутью.

Растворимость сталей ртутью усиливается с ростом температуры, как это видно из следующих цифр:

Температура в °C	Растворимость сталей в мм/год		
	углеродистой	с 5% хрома	Sicromo-5S
482	0,1	0,05	0,05
536	0,25	0,1	0,0125
594	0,55	0,25	0,0275
650	1,34	0,63	0,063



Фиг. 129. Сравнительная характеристика стали Sicromo-5S и углеродистой стали.

Хромистые стали при температурах до 500—550°C лучше противостоят воздействию ртути. Наиболее стойкой к растворяющему действию ртути при высоких температурах является сталь марки Sicromo 5S, в состав которой входят: C = 0,12%, Cr = 5%, Mo = 0,5%, Si = 1,5%.

Добавка в ртуть таких элементов, как цирконий и титан, еще более ослабляет ее растворяющее действие. Количество добавки титана к ртути является функцией рабочей температуры. Так, при температуре 454°C добавка титана составляет 0,0001%, при температуре 536°C—0,001%. Механические свойства стали Sicromo-5S показаны на фиг. 129.

Наличие сталей типа Sicromo-5S и добавка в ртуть магния и титана в большой степени решают проблему ртутных котлоагрегатов.

При эксплуатации установок добавляется в Кирни ежедневно 900 г титана, а в Скенэктеди — до 900 г в неделю, так как число часов работы установок различное.

V. РАБОЧИЙ ПРОЦЕСС В КОНДЕНСАТОРЕ-ИСПАРИТЕЛЕ

1. Обзор литературных данных

Из работ, посвященных вопросу конденсации ртутного пара, можно назвать только статью Мура, в которой излагаются результаты экспериментов на небольшом конденсаторе-испарителе вспомогательного назначения, проведенных в лаборатории фирмы Бабкок и Вилькоккс. Поверхность нагрева этого конденсатора-испарителя состоит из змеевика, по которому протекает ртутный пар. Змеевик помещен в кожухе, залитом до определенного уровня охлаждающей водой. Над зеркалом воды при работе конденсатора-испарителя образуется паровое пространство, так что верхняя часть змеевика охлаждается водяным паром.

Данные Мура не представляют интереса с точки зрения использования их для проектирования энергетических установок, так как конструкция его экспериментального конденсатора-испарителя не воспроизводит условий работы испарительных элементов конденсаторов-испарителей энергетических установок.

Методика измерений и обработки результатов экспериментов Мура также не может быть признана удачной, так как из этих данных не представляется возможным даже определить действительную величину коэффициента теплопередачи от конденсирующегося ртутного пара к кипящей воде.

По Муру, общий коэффициент теплопередачи в конденсаторе-испарителе составляет 240—1500 $\text{ккал/м}^2\text{час град}$ и не превышает 2000 $\text{ккал/м}^2\text{час град}$.

Несмотря на отмеченные самим Муром недостатки его работы, последняя вызвала оживленную дискуссию. В краткой заметке Кинг называет величину общего коэффициента теплопередачи в конденсаторе-испарителе 1000—2000, не указывая размерности. Поскольку Кинг не упоминает о других работах, кроме работы Мура, то можно предполагать, что он повторил цифры Мура, переведя их в метрическую систему.

Противоречащие данным Мура цифры называет Эммет, который сообщает, что на установке Дэч-Пойнт коэффициент теплопередачи в конденсаторе-испарителе достигал в эксплуатационных условиях 3760 $\text{ккал/м}^2\text{час град}$. Величина коэффициента теплопередачи для конденсаторов-испарителей станций Скенэктеди и Кири не опубликована, но по подсчетам она близка к 3000 $\text{ккал/м}^2\text{час град}$.

Отсутствие в иностранной печати точных данных о коэффициентах теплопередачи при конденсации ртутного пара может иллюстрироваться тем, что в книге профессора Крафта, издания 1938 г., приводится коэффициент теплопередачи от конденсирующейся ртути к кипящей воде, равный 220—1000 $\text{ккал/м}^2\text{час град}$.

Таким образом, все литературные источники по конденсации ртутного пара можно определить следующими цифрами:

Автор	Год	Величина коэффициента теплопередачи в $\text{ккал/м}^2\text{час град}$
Эммет	1924	До 3760
Мур	1933	250—2000
Кинг	1933	1000—2000
Крафт	1933	(размерность не указана) 220—1000

2. Механизм конденсации ртутного пара

Общая характеристика процесса

Исследования Шмидта, Шурига и Зельшоппа, Нэгла и Дрю, Спельстра и др. установили существование двух видов конденсации пара — капельной и пленочной.

Капельная конденсация наблюдалась различными исследователями на гладких полированных и хромированных или покрытых слоем масла

поверхностях, пленочная же конденсация — на шероховатых, хорошо смачиваемых поверхностях охлаждения. При анализе условий возникновения капельной конденсации обычно рассматривается вопрос о силах поверхностного натяжения или внутреннего сцепления, характеризующих взаимодействие частиц жидкости с твердой поверхностью.

Выше были рассмотрены специфические свойства ртути — не смачивать металлические поверхности.

При анализе механизма конденсации ртутного пара полезно напомнить о явлении смачиваемости при растекании на границе трех фаз: твердое тело (стенка) — жидкость — насыщенный пар жидкости. Условия этого смачивания определяют форму поверхности жидкости у стенки (мениск жидкости в капилляре), а также и возможный вид конденсации пара. При достаточно малых силах притяжения между молекулами твердого тела и жидкости и больших силах притяжения между молекулами самой жидкости будет иметь место капельная конденсация, а при обратном соотношении этих сил — пленочная.

Обозначим поверхностное натяжение на границе двух фаз через σ . Индекс при σ будет указывать, к границе каких именно фаз относится его величина. Индекс 1 соответствует жидкой фазе, 2 — газовой, 3 — твердой.

Тогда для конденсации пара условие равновесия (Гаусса — Лапласа) сил, существующих на границе трех фаз, получит вид:

$$\sigma_{23} = \sigma_{13} + \sigma_{12} \cos \theta.$$

При пленочной конденсации будет:

$$\sigma_{23} < \sigma_{13}.$$

В этом случае капля будет растягиваться в пленку и покрывает поверхность охлаждения, так как для смачивающей жидкости краевой угол $\theta < 90^\circ$.

При капельной конденсации

$$\sigma_{23} > \sigma_{13}.$$

и капли будут принимать сферическую форму, а тенденция растяжения капель в пленку не будет иметь места. Для несмачивающих жидкостей, как известно, краевой угол $\theta > 90^\circ$.

В приведенных формулах величины σ_{23} и σ_{13} являются неизвестными, так как в литературе имеются данные лишь о величинах σ_{12} и θ .

Многочисленными исследованиями установлено, что наличие воздуха при конденсации водяного пара (как правило, пленочной) снижает величину коэффициента теплоотдачи α от пара к стенке. Гипотеза Нуссельта объясняет снижение величины α при наличии воздуха образованием на поверхности охлаждения не только конденсатной, но и газовой пленки, адсорбированной пленкой конденсата. Пар диффундирует через газовую пленку к поверхности охлаждения, покрытой пленкой конденсата.

Для суждения о скорости диффузии ртутного пара через воздушную пленку могут быть использованы прямые измерения Джилленда коэффициентов диффузии ртутного и водяного пара в воздухе. При предположении равных концентраций воздуха в паре можно вычислить отношение скоростей диффузии ртутного и водяного пара.

Джилленд приводит следующие величины коэффициента диффузии для ртутного пара при температуре 34°C и давлении 1 *ата*, а для водяного пара при температуре 39,4°C:

$$D_{pn} = 0,473 \text{ см}^2/\text{сек};$$

$$D_{en} = 0,277 \text{ см}^2/\text{сек}.$$

Отношение ω скоростей диффузии ртутного и водяного пара может быть определено из уравнения

$$\omega = \frac{\mu_{pn} \cdot D_{pn} \cdot T_{en}}{\mu_{en} \cdot D_{en} \cdot T_{pn}},$$

где μ_{pn} и μ_{en} — молекулярные веса ртути и воды;

T_{pn} и T_{en} — абсолютные температуры ртутного и водяного пара.

Скорость диффузии ртутного пара превышает скорость диффузии водяного пара. Если учесть, однако, что скрытая теплота парообразования у ртутного пара значительно меньше, чем у водяного пара, то возможность сильного влияния фактора относительной скорости диффузии на теплообмен при конденсации представляется мало вероятной.

Из других специфических свойств ртути, влияние которых могло бы отразиться на теплообмене при конденсации ртутного пара, можно указать на свойство жидкой ртути не адсорбировать газы.

Исследование механизма конденсации ртутного пара

Исследование механизма конденсации ртутного пара проводилось в ЛБЦ тем же методом, как и исследование механизма кипения ртути.

Для визуальных наблюдений за процессом конденсации ртутного пара служил конденсатор-испаритель (фиг. 130), состоящий из стеклянного кожуха и помещенной внутри его стальной трубки. Кожух выполнен из стекла „пирекс“. Ртутный пар подводился в кожух через верхнюю крышку и конденсировался на стальной трубке, охлаждавшейся изнутри водой. Опыты велись с трубками, имеющими полированную и шероховатую наружную поверхность.

Характерные режимы фиксировались киносъемкой с помощью „лупы времени“. Воздух отсасывался из кожуха водоструйным эжектором.

При входе в конденсатор ртутный пар в начале опытов имел светлоголубой оттенок, что объясняется наличием мелких взвешенных частиц ртути, получающихся при начальном переохлаждении.

После прогрева установки ртутный пар становился прозрачным и невидимым.

На поверхности верхней части трубки ртутный пар конденсировался в виде мелких капель, быстро увеличивающихся в диаметре при движении вниз. На пути 1—1,5 см диаметр капелек возрастал до 1—1,5 мм, после чего наблюдался отрыв капель от поверхности трубки. Освободившаяся после отрыва капли поверхность трубки быстро вновь покрывалась мелкими каплями („росой“).

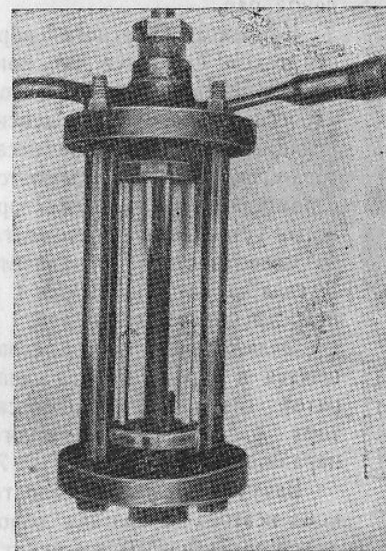
Киносъемка процесса конденсации ртутного пара „лупой времени“ производилась со скоростью 30, 150 и 200 кадров в секунду.

Указанная скорость съемки позволяет определить скорость движения капель, их диаметр, скорость увеличения диаметра и длину пути по поверхности трубки до момента отрыва капли.

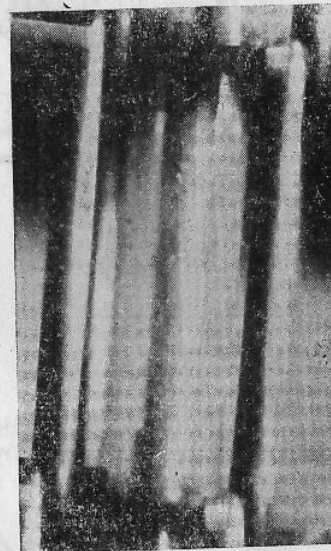
Капельная форма конденсации ртутного пара имела место как при полированной, так и при шероховатой поверхности трубки, и влияние степени шероховатости поверхности сказывалось лишь на замедлении движения капель.

На фиг. 131 дается увеличенный кинокадр процесса конденсации ртутного пара, где видно поле ртутных капель на поверхности трубки.

Заснятые кинокадры были обработаны с помощью компаратора Leitz. Оказалось, что диаметр капель составляет 0,98—1,4 мм, в среднем 1,2 мм, чему соответствует объем капли 1,65 мм³ и вес примерно 20 мг. Названные средние величины диаметра объема и веса капель ртутного конденсата относятся к моменту отрыва капель от поверхности трубки.



Фиг. 130. Экспериментальный конденсатор ртутного пара со стеклянным кожухом.



Фиг. 131. Увеличенный кинокадр процесса конденсации ртутного пара.

Средняя скорость движения капли ртути по вертикальной стальной трубке была $v = 13,2 \text{ см/сек}$, а ускорение $a = 43,3 \text{ см/сек}^2$.

Скорость движения капли определяется взаимодействием трех сил: силы тяжести, силы трения о ртутный пар и о стенку, а также силы сцепления между ртутью и стенкой.

Следует отметить, что размеры капель на поверхности меняются в зависимости от степени охлаждения поверхности. При очень сильном охлаждении стенки образовалось поле очень мелких капель, размеры которых увеличивались при уменьшении степени охлаждения.

3. Экспериментальное исследование элементов конденсаторов-испарителей

Описание экспериментальных установок, методика измерений и обработки полученных данных

На фиг. 132 изображена схема экспериментальной установки ЛБЦ для исследования элементов конденсаторов-испарителей¹.

Ртутный пар из парогенератора 1 проходит через дроссельный клапан и поступает в ртутную полость конденсатора-испарителя 2, которая отделена трубной доской от расположенной выше пароводяной камеры.

Испарительные трубы, вваренные в трубную доску, питаются водой из этой камеры и в нее же отдают вырабатываемый водяной пар.

Конденсат ртутного пара самотеком сливается по конденсатопроводу в коллектор парогенератора. Неконденсирующиеся газы из конденсатора-испарителя отсасываются с помощью вакуумно-эжекторного устройства, состоящего из поверхностного охладителя 3, сепаратора-расширителя 4 и водоструйного эжектора 5.

Охлаждающая вода превращается в пар и, пройдя сепаратор, отводится к конденсатору 6. Конденсат водяного пара поступает в мерные баки 7.

Вакуум в ртутной полости конденсатора-испарителя доводился до 700—710 мм рт. ст., а давление водяного пара — до 17—18 атм.

Испарительные элементы имели размеры:

- 1) наружный диаметр 57 мм, высота 0,72 м;
- 2) наружный диаметр 20 мм, высота 0,5 м.

Устройство экспериментальных конденсаторов-испарителей показано на фиг. 133 и 134.

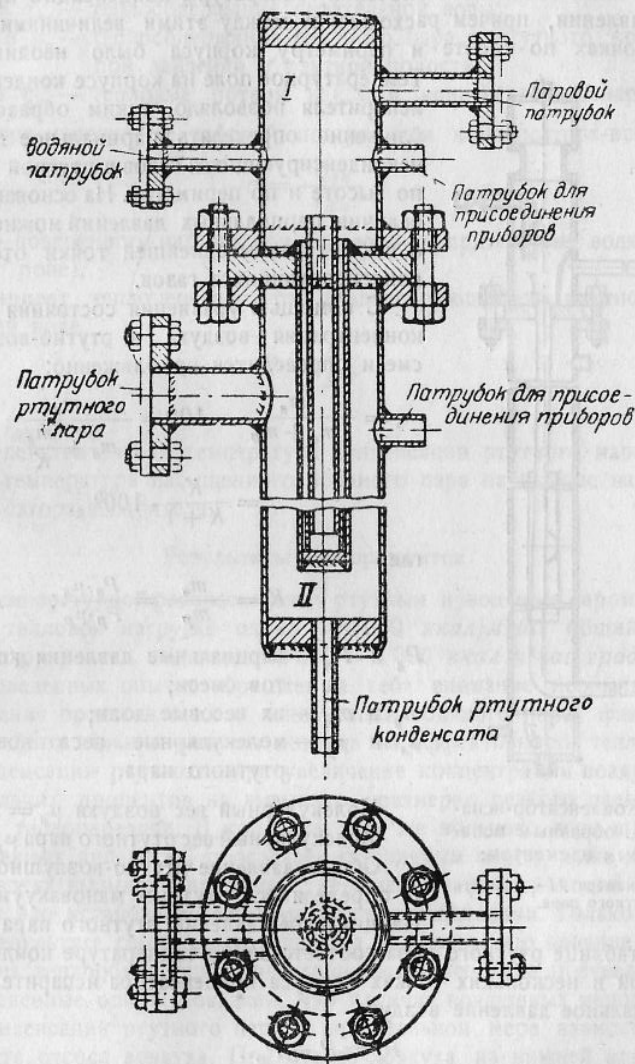
Воспринятое в конденсаторе-испарителе тепло определялось по расходу конденсата водяного пара, начальные и конечные параметры которого известны по показаниям приборов.

Температура конденсации ртутного пара может приниматься равной температуре насыщения по таблице ртутного пара соответственно заме-

¹ Исследование конденсаторов-испарителей и механизма конденсации ртутного пара проводилось при активном участии научного сотрудника ЦКТИ и. н. п. И. Стафеева.

ренному мановакуумметром давлению в полости конденсации лишь при отсутствии неконденсирующихся газов.

С целью определения концентрации неконденсирующихся газов в ртутном паре по высоте и по периметру корпуса конденсатора-испарителя



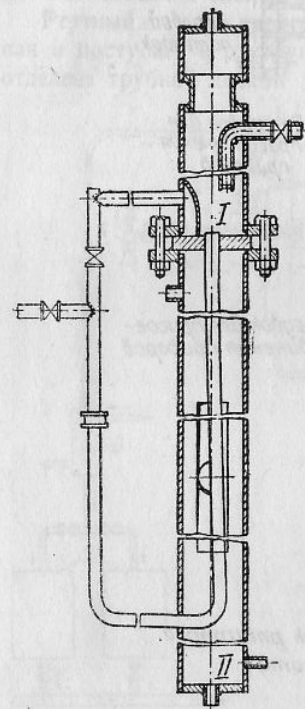
Фиг. 133. Конденсатор-испаритель с одиночной трубкой Фильда:

I — водяная камера; II — полость ртутного пара.

были установлены термодатчики. При низких концентрациях неконденсирующихся газов в ртутном паре (при малом парциальном давлении неконденсирующихся газов) температура внутренней поверхности корпуса конденсатора-испарителя соответствовала табличному значению темпера-

туры конденсации при замеренном давлении ртутного пара. Корпус конденсатора-испарителя покрывался высококачественной тепловой изоляцией.

В случае более высокого парциального давления неконденсирующихся газов температура внутренней поверхности корпуса конденсатора-испарителя была ниже табличного значения температуры конденсации при замеренном давлении, причем расхождение между этими величинами в различных точках по высоте и периметру корпуса было неодинаковое.



Фиг. 134. Конденсатор-испаритель с U-образным испарительным элементом:

I — водяная камера; II — полость ртутного пара.

Температурное поле на корпусе конденсатора-испарителя позволяло, таким образом, приближенно определять парциальное давление неконденсирующихся газов в ртутной полости по высоте и по периметру. На основании этих величин парциальных давлений можно судить о выборе наивыгоднейшей точки отсоса неконденсирующихся газов.

С помощью уравнения состояния весовая концентрация воздуха в ртутно-воздушной смеси определится приближенно:

$$\zeta = \frac{m_s}{m_s + m_p} \cdot 100 = \frac{m_s}{m_s + \frac{m_s}{K}} \cdot 100 = \frac{K}{K + 1} \cdot 100\%,$$

где

$$K = \frac{m_s}{m_p} = \frac{P_s \cdot \mu_s}{P_p \cdot \mu_p},$$

P_s и P_p — парциальные давления компонентов смеси;

m_s и m_p — их весовые доли;

μ_s и μ_p — молекулярные веса воздуха и ртутного пара.

Молекулярный вес воздуха $\mu_s = 28,95$.

Молекулярный вес ртутного пара $\mu_p = 206$.

Общее давление ртутно-воздушной смеси P определялось ртутным мановакуумметром.

Парциальное давление ртутного пара находилось по таблице ртутного пара соответственно температуре конденсации, замеренной в нескольких точках корпуса конденсатора-испарителя.

Парциальное давление воздуха

$$P_s = P - P_p.$$

Действительная температура конденсирующегося ртутного пара определялась и прямыми измерениями.

Воспринятое водяным паром тепло определялось из уравнения теплового баланса конденсатора-испарителя:

$$Q_{an} = D_{an}(rx + q_n - q_{nv}) = D_{pn}(i_{pn} - q_p) - q_{ки} = D_{pn}(i_{pn} - q_p)\eta_{ки}$$

где D_{an} и D_{pn} — расход водяного и ртутного пара в кг/час;

r , x и q_n — скрытая теплота парообразования, степень сухости и теплота жидкости при давлении в водяной камере конденсатора-испарителя;

q_{nv} — теплосодержание питательной воды;

i_{pn} и q_p — теплосодержание ртутного пара и ртутного конденсата при давлении в ртутной полости;

$q_{ки}$ и $\eta_{ки}$ — тепловые потери и к. п. д. конденсатора-испарителя.

Тепловое напряжение рабочей поверхности конденсатора-испарителя

$$q = \frac{Q_{an}}{F_{ки}},$$

где $F_{ки}$ — поверхность нагрева конденсатора-испарителя (по водяной стороне).

Коэффициент теплопередачи от конденсирующегося ртутного пара к кипящей воде

$$K = \frac{q}{\Delta t},$$

где $\Delta t = t_{pn} - t_{en}$;

t_{en} — действительная температура конденсации ртутного пара;

t_{an} — температура насыщенного водяного пара на выходе из конденсатора-испарителя.

Результаты экспериментов

При температурной разности между ртутным и водяным паром порядка 30°C и тепловой нагрузке около 100 000 ккал/м²час общий коэффициент теплопередачи составляет 3 500 — 4 000 ккал/м²час град.

В проведенных опытах обращает на себя внимание необычайный, с точки зрения представлений о конденсации водяного пара, факт достаточно слабого влияния наличия воздуха на эффективность теплообмена. При конденсации ртутного пара увеличение концентрации воздуха даже до нескольких процентов не вызывало чрезмерно резкого падения коэффициента теплопередачи. В конденсаторах же водяного пара и в других теплообменных аппаратах, обогреваемых водяным паром, даже доли процента воздуха вызывали заметное уменьшение эффективности теплообмена, как это установлено многими экспериментаторами. Только Мейзенбург в результате своих опытов пришел к выводу, что влияние наличия воздуха на теплообмен при конденсации водяного пара преувеличено.

Проведенные опыты показали, что наличие воздушных мешков в полости конденсации ртутного пара в значительной мере зависит от выбора места отсоса воздуха. При отсосе воздуха из нижней зоны парового пространства имело место увеличение воздушных мешков и увеличение количества отсасываемой с воздухом ртути. При отсосе воздуха из верхней части парового пространства получались лучшие результаты.

Как уже указывалось, визуальными наблюдениями и киносъемкой установлена капельная форма конденсации ртутного пара. При капельном режиме конденсации эффективность теплообмена мало зависит от геометрических размеров охлаждающих элементов, если рассматривать только сторону конденсации. Что касается стороны испарения,

то здесь коэффициент теплоотдачи также мало зависит от диаметра и высоты трубок. Общую же величину коэффициента теплопередачи в конденсаторе-испарителе, как это показали опыты, практически можно считать мало зависящей от геометрических размеров охлаждающих элементов. Это же подтверждается и эксплуатационными данными по конденсаторам-испарителям американских установок, как это видно из табл. 31.

Таблица 31

Наименование установки	Диаметр труб в мм	Высота труб в м	Общий коэффициент теплопередачи K в ккал/м ² час град	Примечание
Конденсатор-испаритель установки Дач-Пойнт	81	2	До 3760	Среднее значение по подсчетам 3000
Конденсаторы-испарители установок Кирни и Скенэктеди	51	4,85	—	По подсчетам 3000
Экспериментальный конденсатор-испаритель ЛБЦ с одиночной трубкой Фильда	57	0,72	3000—3500	При наличии воздуха
Экспериментальный конденсатор-испаритель ЛБЦ с трубкой круглого сечения	20	1,5	3000—3500	При наличии воздуха

Проведенные эксперименты показали таким образом, что коэффициент теплопередачи в конденсаторах-испарителях достигает 3500—4000 ккал/м² час град. Несколько большая величина этого коэффициента по сравнению с испарителями, обогреваемыми водяным паром, может объясняться более эффективным теплообменом на стороне конденсации ртутного пара.

Воздух в основном концентрируется в верхней части ртутного пространства конденсатора-испарителя, откуда его и следует отсасывать эжекторной системой. При отсасывании воздуха из нижней части парового пространства возрастают потери ртути с отсосом и возникают воздушные мешки в верхней части ртутной полости. На эффективности теплообмена в конденсаторе-испарителе заметно отражается загрязнение поверхности нагрева (накипь, ржавчина).

В испарителях, обогреваемых водяным паром, образование ржавчины на трубах на 30—35% уменьшает величину коэффициента теплопередачи.

VI. НЕКОТОРЫЕ ДАННЫЕ ПО ГИДРОДИНАМИКЕ РТУТИ

1. Обзор литературных данных

В отношении гидродинамики ртути в литературе имеется мало материалов. В ряде источников обсуждается вопрос о том, наблюдается ли скольжение граничного слоя вдоль стенки у несмачивающих жидкостей или это скольжение отсутствует. Имеющиеся опытные данные по этому вопросу скудны и не внесли в него ясности.

В 1843 г. Пуазейль показал, что носящий его имя закон для истечения из капилляра

$$q = \frac{\pi \cdot P \cdot r^4 \cdot d}{8 \eta l},$$

где r — радиус капилляра;

η — вязкость жидкости;

d — плотность жидкости;

l — длина,

не распространяется на ртуть, так как расход ртути из капилляра пропорционален не четвертой, а третьей степени радиуса капилляра.

Отклонения в поведении ртути от других жидкостей при истечении из капилляра ряд исследователей приписывал скольжению граничного слоя.

В 1870 г. Варбург сообщил данные своих опытов по истечению ртути из стеклянного капилляра. Два опыта подтвердили закон Пуазейля, два других показали отклонение от него.

В 1927 г. Тамман и Гинубер, основываясь на своих опытах, высказали мнение о влиянии скольжения граничного слоя на истечение из капилляра и отметили неточность определения коэффициента вязкости для ртути методом капилляра в опытах различных исследователей.

В 1928 г. против утверждения Таммана высказался Эрк. Основываясь на исследованиях Бенарда и Варбурга, Эрк отвергает предположение о возможности скольжения в граничном слое ртути. Он ссылается также на исследования Гартмана, проведенные с водой (до $Re = 50\,000$) и ртутью (до $Re = 150\,000$) на стальных трубках диаметром 1,2—15,4 мм и показавшие, что в гидродинамическом отношении ртуть аналогична воде.

В 1932 г. Рейнер обратил внимание на парадокс, заключающийся в самой постановке вопроса Эрка: „Haftet eine Flüssigkeit an einer Wand, die sie nicht benetzt“ („Прилипает ли жидкость к стенке, которую она не смачивает“), полагая, что и опыты и заключение Таммана по этому вопросу являются совершенно убедительными. В связи с этим между Рейнером и Эрком открылась дискуссия, которая также не внесла ясности в этот вопрос.

В 1935 г. в ЦКТИ инж. С. Н. Сыркин определял коэффициент сопротивления движению ртути в стеклянных трубках при $Re = 11 \cdot 10^3$ — $35 \cdot 10^3$. Полученные в этих опытах коэффициенты трения совпадали с коэффициентами, получаемыми по формуле Блазиуса.

2. Экспериментальные исследования ЛБЦ

В связи с проектированием ртутного питательного насоса и работами в области изучения циркуляции ртутного парогенератора в ЛБЦ были проведены некоторые исследования в области гидродинамики ртути¹. Целью экспериментов являлось:

а) выяснить, в какой мере ртуть подчиняется общим закономерностям для воды и для других смачивающих жидкостей в отношении величины коэффициента трения при течении в трубах;

б) установить возможность использования теории Кармана для расчета потерь мощности на трение ротора ртутного насоса.

¹ В этой работе активное участие принял научный сотрудник ЦКТИ инж. Л. И. Гельман.

Опыты по исследованию трения вращающегося в ртути диска проводились со стальными, тщательно обработанными дисками диаметром 270, 195 и 120 мм. С диском диаметром 170 мм проводились также опыты при переменных осевых зазорах. Кроме того, изучалось влияние степени шероховатости поверхности диска при вращении его в воде, ртути, керосине и масле.

Определение коэффициента трения при течении ртути в трубках проводилось на установке, в которой ртуть подавалась насосом в стальные цельнотянутые трубки диаметром 10 и 20 мм. Расход ртути определялся весовым способом.

Предложенная Карманом теория вращения диска в жидкости рассматривает возникающие в граничном слое жидкости у поверхности вращающегося диска тангенциальное и радиальное касательные напряжения.

Используя эмпирические соотношения для течения смачивающей жидкости в трубках, Карман получает окончательное выражение для момента трения $M_{тр}$ обеих торцевых поверхностей диска при турбулентном режиме:

$$M_{тр} = 0,146 \gamma \frac{u^2}{2g} r^3 (Re)^{-0,2},$$

где $Re = \frac{r^2 \omega}{\nu}$ — число Рейнольдса.

Для практических целей потерю мощности на трение диска о жидкость можно выразить в лошадиных силах:

$$N_{тр} \approx 0,0001 \nu^{0,2} \cdot r^{4,6} \cdot \omega^{2,8} \cdot \gamma \text{ л. с.},$$

где ν — вязкость жидкости;
 ω — угловая скорость;
 γ — удельный вес жидкости.

Ряд экспериментальных исследований подтверждают применимость формулы Кармана для воды.

Опыты ЛБЦ с вращением стальных дисков в ртути, воде, машинном масле марки „Л“ и керосине показали:

а) применимость теории Кармана к расчету потерь мощности на трение вращающегося диска о жидкость только в определенном диапазоне значений Re ;

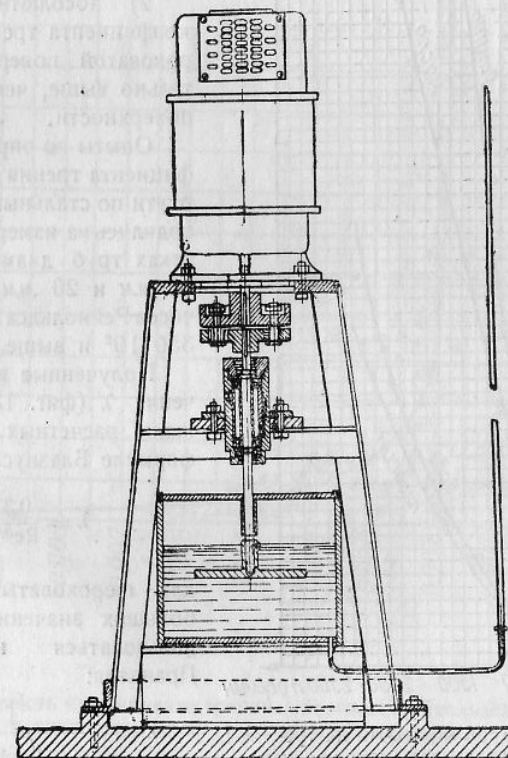
б) одинаковый порядок величин потерь на трение о воду по сравнению с величинами других исследователей;

в) при значениях Re , меньших определенного предела, действительная величина потери мощности превышает расчетную по Карману (опыты на масле); при значениях Re , больших определенного предела, потеря мощности на трение меньше расчетной по Карману.

Экспериментальные и расчетные (по Карману) величины потерь мощности на трение стального обработанного диска о ртуть, воду, керосин и масло приведены в табл. 32. Данные таблицы относятся к диску диаметром 270 мм, толщиной 10 мм. при радиальном зазоре 20 мм (фиг. 135).

Таблица 32

Род жидкости		Потери мощности на трение в л. с. при числе оборотов диска			
		500	1000	1500	2000
Вода	{ по опытам	0,05	0,40	1,10	2,25
	{ по Карману	0,042	0,31	1,01	2,06
Керосин	{ по опытам	0,04	0,34	1,00	1,90
	{ по Карману	0,055	0,373	1,20	2,75
Ртуть	{ по опытам	0,35	2,10	6,35	10,9
	{ по Карману	0,325	2,40	7,78	16,00
Турбинное масло „Л“	{ по опытам	0,40	1,75	3,52	5,55
	{ по Карману	0,068	0,462	1,49	3,34



Фиг. 135. Схема установки по определению потерь мощности на трение вращающегося диска о ртуть.

Данные таблицы графически представлены на фиг. 136.

На фиг. 138 даны полученные в опытах ЛБЦ коэффициенты трения вращающегося гладкого диска для различных жидкостей в функции

числа Рейнольдса $Re = \frac{r^2 \cdot \omega}{\nu}$. На графике нанесены также коэффициенты трения по опытам других исследователей.

В ЛБЦ проводились также опыты с вращением дисков с искусственно создаваемой шероховатостью (наклейка на поверхность диска

песка с диаметром песчинок 0,45 мм). Сопротивление трению с ростом шероховатости возрастало весьма значительно.

При значительной шероховатости дисков ($K = 0,25 - 0,45$ мм):

1) коэффициент трения практически не зависит от величины Re ;

2) абсолютная величина коэффициента трения λ для шероховатой поверхности значительно выше, чем для гладкой поверхности.

Опыты по определению коэффициента трения при движении ртути по стальным трубкам проводились на измерительных участках труб диаметром 10 мм, 16 мм и 20 мм в диапазоне чисел Рейнольдса $Re = 20 \cdot 10^3 - 350 \cdot 10^3$ и выше.

Полученные в опытах значения λ (фиг. 137) не превышали расчетных значений по формуле Блазиуса:

$$\lambda = \frac{0,316}{Re^{0,25}};$$

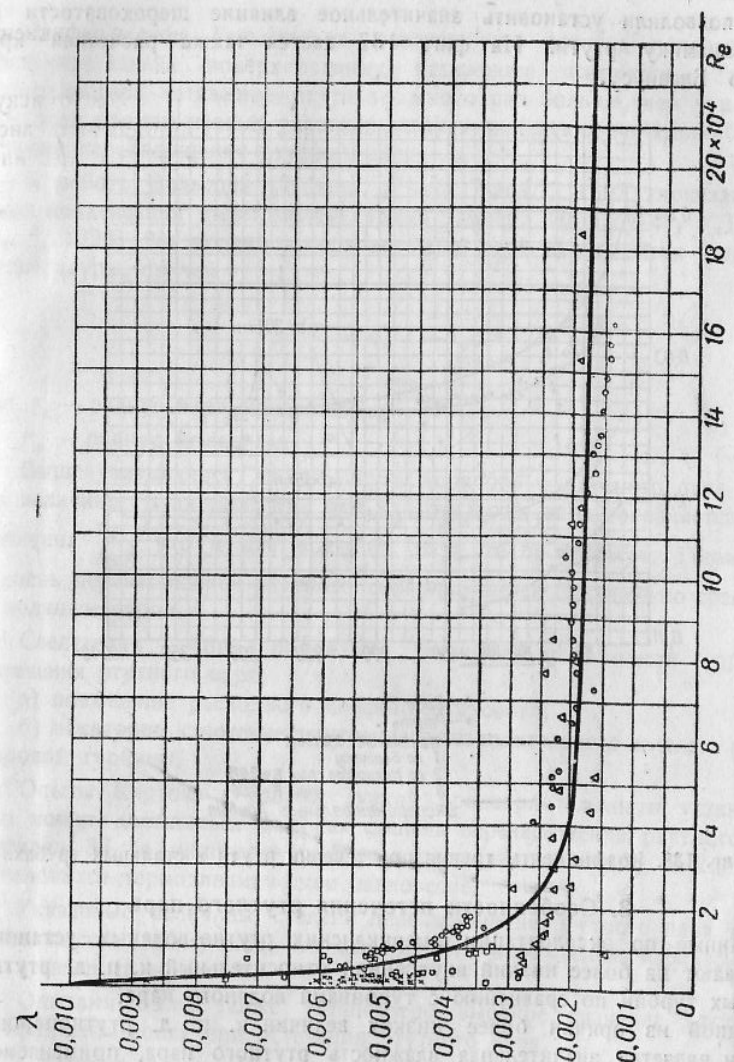
для шероховатых труб при больших значениях Re можно пользоваться и формулой Прандтля:

$$\lambda = \frac{1}{\left(2 \lg \frac{d}{2K} + 1,74\right)^2},$$

Фиг. 136. Потери мощности на трение гладкого стального диска о воду, ртуть, керосин и масло „Л“.

где K — абсолютная шероховатость трубы;
 d — диаметр трубы.

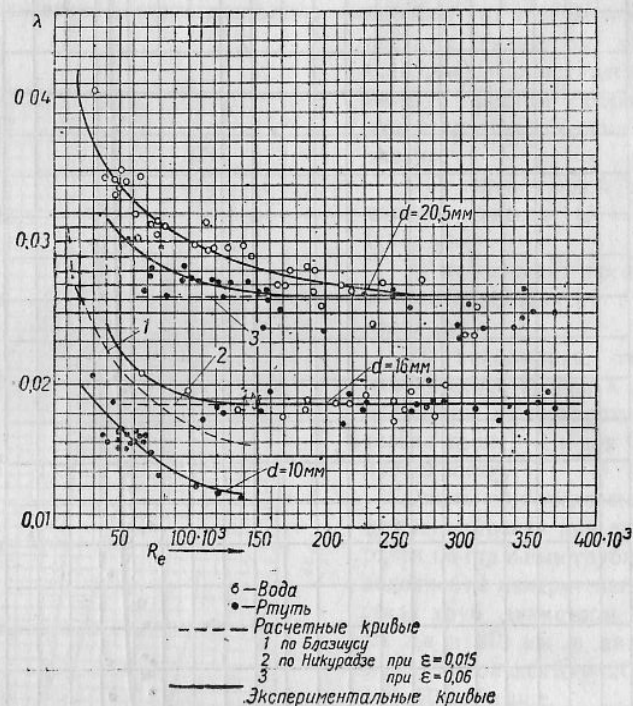
На фиг. 137 представлены результаты некоторых опытов ЦКТИ. Опыты, проведенные с трубами диаметром 16 мм и 20 мм на ртути и



Фиг. 137. Зависимость коэффициента трения λ от числа Рейнольдса Re по опытам с вращением диска в различных жидкостях:

о — опыты ЛБЦ на ртути; $D = 270$ мм; □ — опыты ЛБЦ на керосине; $D = 270$ мм; ⊙ — опыты ЛБЦ на воде; $D = 270$ мм; Δ — опыты Гибсона и Райдена на воде; $D = 200 - 500$ мм; X — опыты Шмидта на воде, $D = 59 - 118$ мм.

воде, позволили установить значительное влияние шероховатости на гидродинамику ртути. На фиг. 137 дается также расчетная кривая по Блазиусу.



Фиг. 138. Коэффициенты трения при течении ртути в стальных трубах.

3. Особенности истечения ртутного пара

Данные по эксплуатации американских ртутно-водяных установок указывают на более низкий внутренний относительный к. п. д. ртутно-паровых турбин по сравнению с турбинами водяного пара.

Одной из причин более низких величин к. п. д. ртутнопаровых турбин является значительная влажность ртутного пара, применяемого в насыщенном состоянии.

Особенности истечения ртутного пара, связанные с молекулярными свойствами ртути, рассматриваются в специальной работе Киртона (Kearton).

Как известно, степень перенасыщения S можно определить по формуле Гельмгольца

$$\ln S = \ln \frac{P}{P_s} = \frac{2\sigma}{R \cdot T \cdot \gamma \cdot r_k},$$

где P — давление перенасыщенного пара, находящегося в равновесии с каплей;

P_s — давление насыщенного пара при температуре T ;

r_k — радиус капли или ядра конденсации.

Из уравнения Гельмгольца следует, что степень перенасыщения пропорциональна поверхностному натяжению жидкости. Так как поверхностное натяжение ртути во много раз больше, чем у воды, то при всех прочих равных условиях следует ожидать значительно большей степени перенасыщения ртутного пара.

В работе Вильсона (Wilson, „Phyl. Trans.“, 1897) показано, что ядро конденсации имеет молекулярный размер. По Поуэллу („Proc. R. Soc.“, 1928) для водяного пара величина ядра конденсации зависит от температуры, причем

$$\frac{r_k}{r_m} = 4,77 - 6,6,$$

где r_k — радиус ядра конденсации;

r_m — радиус молекулы.

Выше указывалось, что молекулы водяного и ртутного пара близки по величине. Если полагать, что для ртутного пара сохраняется та же величина $\frac{r_k}{r_m}$, что и для водяного пара, то по формуле Гельмгольца степень перенасыщения ртутного пара получается большей по сравнению с водяным паром.

Следствием этого положения являются особенности процесса истечения ртутного пара:

- повышение расходного коэффициента сопел;
- некоторое снижение внутреннего относительного к. п. д. ртутно-паровой турбины.

Опыты Киртона с соплами малой производительности установили, что может достигаться высокая степень перенасыщения ртутного пара порядка 36 (в цилиндрических соплах даже до 2000), прежде чем установится термодинамическое равновесие.

Указанные величины степени перенасыщения ртутного пара чрезвычайно высоки, если учесть, что для водяного пара степень перенасыщения не превышает обычно 8.

Опытами было также установлено высокое значение расходного коэффициента сопла при истечении ртутного пара.

Указанные особенности процесса истечения ртутного пара обуславливаются молекулярными свойствами ртути.

В работе Киртона рассматривается влияние высокой степени перенасыщения ртутного пара на экономичность ртутнопаровых установок.

Результаты расчетов Киртона даются в табл. 33.

В расчетах принято:

начальное давление ртутного пара 7,03 ата;

начальная температура 484°C (пар сухой насыщенный);

противодавление 0,035 ата;

к. п. д. сопел—0,85; к. п. д. ступени—0,75; к. п. д. парогенератора — 0,82; к. п. д. электрогенератора — 0,955; к. п. д. паропровода с учетом собственных нужд—0,95.

В схеме I начальное давление водяного пара — 17,54 *ата*, пар сухой насыщенный, регенеративный подогрев четырехступенчатый.

Схема II отличается применением перегрева водяного пара до 482° С.

В схеме III применен первичный перегрев водяного пара до 370° С и вторичный перегрев при 2 *ата* до 370° С.

Таблица 33

Наименование величин	Отношение $\frac{\tau_K}{\tau_M}$				
	3	4	5	6	∞
Схема I					
Экономический к. п. д. ртутно-водяной установки в %	34,57	35,30	35,46	35,59	35,87
Относительное уменьшение к. п. д. вследствие перенасыщения ртутного пара в %	3,62	1,59	1,14	0,78	0
Схема II					
Экономический к. п. д. ртутно-водяной установки в %	34,26	34,82	34,97	35,09	35,32
Относительное уменьшение к. п. д. вследствие перенасыщения ртутного пара в %	3,01	1,41	0,99	0,65	0
Схема III					
Экономический к. п. д. ртутно-водяной установки в %	33,6	34,18	34,31	34,42	34,62
Относительное уменьшение к. п. д. вследствие перенасыщения ртутного пара в %	2,94	1,27	0,89	0,58	0

Из приведенных в табл. 33 цифр видно, что степень перенасыщения ртутного пара может оказать некоторое влияние на величину экономического к. п. д. ртутно-водяной установки.

Следует иметь в виду, что выводы Киртона основываются на опытах с соплами малой производительности.

Предварительные опыты ЛБЦ с соплами значительно большей производительности также показали высокие значения расходного коэффициента сопла при истечении ртутного пара.

ГЛАВА IV

ИССЛЕДОВАНИЕ И ЭКСПЛУАТАЦИЯ УСТАНОВКИ С РТУТНЫМ ПАРОГЕНЕРАТОРОМ ПАРОПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТЬЮ 10 *т/час*

1. Описание установки

Тепловая схема и компоновка оборудования

Экспериментальные исследования на лабораторных установках ЛБЦ с различными элементами ртутнопарового оборудования дали необходимые расчетные и конструктивные материалы для проектирования промышленных ртутнопаровых установок энергетического и технологического назначения.

Перед проектированием и сооружением первой промышленной ртутно-водяной бинарной установки было необходимо провести комплексное исследование всех элементов ртутнопарового оборудования в условиях, близких к эксплуатационным¹.

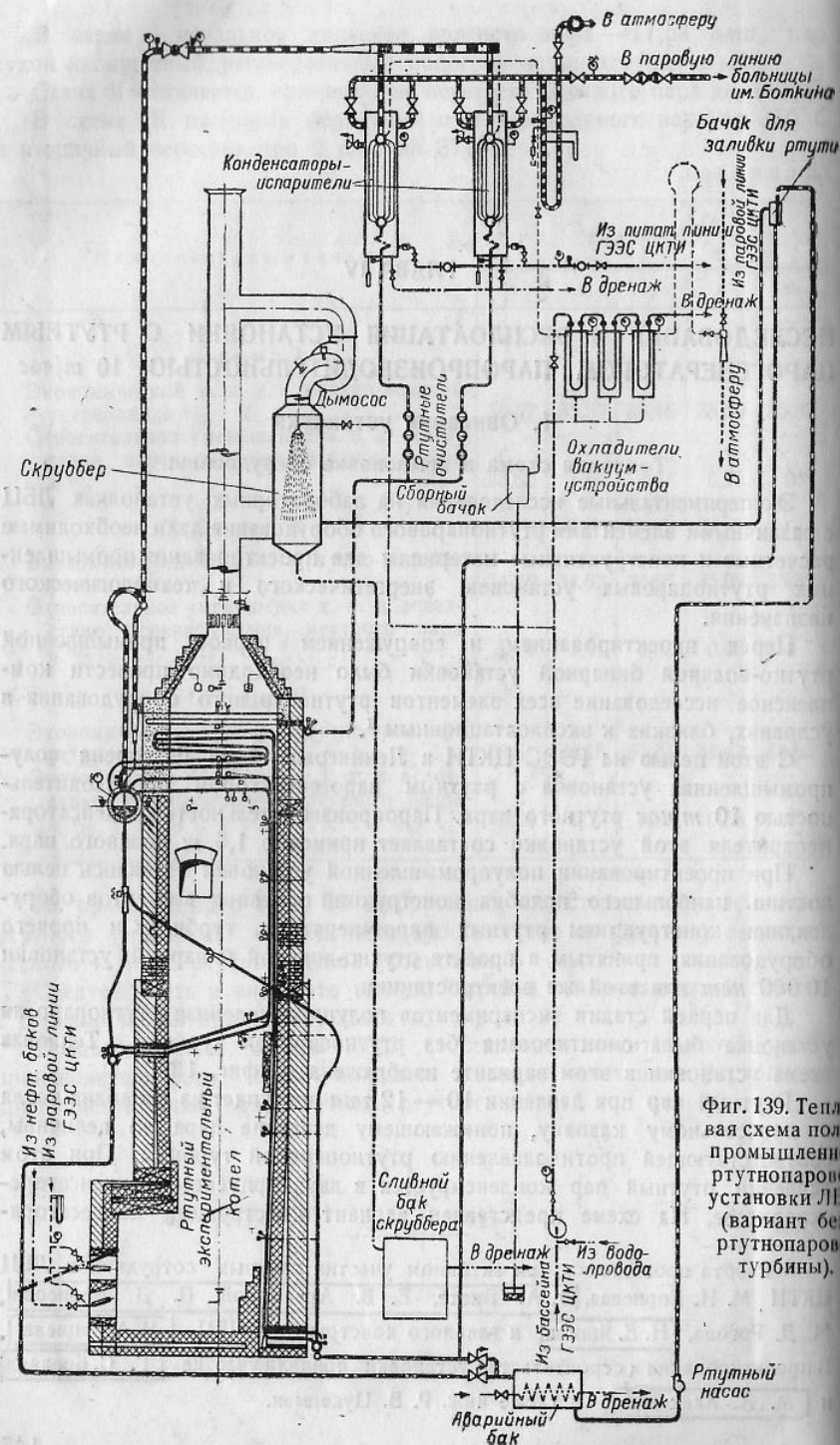
С этой целью на ГЭЭС ЦКТИ в Ленинграде была построена полупромышленная установка с ртутным парогенератором производительностью 10 *т/час* ртутного пара. Паропроизводительность конденсатора-испарителя этой установки составляет примерно 1,5 *т* водяного пара.

При проектировании полупромышленной установки ставилось целью достичь наибольшего подобия конструкций основных элементов оборудования конструкциям ртутных парогенератора, турбины и прочего оборудования, принятым в проекте ртутно-водяной бинарной установки 10 000 *квт* для этой же электростанции.

Для первой стадии экспериментов полупромышленная ртутнопаровая установка была смонтирована без ртутнопаровой турбины. Тепловая схема установки в этом варианте изображена на фиг. 139.

Ртутный пар при давлении 10 — 12 *ата* поступает из барабана котла к дроссельному клапану, понижающему давление пара до величины, соответствующей противодействию ртутнопаровой турбины. При этом давлении ртутный пар конденсируется в двухкорпусном конденсаторе-испарителе. На схеме представлен вариант конструкции конденсатора-

¹ Работа проводилась при активном участии научных сотрудников ЛБЦ ЦКТИ М. И. Корнеева, Э. А. Витте, Е. В. Артемовой, П. Д. Борисова, М. Д. Рогова, Н. Е. Яшина и главного конструктора ЛБЦ М. А. Бациева. В проектировании и строительстве установки приняли участие Г. С. Берлянд и М. А. Алексеев, а также инж. Р. В. Цукерман.



Фиг. 139. Тепловая схема полупромышленной ртутнопаровой установки ЛБП (вариант без ртутнопаровой турбины).

испарителя, выполненного в виде двухбарабанного водотрубного котла, но с конденсацией ртутного пара не в межтрубном пространстве, как это предусмотрено в основном варианте, а внутри труб. Такое выполнение экспериментального конденсатора-испарителя было принято для первой стадии экспериментов с целью облегчения регулирования его тепловой нагрузки путем понижения или повышения уровня воды в корпусе (межтрубном пространстве) конденсатора - испарителя.

Конденсат ртутного пара из нижних коллекторов конденсаторов-испарителей самотеком поступает к резервуарам с перегородками, служащими для отделения шлама, и далее направляется к кипящему ртутному экономайзеру, расположенному над пучком эмульсионных труб ртутного котла.

Из сепаратора ртутного экономайзера ртутный пар поступает в общий паропровод, а жидкая ртуть в подогретом до температуры кипения состоянии сливается в барабан котла.

В конденсаторах-испарителях генерируется водяной пар давлением порядка 15 атм, поступающий в стационарный паропровод для использования на тепловые нужды.

Заполнение ртутного котла ртутью производится через цилиндрический бак, расположенный на уровне конденсаторов-испарителей.

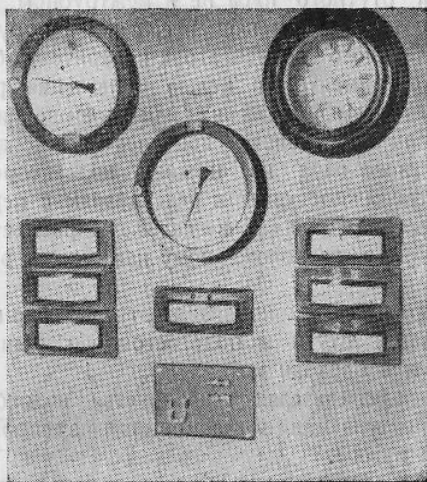
Слив ртути из котла может производиться из самой нижней точки ртутной системы — коллектора заднего экрана ртутного котла через особый клапан. В случае необходимости аварийного слива ртути в горячем состоянии в сборном баке, расположенном в подвальном этаже полупромышленной установки, имеется змеевик, охлаждаемый изнутри водой.

Из сборного бака ртуть подается специальным дренажным насосом в верхний бак, служащий, как уже указывалось, для заливки ртути в котел. При работе ртутного котла труба, соединяющая коллектор экрана с верхним баком, заполняется ртутью и служит гидравлическим затвором, заменяющим предохранительный клапан. Воздух, имеющийся в ртутной системе, отсасывается из верхних коллекторов конденсаторов-испарителей. Для отделения ртути, увлекаемой с отсасываемым воздухом, предусмотрено трехступенчатое расширительно-охлаждающее устройство. Воздух, содержащий пары ртути, последовательно подвергается расширению в каждой ступени этого устройства и одновременно охлаждается водой, протекающей внутри U-образных труб в каждом охладителе.

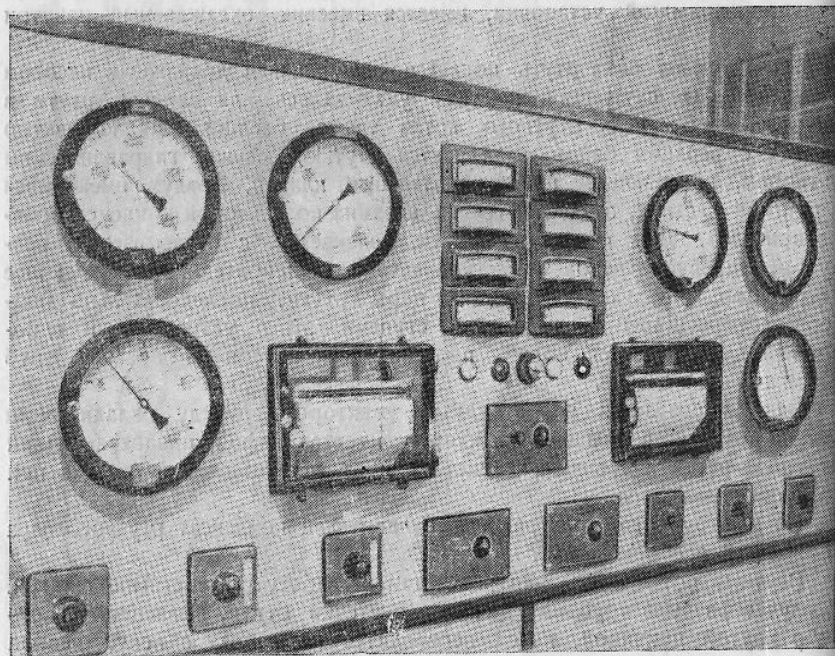
Вакуум создается пароструйным эжектором. Между охладителями ртутно-воздушной смеси и эжектором имеется сифон, предохраняющий от уноса ртути в дренажную систему и от проникновения воздуха при остановке эжектора.

Из межтрубного пространства охладителей конденсат ртутного пара собирается в сборный бак.

Ртутный котел нормально рассчитан на работу с естественной тягой. В случае разрыва труб или появления утечки ртути, вызванной какой-либо другой причиной, котел переводится на работу с искусственной тягой, причем газы протягиваются дымососом через скруббер, в котором содержащийся в дымовых газах ртутный пар может быть сконденсирован.



Фиг. 141. Щит теплового контроля ртутного парогенератора на площадке котельной.



Фиг. 142. Главный щит теплового контроля ртутнопаровой полупромышленной установки.

ного пучка составляет $8,15 \text{ м}^2$.

полу-
кение
ства,
эжек-

огене-
ие и
дымо-
фрон-

аботы

и тем-
щей в
пущие
ранов,
ожания
о пара

к дре-
борный

орудо-
ва про-

авлен в
10 ата

рхность
ирован-

дионных
отделя-

марки
одистой
алоугле-
на равен

стоит из
из труб

ров рас-
ульсион-
ртутного
ульсион-



Фиг. 142. Главный щит теплового контроля ртутнопаровой полупромышленной установки.

На фиг. 140 представлены продольный и поперечный разрезы полупромышленной ртутнопаровой установки ЛБЦ, где видно расположение ртутного парогенератора с мазутной топкой, тягодутьевого устройства, скруббера, конденсаторов-испарителей, шламоотделителей, вакуумно-эжекторного устройства и бака для аварийного слива ртути.

На фиг. 141 изображен щит теплового контроля ртутного парогенератора, на котором расположены приборы, указывающие давление и температуру ртутного пара, температуру газов, содержание CO_2 в дымовых газах, уровень ртути в барабане котла. Щит установлен перед фронтом котла на рабочей площадке кочегара.

На фиг. 142 показан основной щит теплового контроля работы ртутнопаровой установки.

На этом щите расположены: приборы, указывающие давление и температуру ртутного пара в барабане котла, расход циркулирующей в экранах котла ртути, уровень ртути в барабане котла; самопишущие указатели температуры наружной поверхности труб ртутных экранов, эмульсионного пучка, ртутного экономайзера; указатели содержания CO_2 , O_2 и H_2 в дымовых газах; указатели содержания ртутного пара в дымовых газах и др.

Все площадки и пол котельного помещения имеют наклон к дренажным стокам, откуда в случае аварии ртуть может стекать в сборный бак в подвальном помещении.

Стены всех помещений ртутнопаровой установки, каркас, оборудование и трубопроводы окрашены масляной краской для удобства промывки и удаления ртути в случае аварии.

Ртутный котлоагрегат

Ртутнопаровой котел полупромышленной установки представлен в разрезе на фиг. 143. Котел рассчитан на работу при давлении 10 *ата* (515°C) с паропроизводительностью 10 *т/час*.

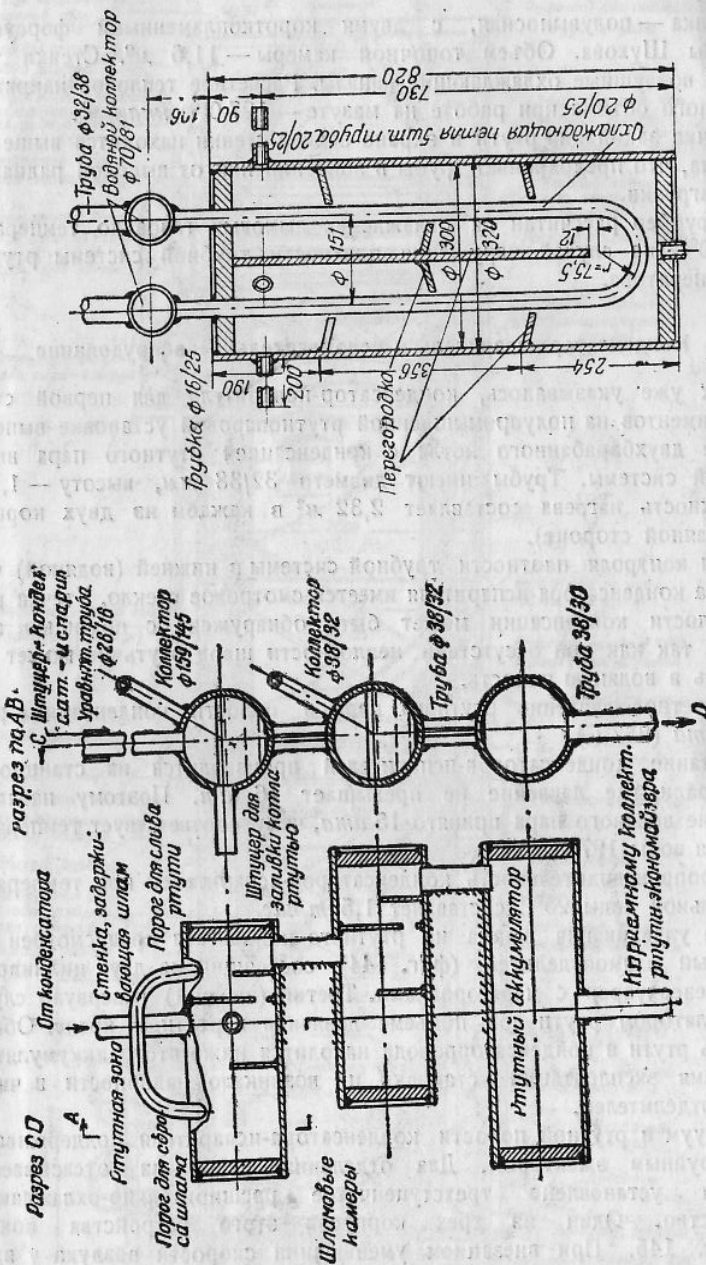
Котел — однобарабанный, с естественной циркуляцией. Поверхность нагрева составляет 26 *м²*. Барабан — цельнокованный, из малолегированной стали. Диаметр барабана — 538/466 *мм*.

Трубная система состоит из двух самостоятельных циркуляционных контуров — экрана задней стенки топочной камеры и фестона, отделяющего топочную камеру от конвективных поверхностей нагрева.

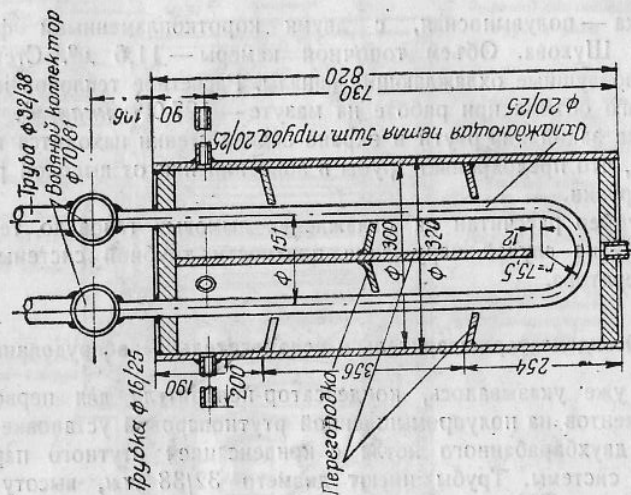
Обогреваемые трубы экрана и фестона выполнены из стали марки ЭЯ1-Ті; необогреваемые трубы экранной системы — из малоуглеродистой стали. Легированные трубы варилась электродуговой сваркой, малоуглеродистые — газовой сваркой. Диаметр обогреваемых труб фестона равен 30/38 *мм*, на горизонтальном участке у барабана — 40/48 *мм*.

Экран задней стенки топочной камеры в нижней части состоит из труб диаметром 24/32 *мм*, в верхней части (над фестонем) — из труб 40/48 *мм*.

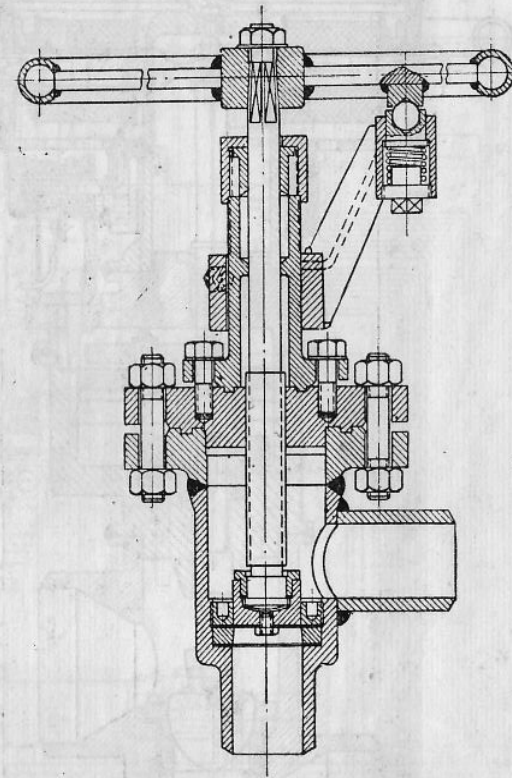
Горизонтальные участки труб обоих циркуляционных контуров расположены выше уровня ртути в барабане котла и являются эмульсионными поверхностями нагрева, заполняемыми смесью ртути и ртутного пара с момента начала парообразования. Поверхность нагрева эмульсионного пучка составляет 8,15 *м²*.



Фиг. 144. Устройство для улавливания шлама.



Фиг. 145. Охладитель воздушно-ртутной смеси.



Фиг. 146. Затвор аварийного спуска ртути.

Эжектор включается при пуске установки. После того как воздух удален из системы, клапан между конденсаторами-испарителями и охладителями закрывается, а эжектор выключается. Эжектор может вновь периодически включаться, если в системе обнаруживается наличие воздуха.

Для быстрого освобождения котла от ртути предусмотрено аварийное устройство, состоящее из герметичных аварийных затворов (фиг. 146) и сборного бака, снабженного змеевиком, по которому циркулирует охлаждающая вода.

Для спуска ртути необходимо повернуть на несколько оборотов маховик затвора и этим продавить мембрану уплотняющего капсюля. После ликвидации аварии вставляется новый капсюль, и затвор вновь готов к работе.

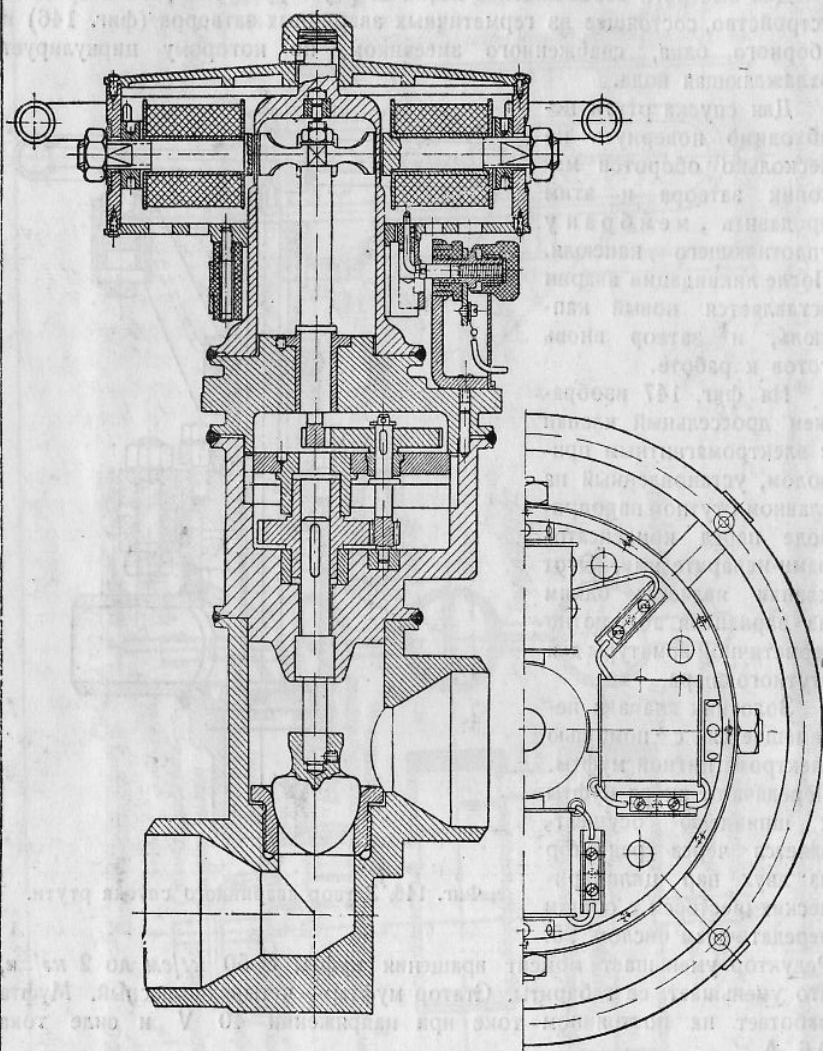
На фиг. 147 изображен дроссельный клапан с электромагнитным приводом, установленный на главном ртутном паропроводе перед конденсаторами-испарителями. Этот клапан является одним из вариантов абсолютно герметичной арматуры для ртутного пара.

Золотник клапана перемещается с помощью электромагнитной муфты. Передача от якоря муфты к шпинделю осуществляется через редуктор из двух пар цилиндрических шестерен с общим передаточным числом 25.

Редуктор уменьшает момент вращения муфты с 50 кг/см до 2 кг/см , что уменьшает ее габариты. Статор муфты — четырехполюсный. Муфта работает на постоянном токе при напряжении 40 В и силе тока $0,6 \text{ А}$.

Золотник и седло клапана профилированы таким образом, чтобы обеспечить прямолинейную зависимость расхода пара от высоты подъема золотника. Скорость истечения — выше критической. Максимальный ход золотника — 20 мм .

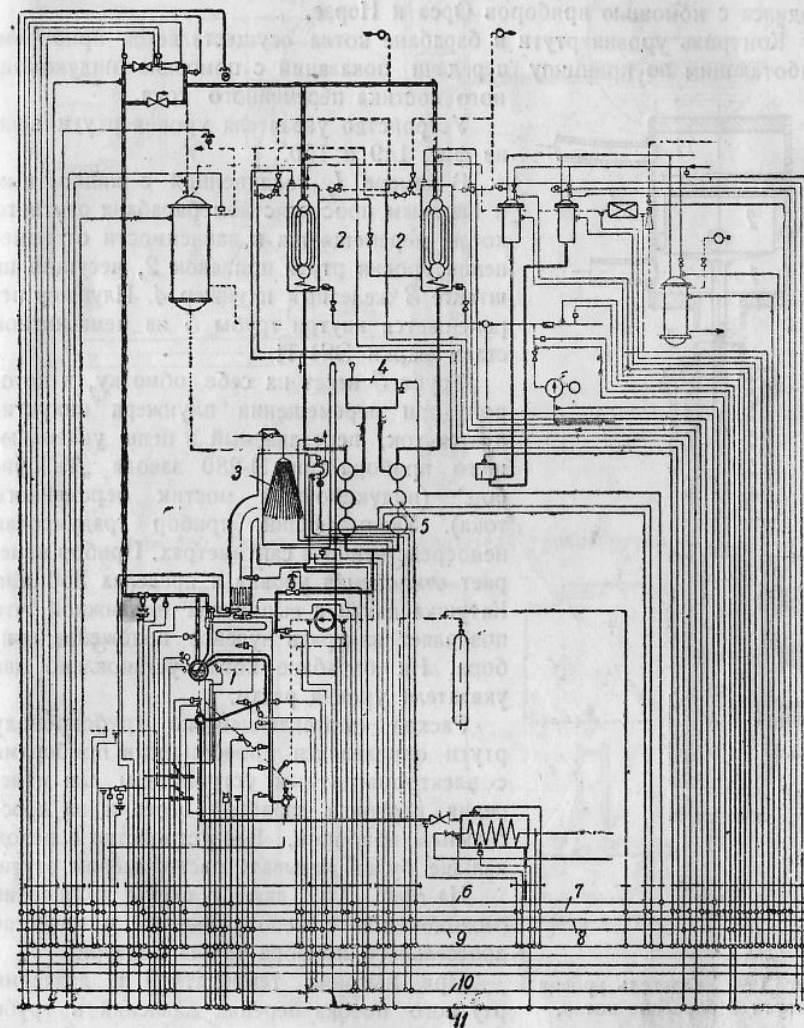
В эксплуатации электромагнитный клапан дал удовлетворительные результаты. Обнаружились некоторые недостатки в конструкции редуктора, которые в дальнейшем могут быть устранены.



Фиг. 147. Электромагнитный дроссельный клапан.

Контрольно-измерительные приборы

Основные контрольно-измерительные приборы, служащие для контроля эксплуатации полупромышленной ртутнопаровой установки для



Фиг. 148. Схема теплового контроля полупромышленной ртутнопаровой установки:

1 — ртутный котел; 2 — конденсаторы-испарители; 3 — скруббер; 4 — резервуар для ртути; 5 — зумпы; 6 — замеры количества; 7 — замеры давлений; 8 — замеры тяги; 9 — замеры температур; 10 — котельный щит; 11 — центральный тепловой щит.

экспериментальных целей, смонтированы на главном щите теплового контроля (фиг. 142). Схема теплового контроля установки дается на фиг. 148.

Особое внимание уделено контролю температуры наружных поверхностей радиационных и конвективных поверхностей нагрева ртутного

котла и экономайзера. Измерения температур производились по компенсационному методу. Основные контрольные температуры фиксировались самопишущими приборами. Температура газов при экспериментах измерялась отсасывающими пирометрами. Анализ продуктов сгорания производился с помощью приборов ОРСА и Норзе.

Контроль уровня ртути в барабане котла осуществляется прибором, работающим по принципу передачи показаний с помощью индукционного мостика переменного тока.

Устройство указателя уровня ртути ясно из фиг. 149 и 150.

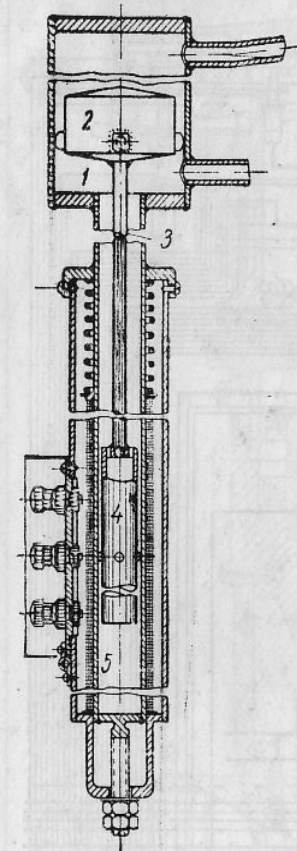
В камере 1, соединенной с жидкостным и паровым пространством барабана ртутного котла, перемещается в зависимости от изменения уровня ртути поплавков 2, несущий на штанге 3 железный плунжер 4. Плунжер перемещается внутри трубы 5 из немагнитной стали марки ЭЯ1-Т1.

Труба 5 несет на себе обмотку, в которой при перемещении плунжера индуцируется ток, передаваемый в цепь указывающего прибора типа Э-280 завода „Тизприбор“ (индукционный мостик переменного тока). Указывающий прибор градуирован непосредственно в сантиметрах. Прибор измеряет отклонения уровня в пределах 350 мм. Катушка датчика выполнена подвижной, что позволяет измерять нулевое положение прибора. На барабане котла установлено два указателя уровня ртути.

Расход протекающей по трубопроводу ртути определялся дроссельными приборами с электромагнитным устройством для измерения перепада давлений перед и за дроссельным прибором. Все устройство в целом дальше будем называть расходомером ртути.

На фиг. 151 даются схемы включения расходомеров с использованием в качестве дроссельного прибора трубы Вентури.

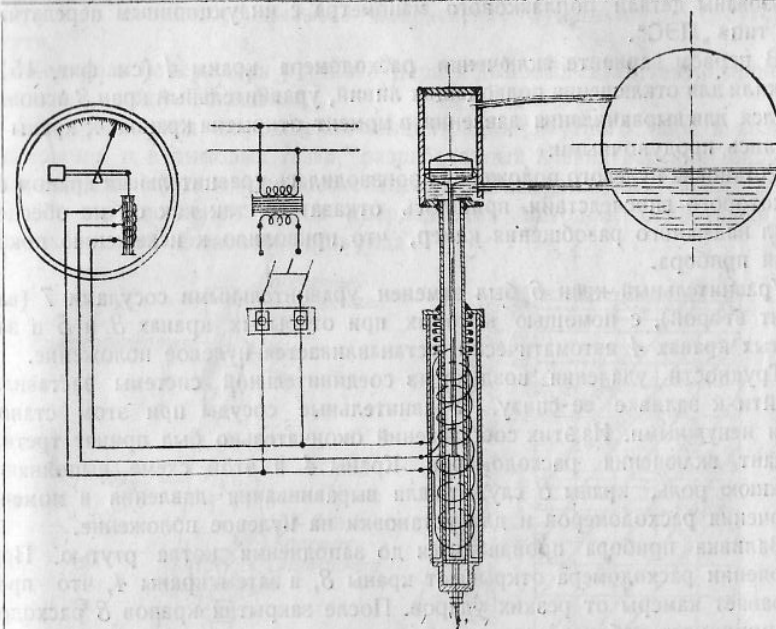
При высоких температуре и давлении ртутного потока перепад давлений в трубе Вентури нежелательно измерять обычным



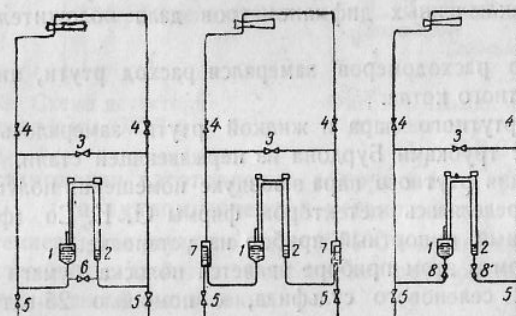
Фиг. 149. Указатель уровня ртути в барабане котла.

дифференциальным манометром из стеклянных трубок. Из требований безопасности и герметичности стеклянный дифманометр заменен перевернутой U-образной стальной трубкой 1—2 с особой камерой (фиг. 152) на одном конце. Подводящие трубки и камера заполнены до определенного уровня ртутью. Над уровнем ртути U-образная трубка заполнена водой.

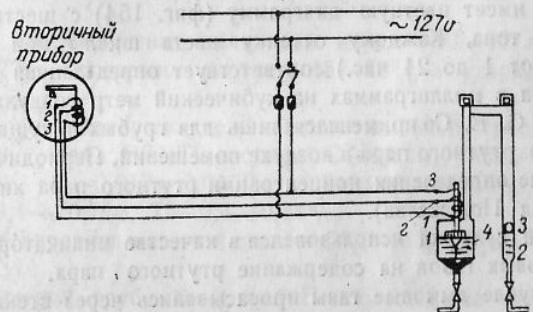
При изменении расхода ртути изменяется перепад давлений в трубе Вентури, что вызывает изменение положения поплавка в камере U-образной трубки. Для поплавковой системы и электрической части расходомера ис-



Фиг. 150. Схема включения указателя уровня ртути.



Фиг. 151. Схемы включения расходомеров ртути.



Фиг. 152. Электрическая схема расходомера ртути.

пользованы детали поплавкового манометра с индукционным передатчиком типа „ПЭС“.

В первом варианте включения расходомера краны 4 (см. фиг. 151) служили для отключения подводящих линий, уравнильный кран 3 использовался для выравнивания давления в момент открытия кранов 4; краны 5 являлись продувочными.

Установка нулевого положения производилась уравнильным краном 6, от которого впоследствии пришлось отказаться, так как он не обеспечивал надежного разобщения камер, что приводило к искажению показаний прибора.

Уравнильный кран 6 был заменен уравнильными сосудами 7 (вариант второй), с помощью которых при открытых кранах 3 и 5 и закрытых кранах 4 автоматически устанавливается нулевое положение.

Трудности удаления воздуха из соединительной системы заставили перейти к заливке ее снизу. Уравнильные сосуды при этом становятся ненужными. Из этих соображений окончательно был принят третий вариант включения расходомеров. Краны 4 в этой схеме выполняют прежнюю роль, краны 8 служат для выравнивания давления в момент включения расходомеров и для установки на нулевое положение.

Заливка прибора производится до заполнения котла ртутью. При включении расходомера открывают краны 8, а затем краны 4, что предохраняет камеры от резких ударов. После закрытия кранов 8 расходомер принимает рабочее состояние.

Проверка расходомеров в эксплуатационных условиях с помощью параллельно включенных дифманометров дала положительные результаты.

С помощью расходомеров замерялся расход ртути, циркулирующей в экранах ртутного котла.

Давление ртутного пара и жидкой ртути замерялось пружинными манометрами с трубками Бурдона из нержавеющей стали.

Концентрация ртутного пара в воздухе помещений полупромышленной установки определялась детектором фирмы Г. Е. Со (фиг. 153). Это был единственный импортный прибор на установке.

Индикатором в этом приборе является полоска бумаги с нанесенным на ней слоем селенового сульфида, с помощью 25-ваттной красной электролампы создается поток воздуха постоянной температуры и скорости, омывающий индикаторную бумагу.

Детектор имеет цветную диаграмму (фиг. 154) с шестью оттенками коричневого тона. Каждому оттенку цвета шкалы при определенной экспозиции (от 1 до 24 час.) соответствует определенная концентрация ртутного пара в миллиграммах на кубический метр воздуха.

Детектор Г. Е. Со применялся лишь для грубых текущих определений концентрации ртутного пара в воздухе помещений. Периодически производились точные определения концентрации ртутного пара химическими методами (метод Полежаева).

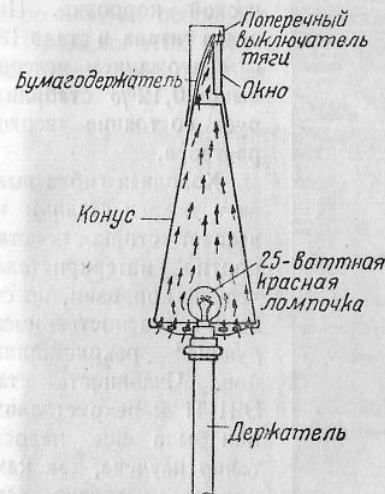
Селеновый сульфид использовался в качестве индикатора при грубом анализе дымовых газов на содержание ртутного пара.

В этом случае дымовые газы просасывались через стеклянный резервуар, в котором помещалась индикаторная бумага. Газ омывал индикатор при низкой температуре, так как температура около 100°C и выше

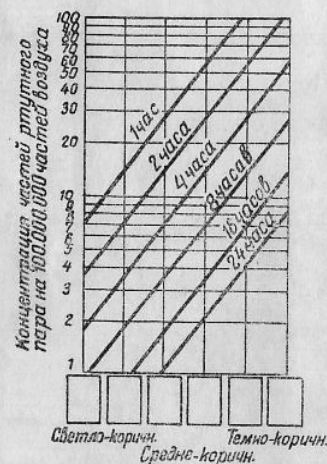
разрушает индикатор, вызывая покраснение бумаги и при отсутствии ртути.

Контроль содержания ртутного пара в дымовых газах также производился по методу Полежаева.

Экспресс-метод определения концентрации ртутного пара в воздухе помещений и в дымовых газах, разработанный Ленинградским институтом гигиены труда и профессиональных заболеваний, безусловно заслуживает предпочтения перед американским методом, основанным на использовании селенового сульфида.



Фиг. 153. Схема детектора ртутного пара Г.Е.Со.



Фиг. 154. Шкала концентраций ртутного пара к детектору Г.Е.Со.

2. Вопросы технологии изготовления оборудования ртутнопаровой полупромышленной установки

Высокие температуры ртутного пара (515°C и выше) обусловили применение качественных сталей для изготовления ртутнопарового оборудования полупромышленной установки.

Барaban котла выполнен из хромоникелевой стали состава: С — 0,41%, Cr — 1,30%, Ni — 0,22%, Mo — 0,07%, Mn — 0,71%, S — 0,006%, P — 0,032%.

Временное сопротивление стали этой марки — 90—92 кг/мм², удлинение — 15—20%, поперечное сжатие — 45—50% и ударная вязкость — 7 кг/см².

Трубы экранов, подвергающиеся действию высокой тепловой нагрузки, изготовлены из стали ЭЯ1-Тi состава: С — 0,12%, Mn — 0,33—0,55%, Si — 0,8—0,9%, S — 0,013—0,015%, P — 0,010—0,015%, Cr — 16,5—18,3%, Ni — 9,4—10,7%, Ti — 0,4—0,64%.

Временное сопротивление этой стали — 58,5—63,3 кг/мм², удлинение — 46,7—50,5%.

Толщина стенок труб — 3—4 мм. Необогреваемые участки трубной системы котла выполнены из малоуглеродистой стали при толщине стенок 5—6 мм.

Ртутный экономайзер, экранные коллекторы, паропровод и конденсатопровод выполнены также из малоуглеродистой стали.

Весь ртутнопаровой котлоагрегат изготовлен и собран на монтажной площадке электростанции.

Выбор способа гибки труб из стали ЭЯ1-Ті произведен в результате специальных исследований. Гибка в горячем состоянии вызывает выпадение карбидов хрома, что вызывает склонность стали к интеркристаллической коррозии. Присадка титана в стали 18/8 с содержанием углерода выше 0,12% стабилизирует состояние твердого раствора.

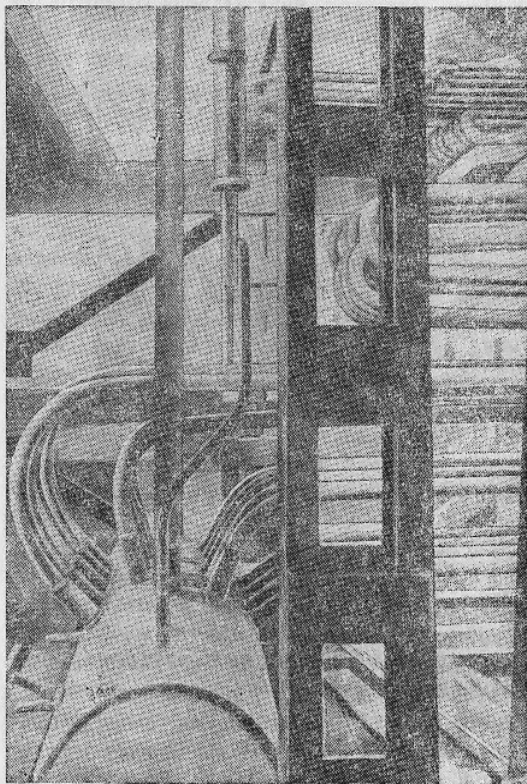
Холодная гибка вызывает наклеп стали и повышает стойкость стали против интеркристаллической коррозии, но связана с опасностью последующей рекристаллизации. Склонность стали ЭЯ1-Ті к рекристаллизации была еще недостаточно изучена, так как в момент строительства ртутного котла в СССР еще отсутствовал достаточный опыт применения сталей указанных марок в котлостроении.

Был выбран способ горячей гибки труб из этой стали, и работа котла в течение 2500 час. при температурах ртутного пара свыше 500°C не выявила неблагоприятных последствий этого способа.

К барабану котла были приварены переходные штуцеры из малоуглеродистой стали, к которым приваривались трубы экранов из легированной стали (фиг. 155).

После предварительных исследований был принят следующий технологический процесс сварки ртутного котла.

Сварка барабана и приварка переходных штуцеров производится способом дуги, постоянным током и с прямой полярностью, с применением электродов ТК. Предварительно барабан и штуцеры нагреваются до 300° с последующим медленным охлаждением во избежание возможности появления трещин.

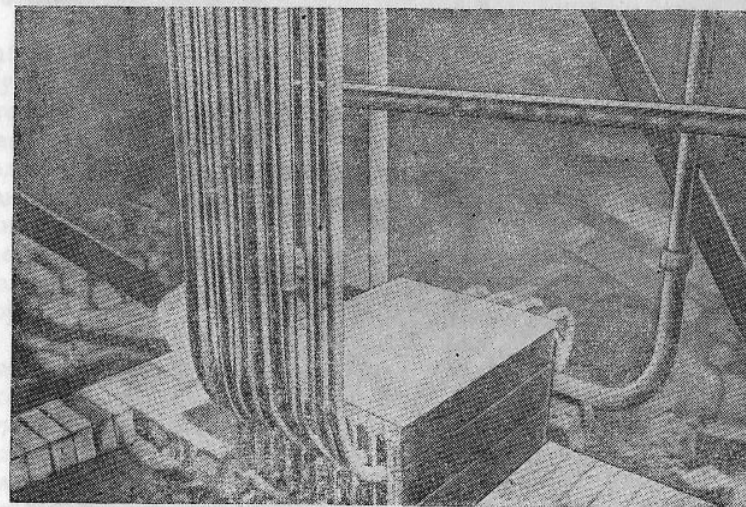


Фиг. 155. Барабан ртутного котла с приваренной секцией труб эмульсионного пучка.

Для ликвидации зоны подкалки (зоны термического влияния) и снятия внутренних напряжений, создаваемых при сварке, барабан после сварки необходимо подвергать следующей термообработке: равномерный нагрев до 680°C, выдержка при этой температуре в течение 4 час. и последующее охлаждение на воздухе.

Сварка труб из стали ЭЯ1-Ті производилась электродуговым способом от генератора постоянного тока с обратной полярностью. Электродная проволока применялась из стали той же марки, что и трубы. Испытание образцов показало прочность швов порядка 80% временного сопротивления основного металла.

Приварка этих труб к трубам из малоуглеродистой стали производилась таким же способом.



Фиг. 156. Секция труб экрана задней стенки топочной камеры.

Применявшаяся обмазка имела следующий состав: титановой руды—35,4%; полевого шпата—17,7%; углекислого стронция—17,7%; ферромарганца—13,3%; декстрина—4,4%; жидкого стекла—11,5%.

Подготовка стыков под сварку производилась весьма тщательно. Концы труб зачищались до блеска на расстоянии 30—40 мм от кромок. На концах зашлифовывалась фаска под 45° (по шаблону) с притуплением 0,5—1 мм. Сборка стыков проводилась без зазоров, со строгим совмещением осей труб. Сварной шов накладывался на трубе в 3—5 слоев, в зависимости от диаметра, без перерыва дуги. При переходе к следующему слою шов подвергался очистке стальной щеткой и протравливанию царской водкой для удаления окиси хрома.

Потолочной и полупотолочной сварки по возможности старались избегать, так как сталь ЭЯ1-Ті отличается высокой текучестью.

Каждая секция трубной системы перед сборкой подвергалась 5-минутному гидравлическому испытанию на 60 ат с последующим обстукиванием швов при давлении 40 ат. Кроме того, они подвергались

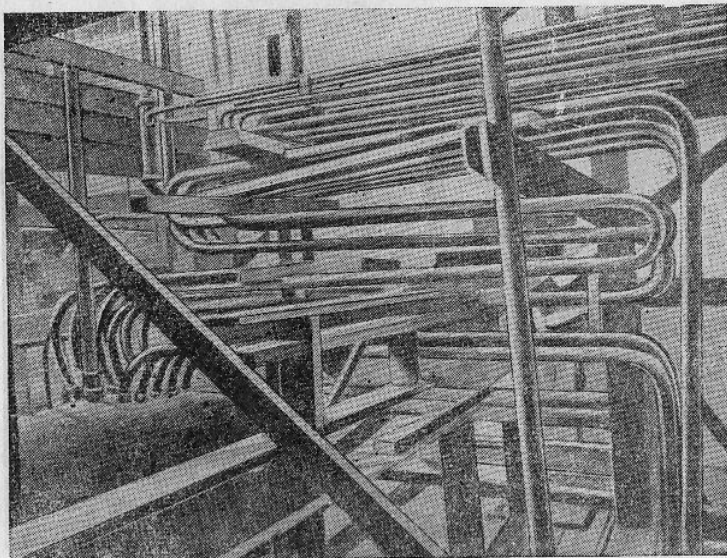
гидравлическому испытанию ртутью при давлении 30 ат. Проведенные испытания показали полную непроницаемость сварных швов.

Гидравлическое испытание всего ртутного котла производилось при давлении 60 ат в течение 5 мин. с последующим обстукиванием швов при давлении 40 ат.

Сварщики прошли специальную полуторамесячную подготовку под руководством специалистов Энергомонтажа и инспекции Котлонадзора.

На фиг. 156 показана секция труб экрана задней стенки топочной камеры после сварки.

На фиг. 157 изображены секции труб эмульсионного пучка и ртутного экономайзера после сварки.



Фиг. 157. Секция труб эмульсионного пучка и ртутного экономайзера.

3. Пуск и наладка полупромышленной установки

Заполнение котла ртутью производится через нижний коллектор экрана задней стенки топочной камеры. Ртуть из сливного бака, расположенного в подвальном этаже, шестеренчатым насосом (фиг. 158) перекачивается в бак, установленный на площадке конденсаторов-испарителей, а из него самотеком поступает в коллектор ртутного экрана (самая нижняя точка ртутного котла), вытесняя воздух из ртутной системы. В опускные трубы фестона ртуть поступает из барабана котла.

Эмульсионные трубы экрана и фестона при заливке ртути в котел остаются незаполненными, так как уровень ртути стоит ниже средней линии барабана. Ртутный экономайзер также остается незаполненным ртутью.

Перед растопкой производится отсос воздуха из ртутной системы через верхний коллектор конденсаторов-испарителей. Отсос воздуха

продолжается до появления ртутного пара в конденсаторах-испарителях, что контролируется по показаниям термопар.

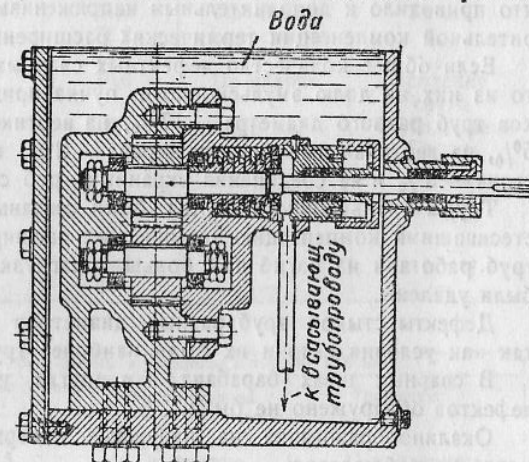
Водяная сторона конденсаторов-испарителей перед пуском установки продувается с целью удаления шлама и отложений солей. После продувки по водомерным стеклам устанавливается необходимый уровень воды в корпусах конденсаторов-испарителей.

Тепловая нагрузка толки повышается медленно, так чтобы температура уходящих газов в период растопки не превышала 400°C, так как ртутный экономайзер не заполнен ртутью.

Растопка ведется при вакууме порядка 650 мм рт. ст. Такой вакуум может долго поддерживаться в установке при выключенном эжекторе, так как ртутная система абсолютно герметична. Был случай, когда в установке вакуум 650 мм рт. ст. сохранялся в течение недели при выключенном эжекторе.

При растопке котла наблюдаются удары и шумы в трубной системе, что можно объяснить местными перегревами, ведущими к парообразованию с последующей конденсацией образующегося ртутного пара в более холодных участках трубной системы.

Через 1½—2 часа после включения форсунок начинается циркуляция в экранной системе котла. Момент замыкания циркуляции определяется по внезапному сильному



Фиг. 158. Шестеренчатый ртутный насос.

нагреву опускных труб экранов и появлению перепада давлений на расходомерах, установленных в опускных трубах экранов.

Через некоторое время после установления циркуляции в ртутном котле начинает прогреваться главный ртутный паропровод, и пар поступает в конденсаторы-испарители. В этот момент эжектор, отсасывающий воздух из ртутной системы, все еще не выключен. Лишь при появлении заметного количества ртути в охладителях воздушно-ртутной смеси клапан между конденсаторами-испарителями и вакуумным устройством перекрывается, и эжектор выключается.

Давление в барабане ртутного котла постепенно повышается. Давление в конденсаторах-испарителях устанавливается в желательных пределах с помощью дроссельного клапана с электромагнитным приводом.

Изменение паропроизводительности ртутного парогенератора производится регулированием расхода топлива через форсунки, регулированием давления ртутного пара в барабане котла, регулированием тепловой нагрузки конденсаторов-испарителей и давления водяного пара, получаемого в конденсаторах-испарителях.

В конце 1939 и в начале 1940 гг. был осуществлен пробный пуск установки на воде при давлении водяного пара в барабане котла от 6 до 18 *ата*. Работа на воде продолжалась около месяца.

После этого установка была опробована уже на ртути при давлении ртутного пара около 1 *ата*. В конце 1940 г. установка была включена в длительную эксплуатацию и к моменту начала войны проработала около 2500 час. С началом войны и блокады Ленинграда работа на установке была прекращена.

В процессе эксплуатации полупромышленной установки выявились некоторые дефекты в конструкции ртутного котлоагрегата.

Были случаи расстроя сварных швов на экранных трубах из легированных сталей. Причиной расстроя швов были непровары отдельных стыков и конструктивные дефекты крепления экранных труб, что приводило к дополнительным напряжениям вследствие неудовлетворительной компенсации термических расширений.

Если общее количество дефектных сварных швов принять за 100%, то из них на долю эмульсионного пучка придется 67%, на долю стыков труб разного диаметра — 17%, на вертикальные участки фестона — 5%, на вертикальные участки экрана — 2%, на наклонные участки фестона — 3% и на соединения экранных труб с коллектором — 6%.

Трубы эмульсионного пучка были связаны между собой стяжками, стеснявшими компенсацию термических расширений. Швы нижнего ряда труб работали на изгиб при больших нагрузках. Впоследствии стяжки были удалены.

Дефекты стыков труб разных диаметров объясняются непроваром, так как условия сварки их были наиболее трудными.

В сварных швах барабана и в других участках трубной системы дефектов обнаружено не было.

Окалинообразования на наружных поверхностях трубной системы котла не наблюдалось.

В момент пуска и прогрева котла имел место перегрев труб экономайзера, заполнение которого ртутью происходило лишь после начала поступления ртутного пара в конденсатор-испаритель. При малых тепловых нагрузках количество ртутного конденсата также было недостаточно для интенсивного охлаждения труб ртутного экономайзера.

За время работы полупромышленной установки случаев закупорки шламом трубной системы ртутного котлоагрегата не было.

При вырезке отдельных участков труб также не было обнаружено отложений шлама. Небольшое количество шлама в виде черного порошка было найдено только в нижнем коллекторе ртутного экрана. Химическим анализом установлен следующий состав этого шлама: Fe_2O_3 — 32,61%, Hg — 58,05%, Mn — 0,18%, S — 0,74%, SiO_2 — 6,24%, свободный углерод — 1,2%, H_2O — 0,7%.

Присутствие H_2O объясняется, повидимому, поглощением влаги из воздуха пробой порошка.

Наличие в шламе SiO_2 объясняется недостаточной очисткой труб после гибки. Сера и свободный углерод являются продуктом разложения органических веществ, занесенных вместе с песком во время гибки труб.

Криповых изменений металла за время эксплуатации полупромышленной установки обнаружено не было.

В табл. 34 приводятся данные по испытанию образцов труб со сварными швами и из основного металла ртутного парогенератора до и после работы установки. Как видно из приведенных данных, механические свойства основного металла и сварных швов после 1200 час. работы установки не претерпели изменений.

Таблица 34

Испытание образцов до работы в установке				
Характеристика образца	Временное сопротивление разрыву в кг/мм ²	Относительное удлинение в %	Место разрыва	Примечание
Сварные образцы				
Аустенит + аустенит	57,5	16,4	Вне сварки	С усилением
То же	47,2	14,0	По сварке	То же
"	46,2	38,2	Вне сварки	"
"	51,5	42,8	То же	"
"	45,8	16,0	По сварке	Усиление снято
"	52,4	16,4	То же	С усилением
"	42,8	13,1	"	То же
Основной материал трубы	62,2	46,7	—	—
То же	58,5	44,0	—	—
"	59,5	49,1	—	—
"	57,8	48,2	—	—

Испытание образцов после работы в установке в течение 1200 час.			
Временное сопротивление разрыву в кг/мм ²	Относительное удлинение в %	Место разрыва	Примечание
Сварные образцы			
42,7	23,5	По сварке	С усилением
54,8	28,5	То же	То же
39,3	11,5	"	"
26,8	10,7	"	"
63,0	23,4	"	"
29,3	7,7	"	"
48,0	9,5	"	"
64,5	32,5	—	—
62,6	53,7	—	—
65,1	55,2	—	—
62,4	56,8	—	—
50,0	58,1	—	—

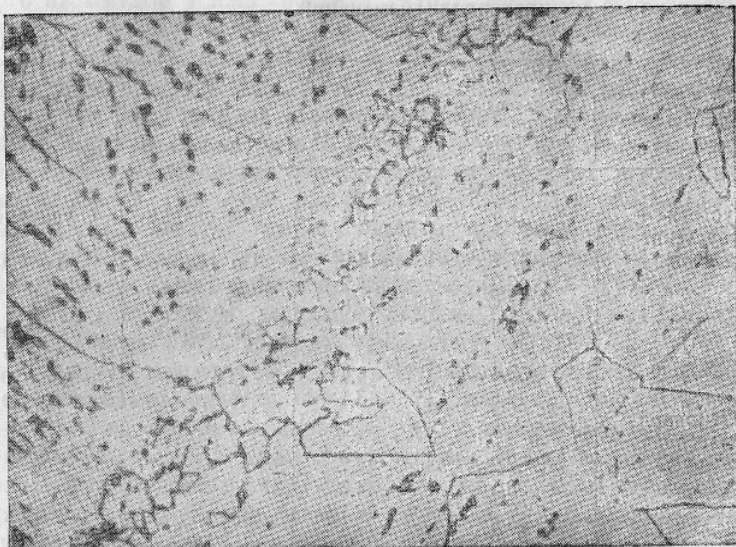
На фиг. 159 показана микроструктура образца трубы после работы на ртути. По заключению лаборатории испытаний металлов следов воздействия ртути на металл на этом и на других образцах не выявлено.

На фиг. 160 дается микроструктура одного из дефектных сварных швов, обнаруженных при ревизии ртутного парогенератора. Шлиф указывает на почти сквозной непровар по всей толще наплавленного металла со значительными шлаковыми включениями.

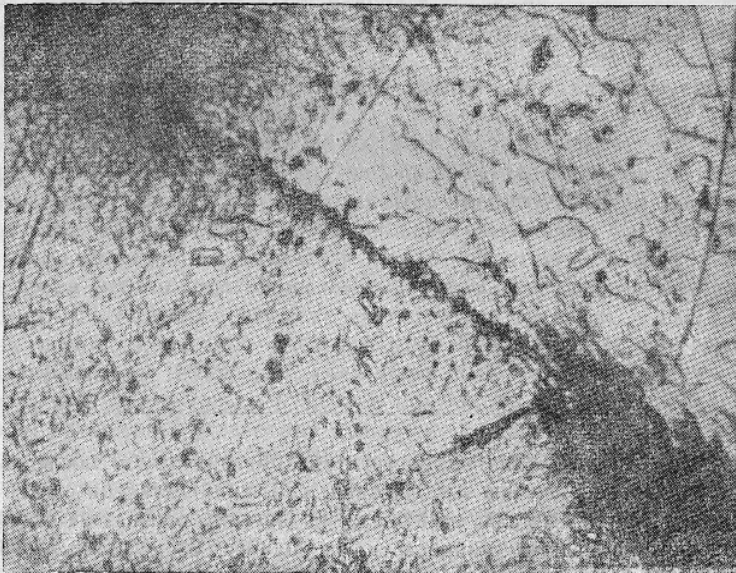
При эксплуатации ртутного парогенератора полупромышленной установки выявились некоторые недочеты его конструкции. В первую оче-

редь следует указать на не совсем удачное решение в проекте вопроса крепления трубной системы котла.

Из фиг. 143 можно видеть, что верхние концы труб экрана соединены поперечной планкой, к которой крепятся две тяги-подвески к кар-



Фиг. 159. Микроструктура образца стали после работы на ртути.



Фиг. 160. Микроструктура дефектного сварного шва.

касу. Ниже экранные трубы связаны еще двумя поперечными планками. Последние шарнирно соединены с тягами, проходящими через обмуровку задней стенки топки. Эти тяги шарнирно соединены с каркасом котла.

Предполагалось, что трубы экрана при термическом расширении будут свободно передвигаться своими концами вверх и вниз от фиксунктов. Однако при такой схеме подвески труб перемещение нижних концов оказалось больше расчетного, и нижний коллектор экрана в результате термического расширения упирается в выступ обмуровки. В результате трубы встречали сопротивление промежуточных шарнирных опор и, стремясь сместиться вверх, создавали большие усилия в местах крепления. Верхние пружинные подвески оказались приподнятыми, и весь вес труб экрана и заключенной в нем ртути передавался на нижние концы труб, упирающиеся в кладку.

Промежуточные крепления труб экрана пришлось удалить и заменить их скользящими направляющими (гребенками), позволяющими трубам свободно перемещаться в осевом направлении.

Пружинные подвески верхних концов труб были заменены рычажными подвесками с грузами.

Стяжки, имевшиеся на эмульсионном пучке, также оказались неудачно расположенными, ограничивая самокомпенсацию петлевых гибов труб. Часть этих стяжек порвалась вследствие больших усилий при термическом расширении труб, часть же сохранилась, но вызвала нарушение плотности сварных швов.

Впоследствии эти стяжки были удалены.

После устранения указанных дефектов конструкции ртутный котлоагрегат работал без всяких затруднений.

4. Результаты опытов на полупромышленной ртутнопаровой установке

При сооружении полупромышленной установки ставились следующие задачи:

а) всесторонняя проверка условий эксплуатации основного и вспомогательного ртутного энергооборудования;

б) выявление особенностей рабочих процессов в элементах ртутного энергооборудования, не могущих быть решенными в лабораторных условиях (работа экранных труб и эмульсионного пучка при параллельной работе ряда труб, влияние высоких местных тепловых нагрузок, температурные режимы металла и т. д.).

Кроме того, на этой же установке предполагалось проведение опытов не только на ртути, но и на воде, с целью сопоставления поведения этих рабочих агентов и их характеристик.

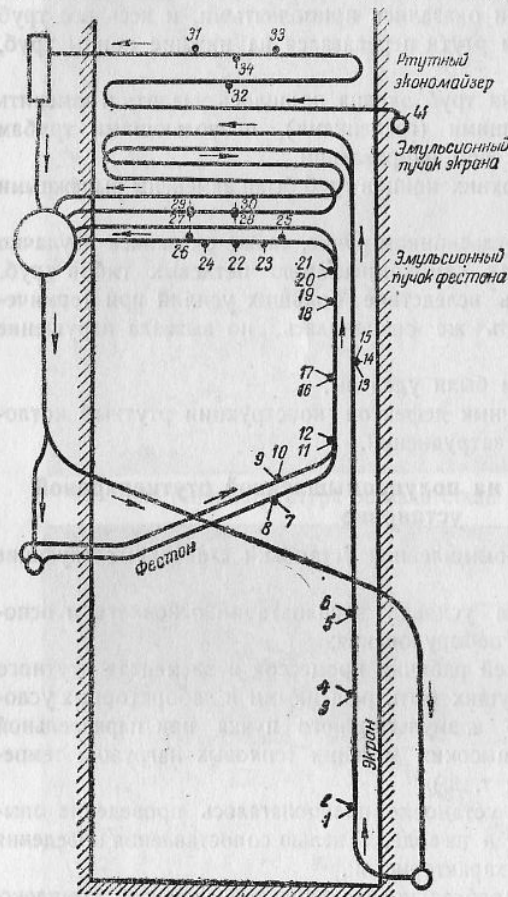
Таким образом, данная работа носила характер сложного комплексного исследования, связанного еще с наладкой всего оборудования и его освоением, изучением целого ряда новых моментов в технологии изготовления оборудования. Новым конструкциям приборов и арматуры также пришлось уделить внимание.

Было проведено несколько серий опытов на полупромышленной ртутной установке.

Предварительно были выполнены опыты на воде. Первая серия опытов на ртути была проведена при давлении пара от 1 до 9,6 *ата* и нагрузке котла от 30 до 100% от расчетной.

Во второй серии опытов давление ртутного пара было от 7 до 13,5 *ата* при нагрузке котла от 50 до 75%.

Третья серия опытов проводилась при режимах, близких к расчетному (давление ртутного пара — 9—12 *ата*, нагрузка котла—75—100%). Температура газов по газоходам котла измерялась отсасывающими пирометрами. Температура наружных поверхностей труб ртутного котла определялась термометрами, нумерация и расположение которых показаны на фиг. 161. Расход циркулирующей ртути определялся по градуированным дроссельным приборам (трубы Вентури), установленным



Фиг. 161. Схема точек замеров температуры наружных поверхностей труб парогенератора полупромышленной установки.

казали возможность промышленного применения ртутных парогенераторов с эмульсионными поверхностями нагрева при естественной циркуляции.

Тепловой баланс и тепловые нагрузки

В табл. 35 приведены данные по тепловому балансу и тепловым нагрузкам парогенератора полупромышленной установки при работе на ртути и на воде

в опускных участках труб экранной системы. Анализ продуктов сгорания производился для каждого газохода котла. Местные тепловые нагрузки определялись угловыми и торцевыми калориметрами. Кроме того, проводилось специальное определение концентраций ртутного пара в газоходах котла.

Указанные замеры позволили детально исследовать тепловой баланс ртутного котла, выявить распределение тепловых потоков по его отдельным газоходам, определить циркуляционные характеристики и тепловое напряжение любых элементов поверхности нагрева и получить полное представление о режиме работы металла во всех элементах ртутного котлоагрегата, а также выявить коэффициенты теплоотдачи.

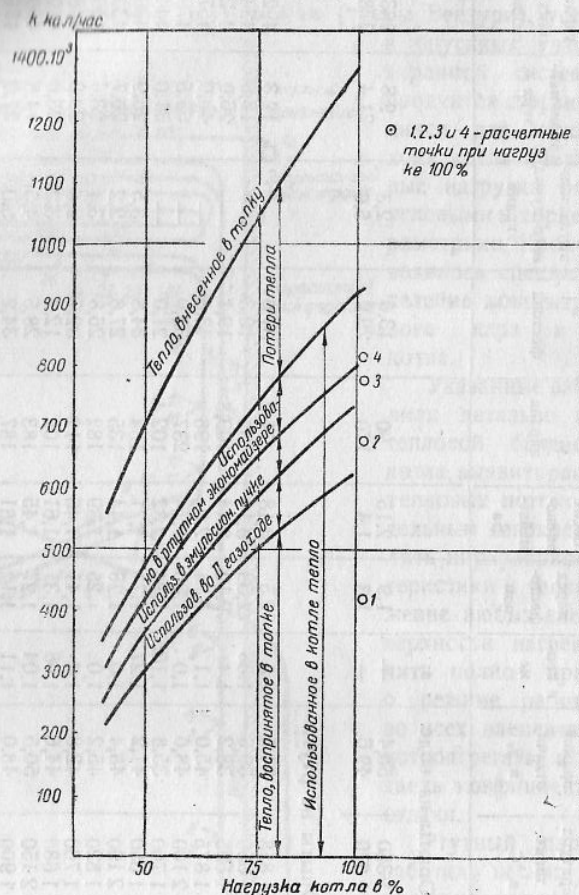
Ртутный парогенератор работал весьма удовлетворительно при различных режимах как на ртути, так и на воде. Эксплуатационные и экспериментальные итоги работы парогенератора полупромышленной установки по-

Таблица 35
Тепловые характеристики ртутного парогенератора полупромышленной установки

№ опыта	Давление пара в бабблере в <i>ата</i>	Тепловая нагрузка топки в <i>ккал/м²·час</i>	Теоретическая температура в топке в °C	Коэффициент прямой отдачи в %	Коэффициент избытка воздуха			Тепловая нагрузка в <i>ккал/м²·час · 10³</i>				Температура уходящих газов	К. п. д. котла	Нагрузка котла в %
					в топке	перед флеш-банком	после экономайзера	экрана	флеш-банки	эмульсионного пучка	экономайзера			
1	6,0	49,5 · 10³	1360	50,4	—	1,9	2,15	90	13,0	2,3	9,8	283	70,5	30
2	6,0	95 · 10³	1670	49,6	—	1,3	1,4	170	29,0	5,0	21,4	273	72,9	70
3	2,0	60 · 10³	1858	34,5	2,5	2,5	3,18	71,2	37,0	—	12,3	422	47,8	40
4	3,3	63 · 10³	1850	39,0	1,38	2,53	3,14	92	10,3	—	18,5	424	51,5	45
5	2,9	74 · 10³	1505	38,2	1,4	2,12	2,44	109,8	19,1	—	26,0	412	65,0	50
6	3,4	135 · 10³	1875	45,0	1,1	1,74	2,0	196	43,8	—	48,0	457	64,6	85
7	5,4	150 · 10³	2100	48,0	1,0	1,66	1,74	237	33,0	—	65,5	479	63,5	100
8	9,6	77 · 10³	1760	35,8	1,105	1,84	2,32	102,4	21,0	—	31,0	444	57,5	50
9	6,6	88 · 10³	1550	41,2	1,27	1,7	1,71	134	34,8	3,5	26,9	436	66,0	55
10	11,0	79 · 10³	2190	48,4	1,0	1,28	1,44	135	27,6	2,2	20,7	432	67,0	50
11	12,3	75 · 10³	1820	45,2	1,0	1,25	1,39	182	26,8	3,4	23,6	440	67,5	50
12	10,6	74 · 10³	1760	42,8	1,4	1,41	1,46	112	32,7	2,8	20,3	448	65,0	50
13	13,2	70 · 10³	1680	44,6	1,08	1,31	1,61	102	12,4	3,2	25,0	440	61,5	50
14	10,2	106 · 10³	2150	50,5	1,04	1,27	1,45	183	28,5	4,5	27,0	486	68,5	70
15	9,0	113 · 10³	1900	48,0	1,11	1,12	1,61	187	34,2	5,0	40,6	529	67,5	90
16	10,0	141 · 10³	1520	43,0	1,36	1,36	1,62	208	36,7	10,0	33,2	517	62,4	75
17	11,0	152 · 10³	1750	38,4	1,14	1,27	1,50	193	42,5	6,5	35,8	518	60,0	70
18	11,0	113 · 10³	1730	37,2	1,09	1,27	1,77	105	41,0	5,3	31,7	—	—	—
19	12,1	97 · 10³	1420	33,0	1,27	1,27	1,72	—	—	—	—	—	—	—

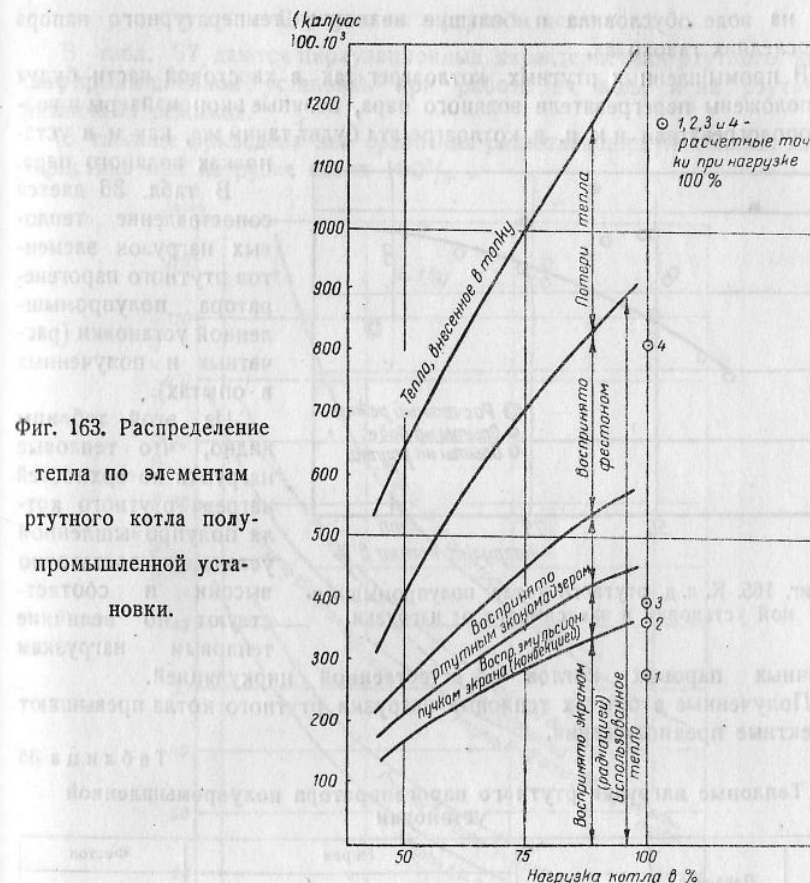
На фиг. 162 и 163 графически представлены составляющие теплового баланса ртутного котла полупромышленной установки и тепловые нагрузки его отдельных элементов.

Коэффициент прямой отдачи (фиг. 164) в опытах на воде был выше, чем в опытах на ртути. Это может быть объяснено влиянием более высокой контртемпературы при работе котла на ртути.

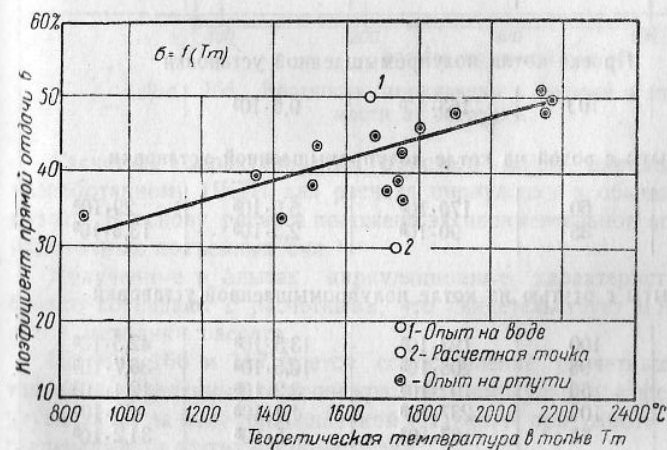


Фиг. 162. Тепловой баланс ртутного котла полупромышленной установки.

Коэффициент прямой отдачи в опытах на ртути оказался выше расчетного, что отчасти может объясняться специфическими соотношениями размеров топочной камеры полупромышленной установки. В результате более высокой прямой отдачи в топке по сравнению с расчетным режимом температура газов на выходе из топки оказалась ниже расчетной. Соответственно и температура газов в последующих газоходах и за котлом была ниже расчетной, а к. п. д. котла (фиг. 165) — выше расчетного значения. В опытах на воде к. п. д. котла был выше, чем в опытах на ртути, так как более низкая температура уходящих газов в опы-



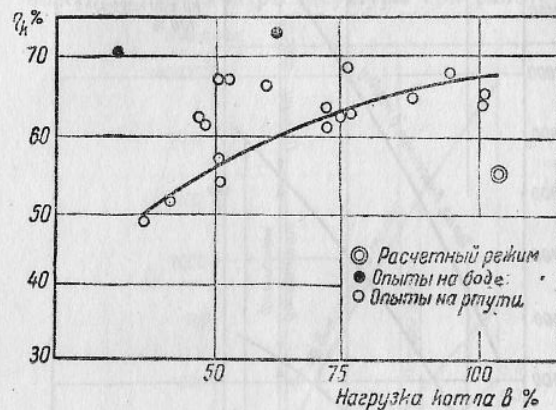
Фиг. 163. Распределение тепла по элементам ртутного котла полупромышленной установки.



Фиг. 164. Зависимость коэффициента прямой отдачи от температуры в топке по опытам.

тах на воде обусловила и большие величины температурного напора в последних газоходах.

В промышленных ртутных котлоагрегатах в хвостовой части будут расположены перегреватели водяного пара, водяные экономайзеры и воздухоподогреватели и к. п. д. котлоагрегата будет таким же, как и в установках водяного пара.



Фиг. 165. К. п. д. ртутного котла полупромышленной установки в зависимости от нагрузки.

обычных паровых котлов с естественной циркуляцией.

Полученные в опытах тепловые нагрузки ртутного котла превышают проектные предположения.

Таблица 36

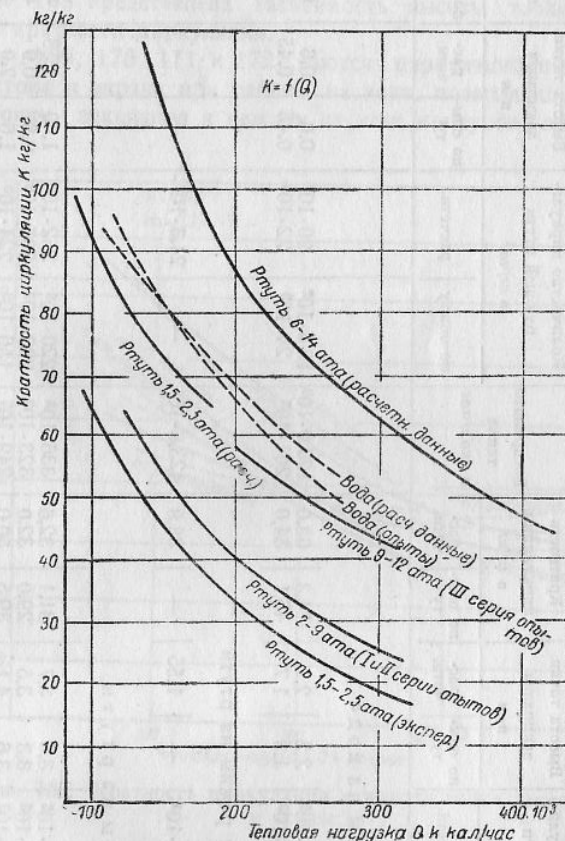
Тепловые нагрузки ртутного парогенератора полупромышленной установки

№ по пор.	Давление пара в барабане в <i>атм</i>	Нагрузка котла в %	Экран		Фестон
			тепловая нагрузка радиационной части в <i>ккал/м²час</i>	тепловая нагрузка конвективной (эмульсионной) части в <i>ккал/м²час</i>	тепловая нагрузка во 2-м газоходе в <i>ккал/м²час</i>
Проект котла полупромышленной установки					
1	10,0	100	163·10³	9,6·10³	—
Опыты с водой на котле полупромышленной установки					
2	6,0	60	170·10³	5,0·10³	29·10³
3	6,0	35	90·10³	2,3·10³	13,3·10³
Опыты с ртутью на котле полупромышленной установки					
4	11,0	100	193·10³	13,5·10³	42,5·10³
5	10,0	95	208·10³	10,5·10³	36,7·10³
6	13,2	50	102·10³	3,2·10³	12,4·10³
7	5,5	100	237·10³	4,4·10³	33·10³
8	9,0	75	187·10³	5·10³	34,2·10³

Циркуляция в ртутном котле

В табл. 37 даются циркуляционные характеристики ртутного котла полупромышленной установки при работе на воде и на ртути для различных режимов.

В таблице приведена для сравнения расчетная циркуляционная характеристика при нагрузке котла 100%.



Фиг. 166. Кратность циркуляции в фестоне в зависимости от нагрузки.

Расчетная характеристика ртутного котла определена по методу, разработанному ЦКТИ для расчета циркуляции в обычных пароводяных котлах. В основу расчета положено экспериментальное определение ЛБЦ избыточных подъемных сил.

Полученные в опытах циркуляционные характеристики достаточно близко совпадают с расчетными, что свидетельствует о надежности принятой методики расчета.

На фиг. 166 и 167 дается сопоставление расчетных и экспериментально определенных величин кратности циркуляции в фестоне и экране ртутного котла полупромышленной установки при работе на воде и ртути в зависимости от тепловой нагрузки.

Циркуляционные характеристики ртутного парогенератора полупромышленной установки

№	Экран				Фестон				Нагрузка котла в %
	Давление пара в барабане в атм	Восприимчиво тепла в ккал/час	Количество циркулирующей ртути в кг/час	Высота точки закипания в м	Кратность циркуляции в кг/кг	Восприимчиво тепла в ккал/час	Количество циркулирующей ртути в кг/час	Высота точки закипания в м	Кратность циркуляции в кг/кг
1	6,0	172,8·10 ³	22,2·10 ³	2,2	2,1	129,9·10 ³	19,6·10 ³	0,6	87,4
2	6,0	333·10 ³	26,5·10 ³	1,8	1,7	261·10 ³	24·10 ³	0,45	55,0
3	10,0	356·10 ³	—	—	1,55	423,6·10 ³	—	—	43,2
4	11,0	443·10 ³	185·10 ³	3,6	3,7	336·10 ³	220·10 ³	1,40	48,5
5	10,0	444·10 ³	174·10 ³	3,3	3,5	323·10 ³	202·10 ³	0,8	46,8
6	11,0	289·10 ³	154·10 ³	3,6	4,1	249·10 ³	156·10 ³	1,6	41,4
7	12,1	225·10 ³	147·10 ³	4,3	4,9	221·10 ³	162·10 ³	1,52	54,0
8	9,0	362·10 ³	202·10 ³	3,8	3,8	291·10 ³	195·10 ³	1,55	49,6
9	10,2	351·10 ³	70,8·10 ³	2,13	—	269·10 ³	96,4·10 ³	0,67	24,9
10	13,2	200·10 ³	146,8·10 ³	4,5	5,2	141·10 ³	118·10 ³	1,42	60,5

Опыты на воде

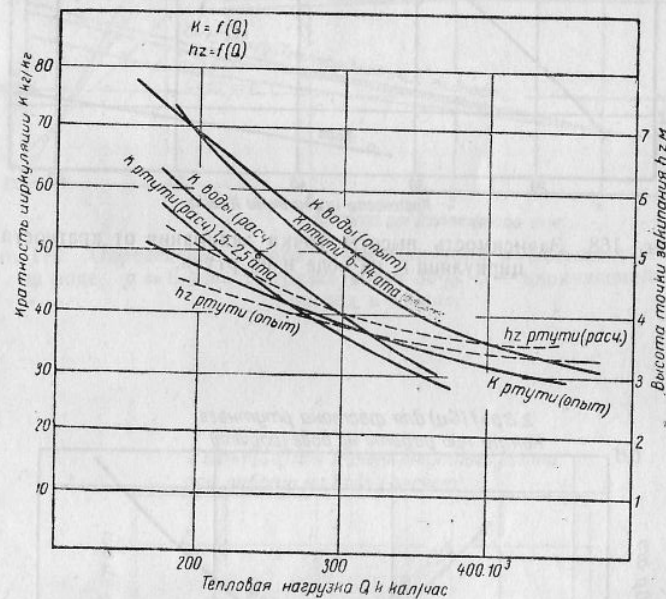
Расчетный режим на ртути

Опыты на ртути

При расчете циркуляции на ртути использовались величины избыточных подъемных сил, полученные в упоминавшихся опытах на лабораторной установке (фиг. 126), а по воде — новые данные ЦКТИ, приведенные в специальной работе С. М. Бродерсона и А. Р. Сорина. На фиг. 167 пунктиром нанесена высота точек закипания ртути h_z по опытам и по расчету для экрана.

На фиг. 168 представлена зависимость высоты точки закипания в экране от кратности циркуляции.

На фиг. 169, 170, 171 и 172 даются циркуляционные характеристики фестона и экрана при работе на воде, позволяющие определить высоту точки закипания в каждом из этих контуров при указанных режимах.



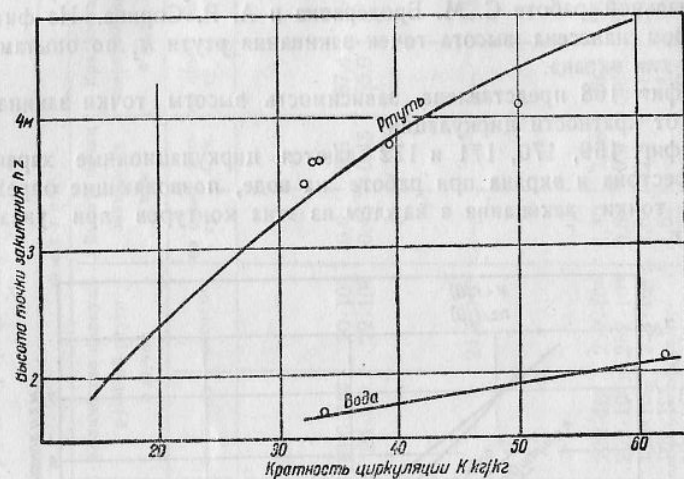
Фиг. 167. Кратность циркуляции и высота точки закипания в экране.

На фиг. 173, 174, 175 и 176 даны аналогичные характеристики для фестона и экрана при работе на ртути¹.

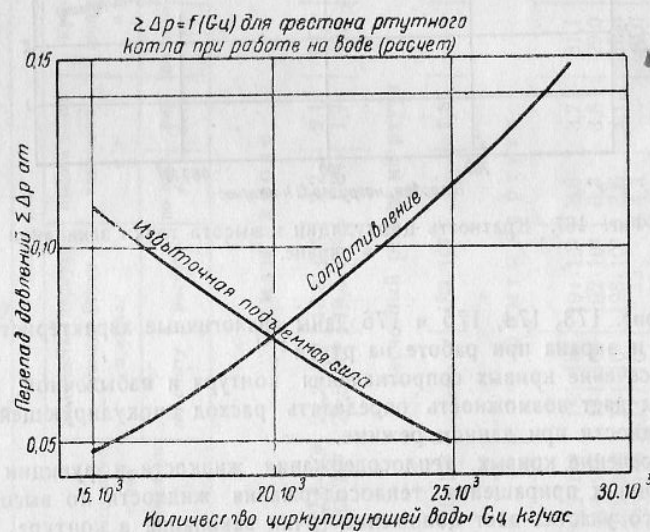
Пересечение кривых сопротивления контура и избыточной подъемной силы дает возможность определить расход циркулирующей в контуре жидкости при данном режиме.

Пересечение кривых теплосодержания жидкости в функции давления и кривых приращения теплосодержания жидкости по высоте обогреваемого участка дает положение точки закипания в контуре.

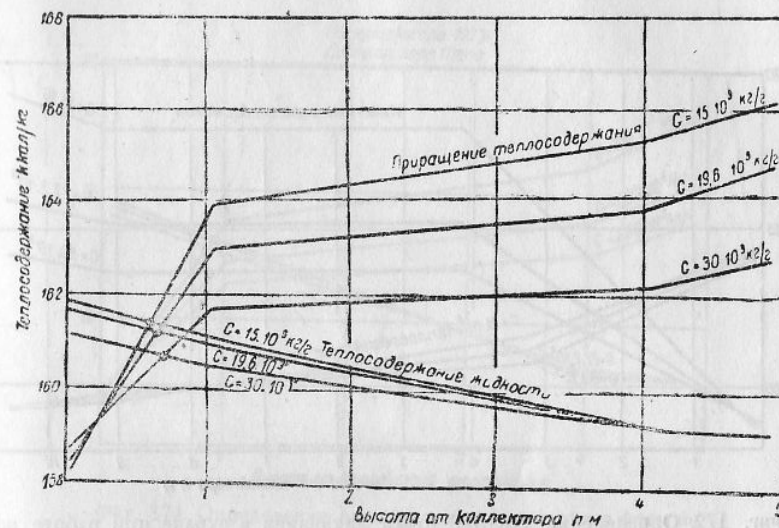
¹ Обработка результатов экспериментального исследования была выполнена группой курсантов Высшего инженерно-технического училища ВМС гг. Сомовым, Степановым, Кузнецовым и др., а также научными сотрудниками ЦКТИ инж. М. И. Корнеевым и Я. П. Сторожук.



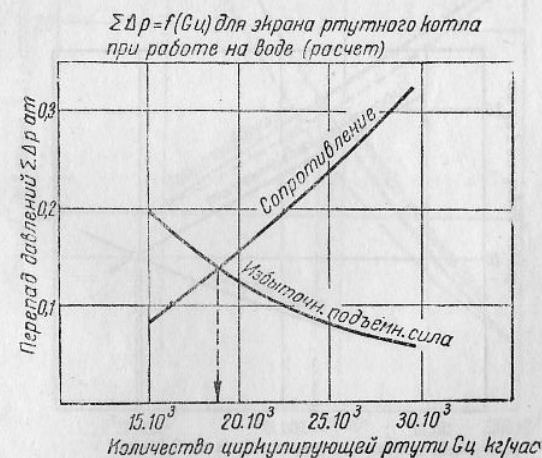
Фиг. 168. Зависимость высоты точки закипания от кратности циркуляции: на воде и на ртути.



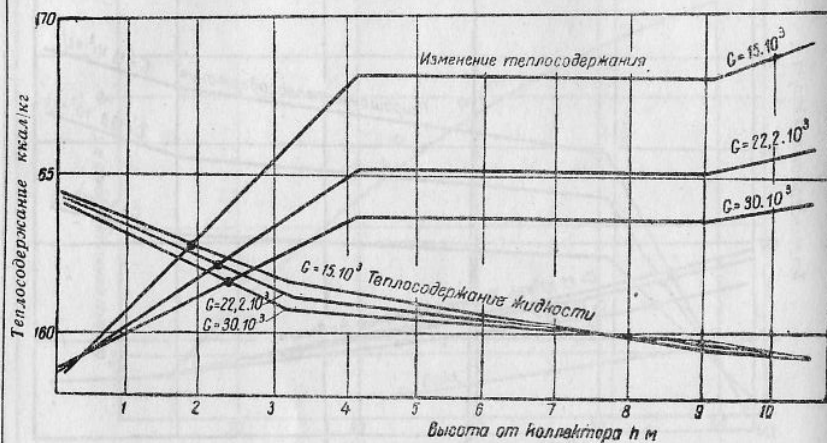
Фиг. 169. График определения расхода циркулирующей воды в фестоне. К режиму по фиг. 170.



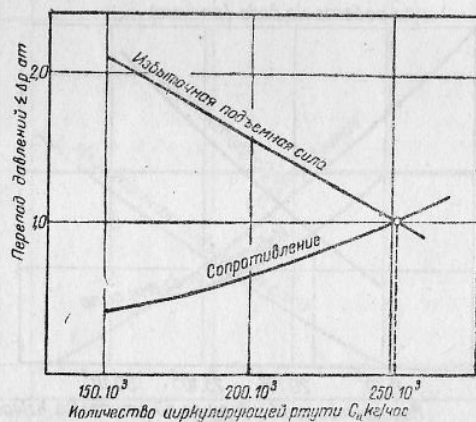
Фиг. 170. Определение высоты точки закипания в фестоне при работе на воде; $p = 6 \text{ ат}$. Нагрузка котла 30%. G — циркуляционный расход в кг/час.



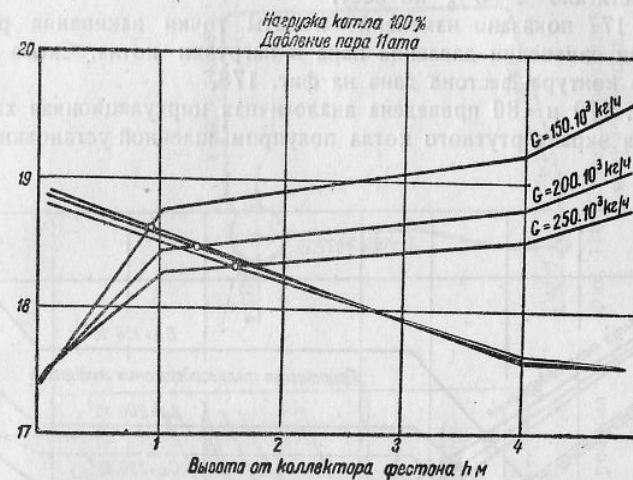
Фиг. 171. График определения расхода циркулирующей воды в экране. К режиму по фиг. 172.



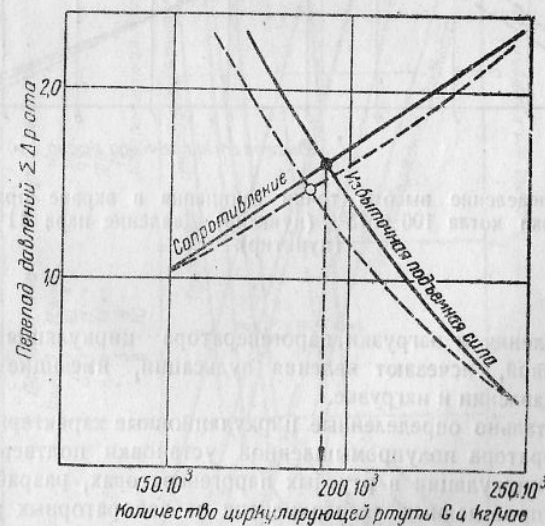
Фиг. 172. Определение высоты точки закипания в экране при работе на воде; $p = 6 \text{ атм}$. G — циркуляционный расход.



Фиг. 173. График определения расхода циркулирующей ртути в фестоне. К режиму по фиг. 174.



Фиг. 174. Определение высоты точки закипания в фестоне при работе на ртути.

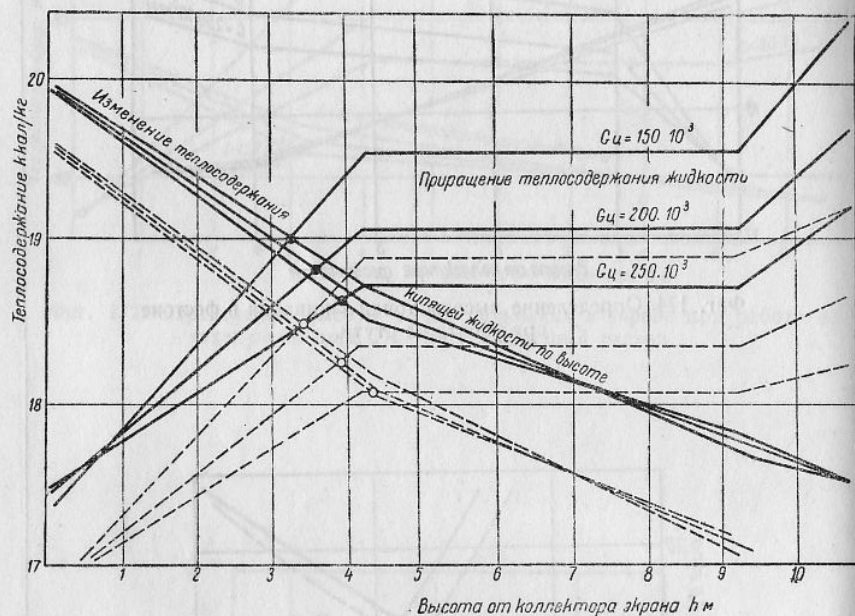


Фиг. 175. График определения расхода циркулирующей ртути в экране. Нагрузка 100 и 75% (пунктир). К режиму по фиг. 176.

При больших нагрузках котла кратность циркуляции снижалась до 20—25 кг/кг и паросодержание ртутнопаровой эмульсии при входе в барабан достигало 4—5% по весу.

На фиг. 177 показано изменение высоты точки закипания ртути в фестоне при изменении давления пара и нагрузки котла. Схема циркуляционного контура фестона дана на фиг. 178.

На фиг. 179 и 180 приведена аналогичная циркуляционная характеристика для экрана ртутного котла полупромышленной установки. С по-

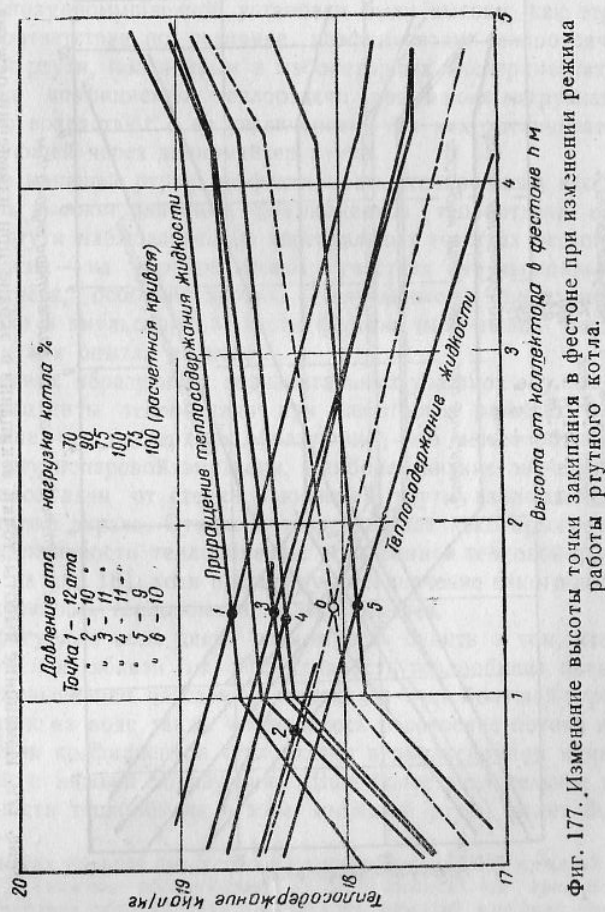


Фиг. 176. Определение высоты точки закипания в экране при работе на ртути. Нагрузка котла 100 и 75% (пунктир). Давление пара 11 и 9 ата (пунктир).

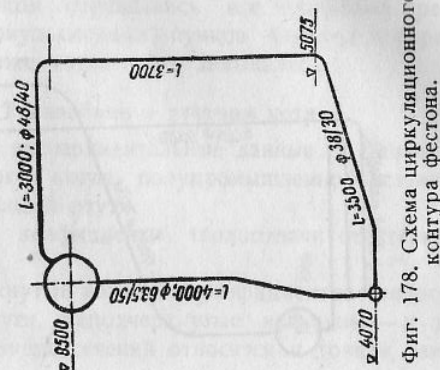
вышением давления и нагрузки парогенератора циркуляция становится более устойчивой, исчезают явления пульсации, имеющие место при пониженном давлении и нагрузке.

Экспериментально определенные циркуляционные характеристики ртутного парогенератора полупромышленной установки подтвердили методику расчета циркуляции в ртутных парогенераторах, разработанную на основе ранее проведенных экспериментов на лабораторных ртутных парогенераторах малой мощности.

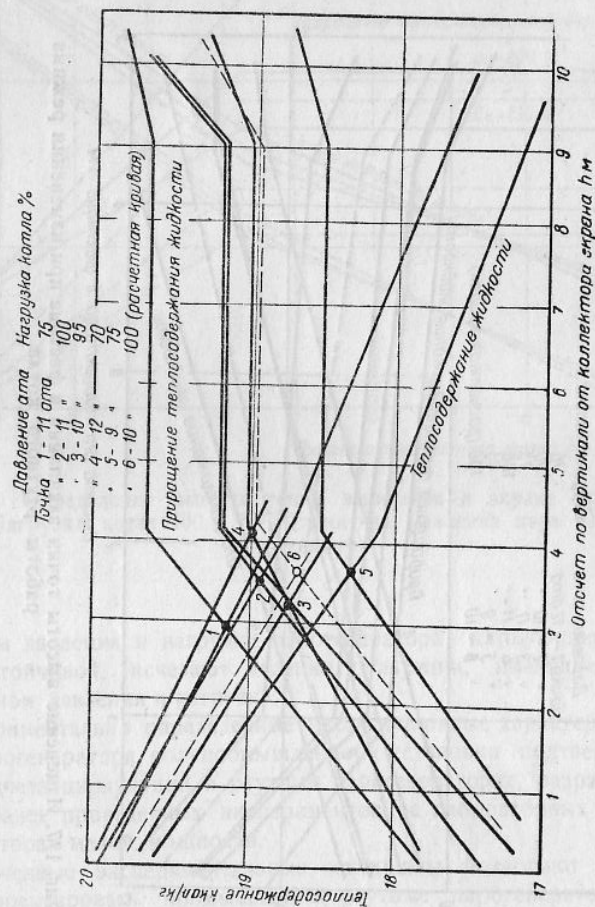
Полученные экспериментальные материалы позволяют в настоящее время проектировать промышленные ртутные парогенераторы большой мощности с естественной циркуляцией, по конструкции и по величине ртутного заполнения стоящие значительно выше ртутных котлов с трубками Фильда—Эммета. Можно также констатировать, что циркуляцион-



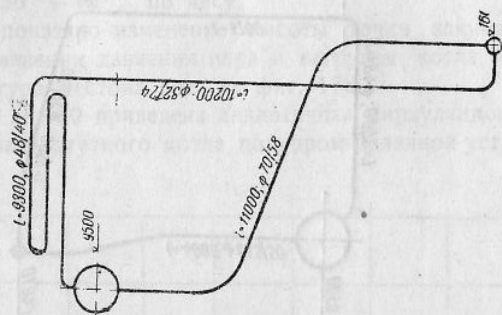
Фиг. 177. Изменение высоты точки закипания в фестоне при изменении режима работы ртутного котла.



Фиг. 178. Схема циркуляционного контура фестона.



Фиг. 179. Изменение высоты точки закипания в экране при изменении режима работы ртутного котла.



Фиг. 180. Схема циркуляционного контура экрана.

ные характеристики парогенератора на ртути и воде оказались достаточно близкими. Целиком оправдались все проектные предположения, связанные с работой эмульсионных пучков фестона и экрана, так как циркуляция при растопке котла легко замыкалась.

Теплообмен в ртутном котле

В табл. 38 даются экспериментальные данные по теплообмену в фестоне и экране ртутного котла полупромышленной установки в условиях кипящей и некипящей ртути.

В табл. 39 даны коэффициенты теплоотдачи от стенки к ртути в ртутном экономайзере.

В табл. 38 подчеркнутые величины коэффициентов теплоотдачи относятся к некипящей ртути, неподчеркнутые величины — к теплообмену в области кипения. Номера сечений относятся к точкам замеров, показанным на схеме 161.

Коэффициенты теплоотдачи от стенки к некипящей ртути по опытам на котле полупромышленной установки были высоки, как это видно из таблиц, соответствуя по величине коэффициентам теплоотдачи в зоне некипящей ртути, полученным в лабораторных экспериментах. В экономайзере же коэффициенты теплоотдачи при малых нагрузках довольно низкие, но возрастают с ее увеличением, так как увеличивается расход циркулирующей через экономайзер ртути.

В зоне кипящей ртути эффективность теплообмена весьма различная. Очень высокие значения коэффициентов теплоотдачи от стенки к кипящей ртути наблюдались на вертикальных участках фестона и экрана, более низкие — на горизонтальных участках эмульсионных поверхностей нагрева, особенно экрана. Полученные в опытах коэффициенты теплоотдачи в эмульсионной части фестона получились такого же порядка, как и в опытах на воде¹.

На нижних образующих горизонтальных участков эмульсионных пучков коэффициенты теплоотдачи при некоторых режимах были значительно выше, чем на верхних образующих, что может объясняться расслоением ртутнопаровой эмульсии. Наиболее низкие значения коэффициентов теплоотдачи от стенки к кипящей ртути наблюдались в эмульсионном пучке экрана. Отмечена тенденция для некоторых сечений повышения эффективности теплообмена с повышением тепловой нагрузки, как это видно на фиг. 181, хотя преобладающее значение какого-либо фактора на эффективность теплообмена не наблюдается.

Температурные поля дают возможность судить о том, что на поворотах труб или вблизи их эффективность теплообмена повышается в связи с уменьшением расслоения потока за счет большей турбулизации.

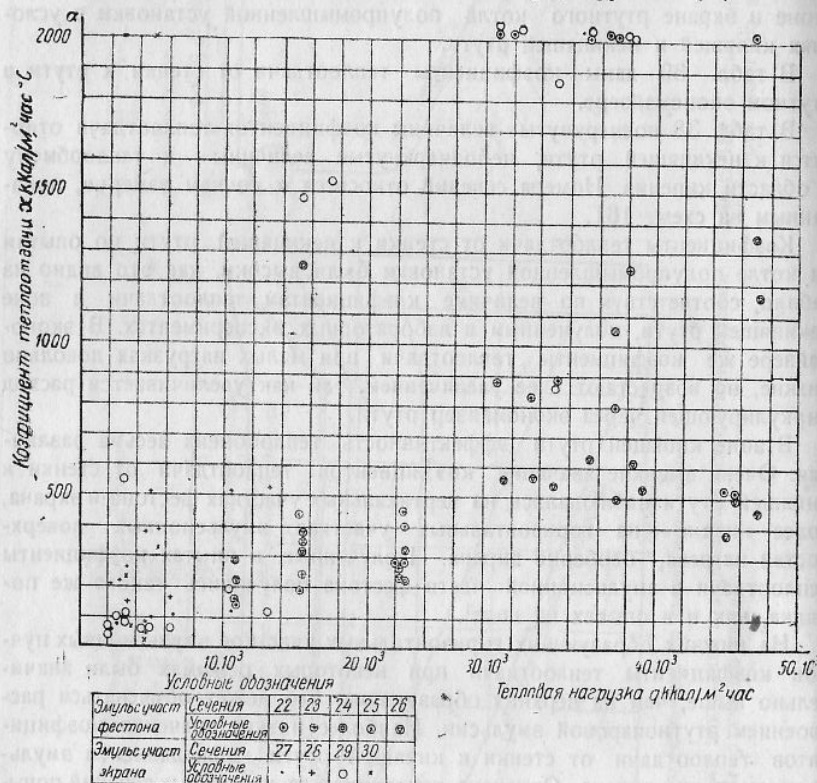
В опытах на воде также наблюдалось расслоение потока и пониженные значения коэффициентов теплоотдачи в эмульсионном пучке фестона по верхней и нижней образующим. Еще более значительное повышение эффективности теплообмена в зоне кипящей ртути может быть дости-

¹ В опытах на воде при тепловой нагрузке $q = 18\,900 \text{ ккал/м}^2 \text{ час}$ в сечениях 24 и 22 (нижняя образующая) $\alpha = 2600 \text{ ккал/м}^2 \text{ час град}$ и в сечениях 26 и 25 (верхняя образующая) $\alpha = 650-950 \text{ ккал/м}^2 \text{ час град}$, тогда как при тепловой нагрузке $q = 27\,000 \text{ ккал/м}^2 \text{ час}$ соответственно в тех же точках $= 6000 \text{ ккал/м}^2 \text{ час град}$ и $\alpha = 880-1400 \text{ ккал/м}^2 \text{ час град}$.

гнуто путем присадки к котловой ртути амальгам, о чем уже говорилось выше.

При эксплуатации полупромышленной установки наблюдалось значительное улучшение теплообмена в зоне кипящей ртути для эмульсионных пучков, особенно фестона, после некоторого периода непрерывной работы котла.

Объяснением этому может служить предположение о разрушении окисной пленки на стенках труб потоком циркулирующей ртути. Ана-



Фиг. 181. Коэффициенты теплоотдачи от стенки к кипящей ртути при разных тепловых нагрузках.

логичные явления имели место и в опытах на лабораторных установках. Более устойчивый характер явления повышения эффективности теплообмена к кипящей ртути вследствие разрушения окисной пленки на полупромышленной установке по сравнению с лабораторными установками может быть объяснен применением труб из легированных сталей и высокой герметичностью установки, исключающей проникновение воздуха, а также и большей продолжительностью работы котла¹. Кос-

¹ Повидимому, этим же следует объяснить и разницу в эффективности теплообмена для эмульсионного пучка фестона и экрана, так как смыв окисной пленки циркулирующей ртути у фестона, благодаря его конфигурации, осуществляется значительно легче, чем у эмульсионного пучка экрана. Кроме того, на теплообмен, несомненно, влияет и структура потоков.

Таблица 35

Теплообмен в ртутном парогенераторе полупромышленной установки

Параметры пара в барабане			Вертикальная часть фестона										Горизонтальная (эмульсионная) часть фестона									
№ опытов	Р в атм	t в °C	Тепловая нагрузка в ккал/м²·час	Коэффициент теплоотдачи в ккал/м²·°C								Тепловая нагрузка в ккал/м²·час	Коэффициент теплоотдачи в ккал/м²·°C									
				№ сечений верхней части				№ сечений нижней части					№ сечений по нижней образующей		№ сечений по верхней образующей							
				18	19	21	11	12	16	17	Высок.		Высок.	Высок.	Высок.	22	23	24	26	25		
1	2,0	396	7 700	Высок.	Высок.	Высок.	Высок.	4 800	—	840	10 900	140	140	290	—	210						
2	3,3	427	10 300	"	"	"	"	Высок.	Высок.	"	15 800	180	180	240	350	340						
3	3,4	432	43 800	2 000	"	"	1 200	"	"	"	45 800	530	530	830	370	520						
4	5,4	465	33 000	Высок.	"	"	3 100	"	"	"	37 300	790	2 100	3 100	490	1 054						
5	3,6	512	24 000	"	"	"	700	710	730	Высок.	22 200	370	240	270	294	230						
6	2,9	422	19 130	"	"	"	Высок.	Высок.	Высок.	"	22 630	270	430	260	305	400						
7	6,6	480	34 860	1 700	"	"	Высок.	Высок.	1 800	"	38 250	5 000	1 300	—	610	2 800						
8	11,0	524	27 600	1 200	"	"	5 300	8 900	1 500	3 350	29 760	3 600	880	2 200	556	1 610						
9	12,0	532	25 760	1 100	"	"	2 400	Высок.	1 500	2 000	30 130	8 700	820	3 600	550	2 200						
10	10,7	521	32 700	Высок.	"	"	5 780	"	2 800	Высок.	35 480	3 500	1 100	4 300	640	2 180						
11	13,2	542	12 480	3 800	"	"	—	Высок.	1 100	"	15 610	1 500	440	140	310	945						
12	10,1	516	28 500	2 700	"	"	Высок.	"	3 300	"	33 000	1 800	890	875	520	1 390						
13	9,0	506	34 200	2 200	"	"	"	"	—	"	39 200	—	1 300	—	510	1 820						
14	10,0	515	36 700	4 200	"	"	"	"	—	"	47 200	3 700	1 100	1 300	460	1 290						
15	11,0	524	42 500	5 700	"	"	—	"	—	"	55 550	4 300	1 600	1 600	530	1 350						
16	11,0	524	41 000	7 000	"	"	—	"	—	"	47 500	3 200	1 110	1 300	—	730						
17	12,1	533	35 800	7 200	"	"	—	"	—	"	71 090	1 800	900	1 000	—	570						

Продолжение табл. 38

№ опыта	Эмульсионная часть экрана				Вертикальная часть экрана						Наклонная часть фестона						
	Тепловая нагрузка в ккал/м ² час	Коэффициент теплоотдачи в ккал/м ² час		Тепловая нагрузка в ккал/м ² час	Коэффициент теплоотдачи в ккал/м ² час по сечениям						Тепловая нагрузка в ккал/м ² час	Коэффициент теплоотдачи в ккал/м ² час по сечениям					
		нижняя обрабатывающая	верхняя обрабатывающая		1	2	3	4	5	6		7	8	9	10		
1	3 200	—	49	—	43	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	960
2	5 500	—	38	—	341	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	2 200
3	2 240	—	47	25	48	8 100	Высок.	Высок.	Высок.	—	—	—	—	—	—	3 000	—
4	4 330	—	—	81	95	9 300	—	—	—	—	—	—	—	Высок.	—	Высок.	—
5	1 940	—	140	55	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	Высок.	—
6	3 500	—	250	100	65	Высок.	—	—	—	—	—	—	—	Высок.	—	Высок.	—
7	3 460	55	—	540	221	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
8	2 150	50	—	43	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
9	3 380	95	200	79	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
10	2 780	70	235	59	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
11	3 200	93	370	74	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
12	4 500	75	503	62	640	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
13	5 000	89	500	61	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
14	10 500	120	540	99	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
15	13 050	180	530	113	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
16	8 500	100	350	69	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
17	5 290	73	190	52	1 800	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—

Примечание. Подчеркнутые значения относятся к теплообмену между стенкой и некипящей ртутью, неподчеркнутые — к кипящей.

Теплообмен в ртутном экономайзере

№ опы-тов	Тепловая нагрузка в ккал/м ² час	Параметры пара в барабане		Коэффициент теплоотдачи в ккал/м ² час по сечениям			
		в ата	в °C	31	32	33	34
3	47,8·10 ³	3,4	432	289	1 185	930	1 150
4	65,5·10 ³	5,4	465	895	Высок.	Высок.	Высок.
5	31·10 ³	9,6	512	191	311	263	304
7	26·10 ³	6,6	480	240	374	192	328
8	20,7·10 ³	11,0	524	171	135	240	—
9	23,6·10 ³	12,0	532	1 047	219	370	—
10	20,3·10 ³	10,7	521	109	245	133	—
11	25,1·10 ³	13,2	542	—	1 540	—	—
12	14,2·10 ³	10,1	516	43	44	47	—
13	27,1·10 ³	9,0	506	646	—	—	—
14	40,6·10 ³	10,0	515	1 445	—	—	1 830
15	43·10 ³	11,0	524	Высок.	—	9 470	Высок.
16	33,2·10 ³	11,0	524	1 450	—	1 839	—
17	31,7·10 ³	12,1	533	Высок.	—	Высок.	—

венным подтверждением этого обстоятельства является почти полное отсутствие шлама в системе, что неоднократно фиксировалось нами при ее ревизиях. В лабораторных установках все ртутные парогенераторы были выполнены из углеродистой стали, менее устойчивой в отношении окисления.

Специальное разрушение окисной пленки может достигаться путем промывки трубной системы ртутного котла раствором соляной кислоты, как это указывалось, или путем применения амальгам.

Важнейшие выводы из анализа теплообмена в ртутном парогенераторе полупромышленной установки заключаются в том, что принцип „эмульсионного“ охлаждения поверхностей нагрева оправдал себя, и в настоящее время имеется возможность проектировать ртутные парогенераторы с естественной циркуляцией, не опасаясь чрезмерного перегрева труб, не заполняемых ртутью в момент пуска.

Применение эмульсионных пучков чрезвычайно сильно уменьшает общую величину ртутного заполнения трубной системы котла, прототипом которого является ртутный котел полупромышленной установки.

Температурный режим металла трубной системы ртутного котла

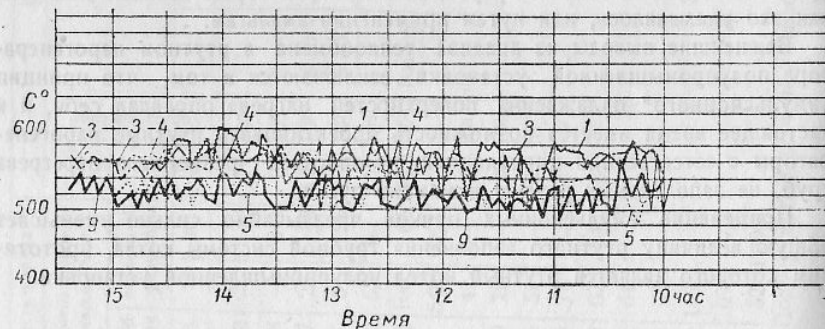
В табл. 36 и 38 были указаны тепловые нагрузки в различных элементах ртутного парогенератора полупромышленной установки.

В табл. 40 даются температуры наружных поверхностей труб экрана, фестона и ртутного экономайзера этого же котлоагрегата. Нумерация опытов соответствует табл. 38, нумерация точек замеров температур соответствует схеме фиг. 161.

Средние наружные температуры поверхностей нагрева

№ опыта	Подъемные трубы экрана (со стороны факела)					Наклонный участок подъемных труб фестона (газовая сторона)					Подъемные трубы экрана (со стороны кладки)				
	Н о м е р а														
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
1	—	506	—	—	—	495	—	511	—	504	—	405	402	416	410
2	470	512	496	—	—	496	—	486	—	521	438	453	448	438	436
3	525	436	525	475	—	486	476	—	550	442	475	451	470	471	—
4	560	502	550	545	510	474	—	—	510	452	490	453	448	—	474
5	—	502	—	560	—	546	590	561	550	—	545	507	580	580	580
6	461	461	492	—	—	491	—	497	—	496	470	423	443	444	440
7	—	—	—	—	—	—	536	—	536	—	532	478	481	491	488
8	—	—	—	—	550	—	571	—	571	—	564	559	536	534	532
9	—	—	—	—	510	—	580	—	580	—	576	559	545	547	513
10	—	—	—	—	523	—	565	—	540	—	579	529	524	528	526
11	—	—	—	—	504	—	578	—	578	—	573	546	540	555	550
12	—	—	—	—	—	—	588	—	558	—	553	530	531	530	532
13	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	532	524	529	—
14	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	536	530	533	—
15	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
16	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	550	540	542	—
17	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—

На фиг. 182 показаны температуры наружных поверхностей труб экрана, записанные самопишущими приборами. Запись относится к опыту № 4 и соответствует полной нагрузке котла при давлении пара в ба-



Фиг. 182. Температура вертикальных участков труб экрана (опыт № 4).

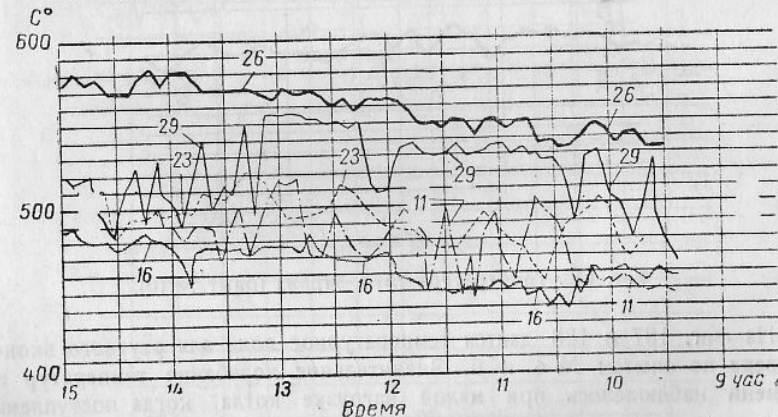
рабана 5,5 ата (температура пара в барабане 468°С). Из фигуры видно, что наружная температура труб не намного превышает температуру кипящей ртути, что свидетельствует о высокой эффективности теплообмена в нижней части экранных труб, подвергающихся интенсивному воздействию радиации (номера кривых соответствуют точкам замеров по схеме фиг. 161).

Таблица 49

ртутного парогенератора полупромышленной установки

Подъемные трубы фестона (2-й газоход), газовая сторона					Эмульсионный участок фестона (1-й ряд труб)					Эмульсионный участок экрана					Экономайзер																		
с е ч е н и я																																	
16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30	31	32	33	34															
—	423	404	401	—	401	477	475	435	450	—	—	462	—	470	—	427	446	446															
460	443	448	438	—	443	515	495	434	477	476	—	471	429	485	430	439	455	446															
440	—	454	432	—	420	499	500	477	495	525	—	480	520	480	—	—	427	423															
475	467	434	471	—	467	538	500	493	523	575	—	516	550	563	—	—	426	423															
545	513	508	511	—	500	570	545	511	561	590	545	—	545	576	—	—	513	573															
421	434	433	439	—	438	510	478	525	484	501	—	418	457	477	381	420	423	399															
532	508	510	488	465	480	498	521	488	504	553	546	496	546	498	506	466	534	476															
564	555	554	525	515	520	540	565	545	550	585	568	520	575	518	472	367	504	437															
573	570	565	537	—	530	545	578	550	554	596	578	533	585	527	412	490	497	370															
559	532	532	522	—	510	540	562	538	546	585	562	524	570	518	544	507	441	510															
519	554	548	544	—	538	556	581	558	562	595	577	544	586	536	411	288	496	370															
553	534	534	516	—	515	542	561	562	548	588	578	530	591	525	541	508	504	514															
536	530	514	—	—	510	514	544	518	537	591	564	518	590	509	414	—	290	361															
535	532	520	—	—	516	538	566	560	562	627	590	538	623	518	404	—	398	360															
—	542	534	—	—	530	550	571	570	578	641	599	552	643	528	376	—	393	336															
—	540	519	—	—	526	530	577	570	601	—	591	546	622	526	380	—	381	340															
—	546	538	—	—	538	564	584	583	614	—	607	562	637	537	408	—	408	352															

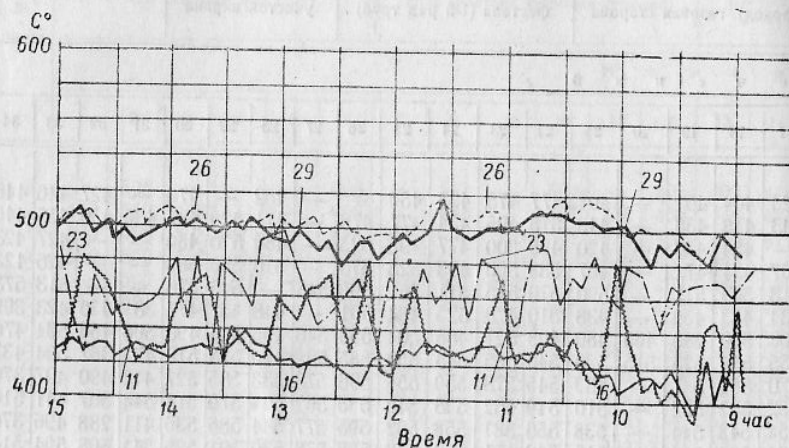
На фиг. 183 даны температуры наружных поверхностей труб в эмульсионных пучках экрана и фестона. Температура по верхним образующим этих труб (кривые 26 и 29) значительно превышает температуры по



Фиг. 183. Температура труб эмульсионных пучков экрана и фестона (опыт № 4).

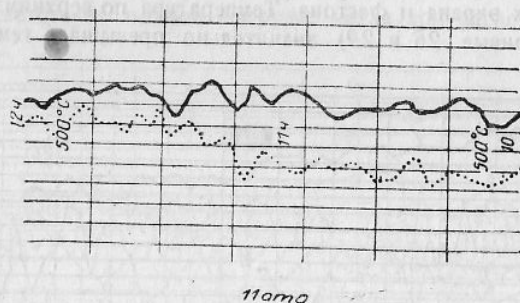
нижней образующей (кривая 23), что свидетельствует о расслоении потока ртутнопаровой эмульсии. На фиг. 184 приводится температурное

поле труб эмульсионных пучков в опыте № 3 при давлении 3,4 *атм* (температура пара 430° С). Здесь температурные кривые 26 и 29 также свидетельствуют о расслоении потока в горизонтальных участках эмульсионного пучка экрана и фестона¹.



Фиг. 184. Температура труб эмульсионных пучков экрана и фестона (опыт № 3).

На фиг. 185 и 186 показана температура труб экрана при давлении пара 11 и 13 *атм* (опыты № 10 и 11). В этих опытах местная тепловая нагрузка радиационных поверхностей нагрева, определенная по калориметру, достигала 450 000 *ккал/м²час*. Перегрева труб даже при этих условиях не наблюдалось.



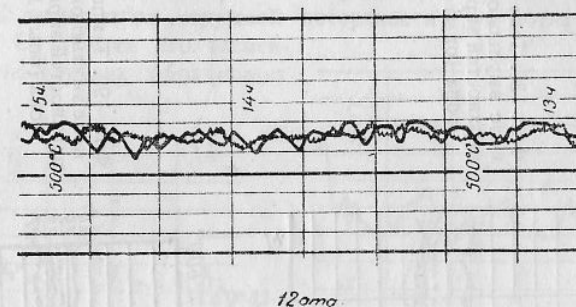
Фиг. 185. Температура труб экрана (опыт № 10).

На фиг. 187 и 188 дается температурное поле для ртутного экономайзера по опытам № 4 и 5. Значительное колебание температур по времени наблюдалось при малой нагрузке котла, когда поступление

¹ За последние годы (см., например, „Известия Академии Наук СССР“ № 7, 1943, „Советское котлоурбостроение“ № 1, 1945 и др.) в котлах водяного пара на горизонтальных поверхностях нагрева обнаружено расслоение паровой эмульсии, что приводит в ряде случаев к появлению кольцевых трещин на трубах, т. е. создает аварийное состояние котлоагрегатов.

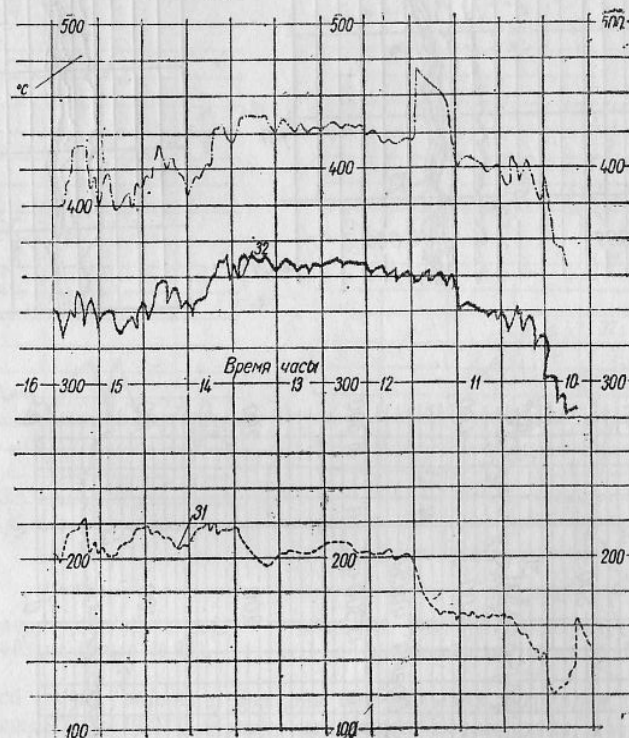
ртутного конденсата в экономайзер было неравномерным, а его расход мал.

На фиг. 189 и 190 показаны температуры труб эмульсионных поверхностей экрана и фестона при давлении 11 *атм* (опыт № 10) и 13 *атм*



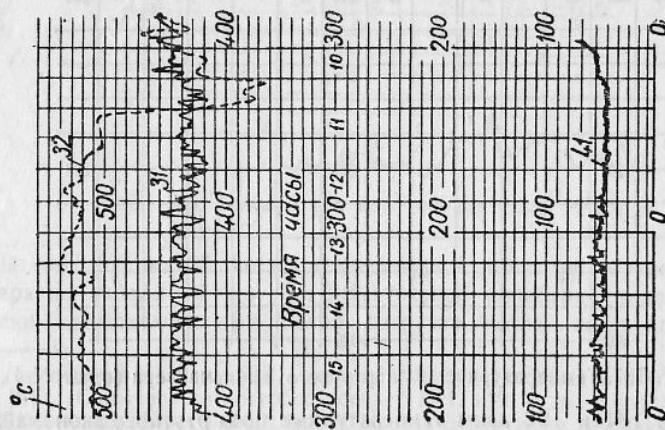
Фиг. 186. Температура труб экрана (опыт № 11).

(опыт № 11). В этих опытах не наблюдалось чрезмерного перегрева труб, но перегрев по верхней образующей больше, чем по нижней.

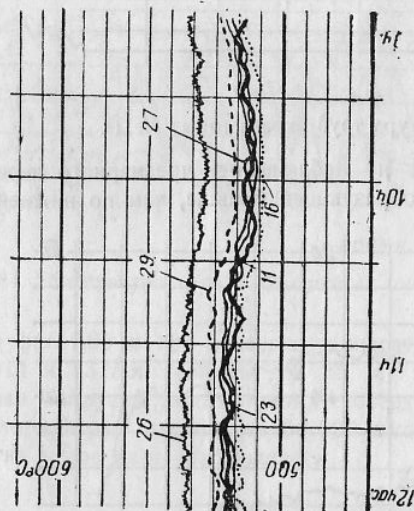


Фиг. 187. Температурное поле ртутного экономайзера (опыт № 4).

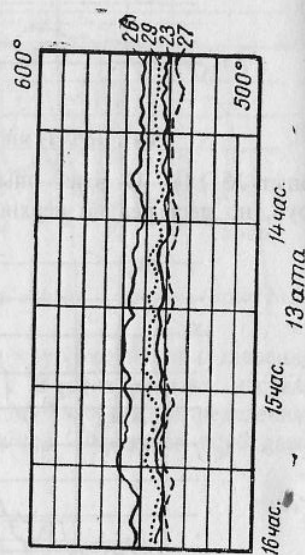
На фиг. 191 и 192 даны температурные поля ртутного экономайзера по опытам № 11 и № 12 (при больших тепловых нагрузках котла). Перегрева труб экономайзера в этих опытах также не наблюдалось.



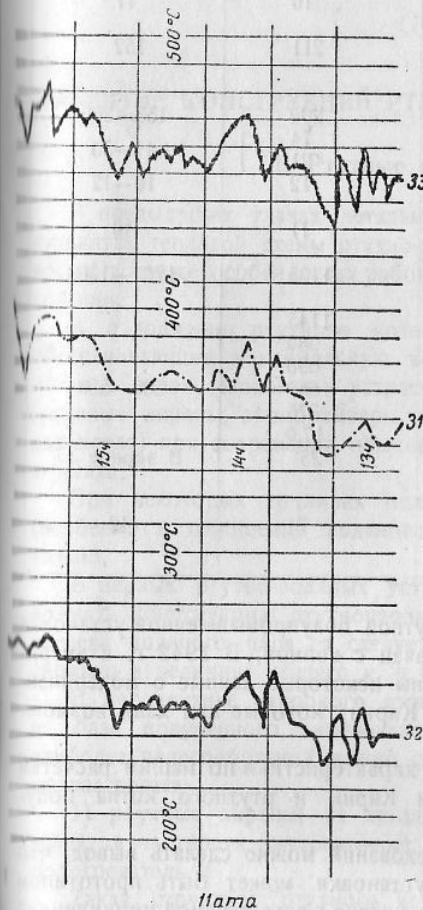
Фиг. 188. Температурное поле ртутного экономайзера (опыт № 5).



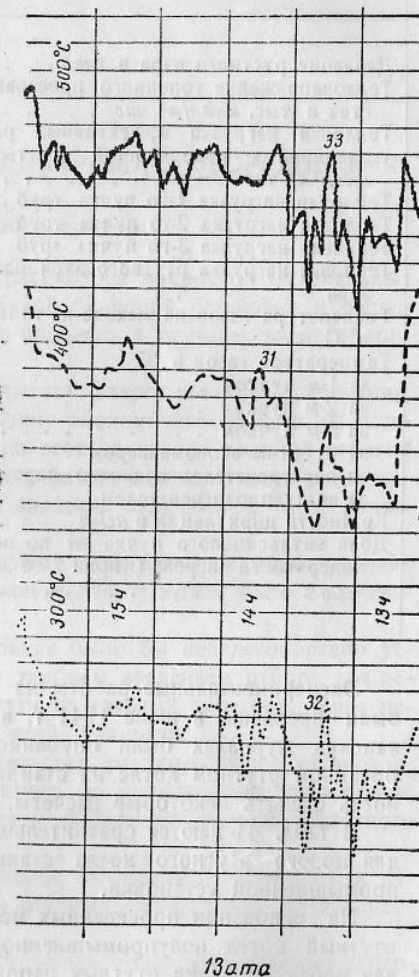
Фиг. 189. Температурное поле эмульсионного пучка и фестона (опыт № 10).



Фиг. 190. Температурное поле эмульсионных поверхностей экрана и фестона (опыт № 11).



Фиг. 191. Температурное поле ртутного экономайзера (опыт № 11).



Фиг. 192. Температурное поле ртутного экономайзера (опыт № 12).

Средняя эффективная нагрузка радиационных поверхностей нагрева была порядка $200\,000\text{ ккал/м}^2\text{ час}$. Местная тепловая нагрузка достигала $450\,000\text{ ккал/м}^2\text{ час}$. Средняя тепловая нагрузка эмульсионного пучка экрана достигала $15\,000\text{ ккал/м}^2\text{ час}$. При температуре кипения ртути $515\text{—}525^\circ\text{С}$ температура наружной поверхности труб котла не превышала 550°С во всех его элементах. Лишь на верхних образующих

эмульсионного пучка экрана и фестона при больших нагрузках температура повышалась до 600°С , однако намечаются мероприятия, которые, повидимому, снизят возможности расслоения потока в эмульсионном пучке, а следовательно, и эту температуру.

Эти данные позволяют сделать вывод, что, с точки зрения температурного режима, даже экранные трубы в зоне кипящей ртути могли бы выполняться из менее легированных сталей, особенно при работе на амальгамах.

Таблица 41

Сравнительные характеристики ртутного парогенератора полупромышленной установки и парогенератора станции Кири

Наименование величин	Парогенератор станции Кири	Парогенератор полупромышленной установки
Давление ртутного пара в <i>атм</i>	10	11
Теплонапряжение топочного пространства в тыс. <i>ккал/м² час</i>	211	152
Тепловая нагрузка эффективных радиационных поверхностей в тыс. <i>ккал/м² час</i>	200	153—200
Тепловая нагрузка 1-го пучка труб	74	40—50
Тепловая нагрузка 2-го пучка труб	21	10—12
Тепловая нагрузка 3-го пучка труб	12	
Тепловая нагрузка ртутного экономайзера	11	40
Температура газов на выходе из топки в °C	1125	1200—1300
Температура газов в °C:		
за 1-м пучком	1145	
за 2-м пучком	980	
за 3-м пучком	690	
за ртутным экономайзером	650	500—550
за перегревателем водяного пара	375	
за воздухоподогревателем	170	
Кратность циркуляции в <i>кг/кг</i>	25	В экране 30
Доля эмульсионного пучка от полной поверхности нагрева (Кири 2400 м ²) в %	71	42

Экспериментальные работы на ртутной полупромышленной установке были прерваны в июне 1941 г. в связи с войной. В 1942 г. в американских журналах были опубликованы некоторые данные о модернизированном ртутном котле на станции Кири, которые нам дали возможность сделать некоторые расчеты.

В табл. 41 даются сравнительные характеристики по нашим расчетам для нового ртутного котла станции Кири и ртутного котла полупромышленной установки.

На основании проведенных исследований можно сделать вывод, что ртутный котел полупромышленной установки может быть прототипом для проектирования ртутных паровых котлов с естественной циркуляцией для энергетических и технологических ртутнопаровых установок.

ГЛАВА V

РАЗВИТИЕ КОНСТРУКЦИЙ РТУТНОПАРОВОГО ОБОРУДОВАНИЯ

1. Ртутные парогенераторы

В предыдущих главах детально рассмотрен вопрос об оптимальных вариантах тепловой схемы ртутно-водяной бинарной установки и о сущности, а также особенностях рабочего процесса в ртутном энергооборудовании.

В отношении ртутного котлоагрегата энергетические требования, обеспечивающие максимальную величину экономического к. п. д. установки в целом, сводятся к устранению всех элементов водяной ступени (водяные экраны, экономайзеры, перегреватели водяного пара в газоходах котла) при сохранении обычного значения величины к. п. д. котлоагрегата.

При некоторых топливах полностью выдержать указанные условия (особенно в отношении водяного экономайзера) может быть затруднительно.

В первых ртутно-водяных установках было бы нецелесообразно усложнять конструкцию ртутнопаровой турбины введением отбора для перегрева водяного пара, а следует идти на газовый перегрев, теряя несколько в величине общего к. п. д. всей установки.

В перспективе широкого строительства ртутно-водяных установок, на базе полученного эксплуатационного и производственного опыта, наиболее целесообразной нужно считать следующую структуру ртутного котлоагрегата:

1) ртутные экраны; 2) конвективные испаряющие поверхности нагрева, в частности эмульсионные; 3) ртутный экономайзер; 4) воздухоподогреватель.

Такая структура ртутного котлоагрегата полностью отвечает теплоэнергетическим требованиям.

В настоящее время наиболее совершенным ртутным парогенератором является ртутный котел с естественной циркуляцией, ртутное заполнение которого может быть значительно уменьшено за счет развития эмульсионных поверхностей нагрева, причем радиационные и конвективные поверхности нагрева не отличаются конструктивно от обычных котлов водяного пара. Примером котлоагрегата этого типа можно назвать описанный выше ртутный парогенератор полупромышленной установки ЦКТИ.

Первые ртутные котлы с эмульсионными поверхностями нагрева имеют ртутное заполнение 3—3,5 кг/квт установленной мощности. Можно полагать, что ртутное заполнение котлов этого типа может быть снижено до 1 кг/квт за счет развития эмульсионного пучка.

Котлы этого типа могут быть изготовлены из малолегированной стали типа Sicrom-5S или Crolay-2 и Crolay-3. Состав стали Sicrom-5S приведен выше. Марка стали Crolay-2 содержит Cr—2%, Mo—0,5—0,8% и Si—0,2—0,3%. Crolay-3 имеет 3% Cr, остальные же компоненты содержатся в аналогичном Crolay-2 количестве.

Ртутные парогенераторы с принудительной циркуляцией распространения пока не нашли. В США имелась лишь одна ртутнопаровая установка в Вест-Линне, у которой парогенератор — с принудительной циркуляцией. Схема этой установки изображена на фиг. 193, б. Все поверхности нагрева этого котла омываются жидкой ртутью, и парообразование в котле не имеет места.

Парообразование происходит в сепараторе, куда подогретая ртуть поступает через дроссельные шайбы. Перепад давления в соплах составляет 10 ат, что соответствует кратности циркуляции, равной 35. Таким образом, ртутный котел установки Вест Линн представляет собой в сущности экономайзер некипящего типа.

Если циркуляционный насос прокачивает через трубную систему котла G кг/час жидкой ртути с давлением P_0 , а из сепаратора отводится D кг/час ртутного пара с давлением P_1 , то кратность циркуляции будет

$$m = \frac{G}{D} \text{ кг/кг.}$$

Пренебрегая потерями тепла в сепараторе, можно определить m из выражения

$$m = \frac{r_1}{q_0 - q_1},$$

где r_1 — скрытая теплота парообразования при давлении ртутного пара P_1 ;

q_0 и q_1 — теплота жидкой ртути при давлении P_0 и P_1 .

Чем больше перепад давления в соплах, тем меньше кратность циркуляции, но тем больше расход энергии на привод циркуляционного насоса.

На фиг. 193, а изображена схема ртутного парогенератора по типу Ла-Монта.

Экономайзерная схема по сравнению со схемой Ла-Монт дает перерасход энергии на привод циркуляционного насоса, равный приблизительно

$$\Delta = \frac{P_1 - P_0}{P_0} \cdot 100\%.$$

Современный уровень знаний о процессе кипения ртути позволяет осуществить ртутный парогенератор по схеме Ла-Монт с малой кратностью циркуляции.

При обычных условиях в зоне высоких паросодержаний ртутнопаровой эмульсии котла с принудительной циркуляцией по схеме Ла-Монта

наблюдается сильный перегрев труб, как это видно из фиг. 124 (кривые а и б). На этой фигуре сплошными линиями показано изменение температуры наружной поверхности труб экспериментального ртутного котла с принудительной циркуляцией. По оси абсцисс отложена развертка змеевика, в конце которого достигается весьма высокое паросодержание ртутнопаровой эмульсии. Пунктирными линиями показана температура насыщенного ртутного пара в барабане котла.

При обычных условиях температура стенки испарительного элемента превышает температуру получаемого ртутного пара на 100—200°C, что свидетельствует о низкой эффективности теплообмена при высоких паросодержаниях ртутнопаровой эмульсии.

Кривые 1 и 2 соответствуют режимам, в которых при малых кратностях циркуляции нами были достигнуты высокие значения коэффициента теплоотдачи от стенки к кипящей ртути.

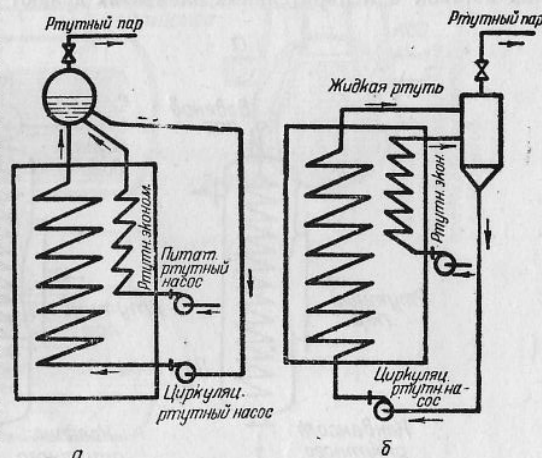
Ртутное заполнение в парогенераторе с принудительной циркуляцией принципиально может быть снижено даже до 0,2—0,3 кг/квт.

Расход энергии на привод циркуляционного ртутного насоса такого парогенератора невелик, так как здесь отсутствует бесполезный перепад давлений в отличие от парогенератора Вест-Линн и кратность циркуляции невелика.

Таким образом, на основании опыта эксплуатации и экспериментальных исследований ртутных парогенераторов можно сделать следующие выводы о направлении развития их конструкций:

1. Ртутные парогенераторы эмульсионного типа с естественной циркуляцией являются освоенными агрегатами для энергетических и технологических ртутнопаровых установок. Величина ртутного заполнения в них может быть в будущем порядка 1 кг/квт установленной мощности бинарной установки.

2. Ртутные парогенераторы экономайзерного типа с многократной принудительной циркуляцией обеспечивают надежность эксплуатации, но имеют высокий расход энергии на привод циркуляционного ртутного насоса вследствие большой кратности циркуляции и значительного перепада давления в соплах. Для судовых и других специальных установок большой мощности они могут найти применение до создания эксплуатационно надежных парогенераторов другого типа, с принудительной циркуляцией.



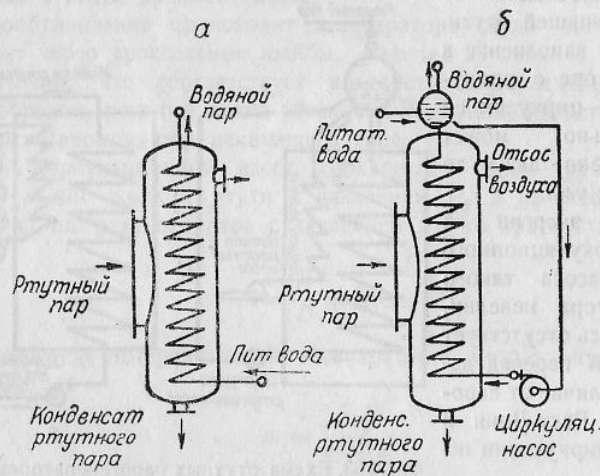
Фиг. 193. Схема ртутных парогенераторов с принудительной циркуляцией:

а — типа Ла-Монт; б — экономайзерного типа.

3. Ртутные парогенераторы с принудительной циркуляцией по схеме Ла-Монта еще не осуществлены в промышленном масштабе. На основании исследования экспериментального парогенератора этого типа можно ожидать снижения в нем ртутного заполнения до $0,5 \text{ кг/квт}$ и ниже. Расход энергии на привод циркуляционного насоса для котла такого типа невелик. Этот парогенератор может быть использован как в стационарных энергетических и технологических установках, так и в передвижных (флот, авиация, наземный транспорт).

2. Конденсаторы-испарители

Находящиеся в эксплуатации на мощных ртутно-водяных установках США конденсаторы-испарители с трубками Филда имеют существенные недостатки. Наличие толстенной массивной паровой камеры и внутренних вставок в испарительных элементах делают конденсаторы-испарители



Фиг. 194. Схемы конденсаторов-испарителей с принудительной циркуляцией:

а — прямооточного типа; б — Типа Ла-монт.

этого типа громоздкими и металлоемкими. Индивидуальное заполнение водой каждого испарительного элемента затрудняет удаление солевых отложений и исключает возможность продувки и освобождения от воды без демонтажа трубной системы.

Значительным шагом вперед в проектировании конденсаторов-испарителей является применение двухбарабанных вертикальноводотрубных котлов в качестве испарительной системы конденсаторов-испарителей.

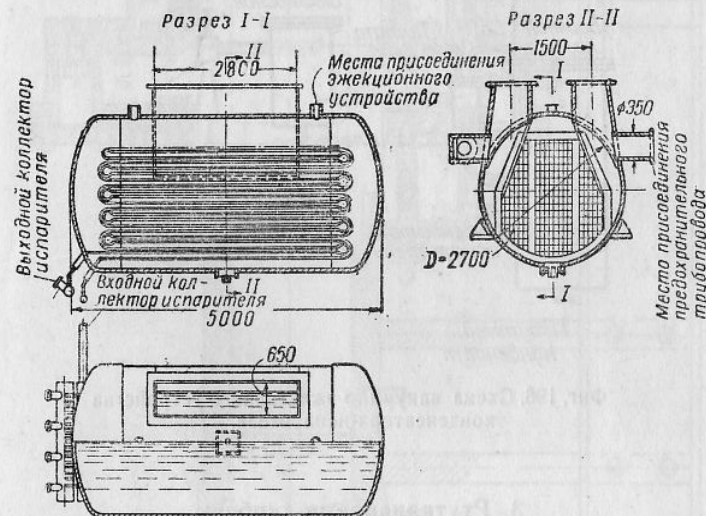
Однако при большой паропроизводительности в одном агрегате конструктивное выполнение двухбарабанных конденсаторов-испарителей затрудняется сложностью сочленения барабанов с кожухом.

Более перспективны в этом отношении конденсаторы-испарители с принудительной циркуляцией на водяной стороне. Поверхность нагрева таких испарителей, состоящая из змеевиков желательной конфигурации, удобно размещается в вертикальном или горизонтальном кожухе.

При горизонтальном положении корпуса такой конденсатор-испаритель более удобно комплектуется с ртутнопаровой турбиной. Особое значение это имеет для судовых установок.

На фиг. 194 показаны схемы конденсаторов-испарителей с принудительной циркуляцией. На фиг. 195 изображен конденсатор-испаритель с многократной принудительной циркуляцией, запроектированный ЦКТИ для ртутно-водяной установки $10\,000 \text{ квт}$.

Теплообмен и циркуляция на водяной стороне конденсатора-испарителя не представляют особого интереса, так как с этой точки зрения конденсатор-испаритель не отличается от обычных генераторов водяного пара (котлов, дымфумформеров, испарителей).



Фиг. 195. Конденсатор-испаритель с принудительной циркуляцией для ртутно-водяной установки $10\,000 \text{ квт}$.

В отношении особенностей теплообмена на ртутной стороне конденсатора-испарителя необходимые данные приведены в предыдущих главах.

С точки зрения экономичности установки температурный перепад между ртутным и водяным паром в конденсаторе-испарителе должен быть по возможности ниже — порядка $15\text{—}18^\circ\text{C}$. При таких значениях температурного напора конденсатор-испаритель может работать с тепловой нагрузкой $50\,000\text{—}60\,000 \text{ ккал/м}^2 \text{ час}$.

Из конструктивных элементов конденсаторов-испарителей заслуживает внимания вакуумно-эжекторное устройство. Проведенные нами эксперименты показали, что отсос ртути с воздухом из конденсатора-испарителя может достигать значительной величины, если не принимать специальных мер для выделения ртути из отсасываемого воздуха.

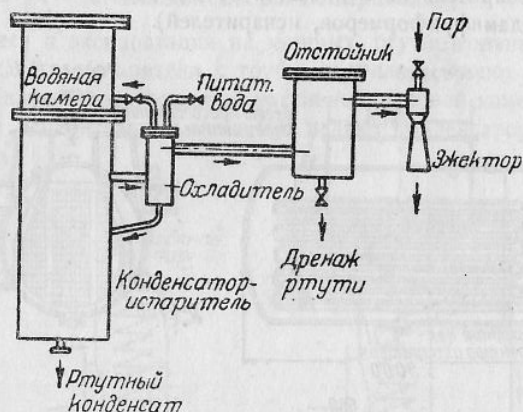
Для промышленных установок может быть применено вакуумно-эжекторное устройство, изображенное на фиг. 196.

Воздух из ртутной полости конденсатора-испарителя отсасывается эжектором, проходя предварительно через охладитель, а затем через сепаратор-расширитель. В качестве охлаждающей среды в охладителе

отсасываемого воздуха в некоторых случаях может быть использована питательная вода.

В сепараторе-расширителе вследствие изменения направления и скорости воздуха капли ртути могут сепарироваться, и накапливающаяся ртуть удаляется в дренажную систему. В сепараторе-расширителе может быть применено дополнительное охлаждение воздуха водой, циркулирующей в змеевике или в U-образных трубках.

Между сепаратором-расширителем и эжектором следует рекомендовать устанавливать гидравлический затвор необходимой высоты.



Фиг. 196. Схема вакуумно-эжекторного устройства конденсатора-испарителя.

3. Ртутнопаровые турбины

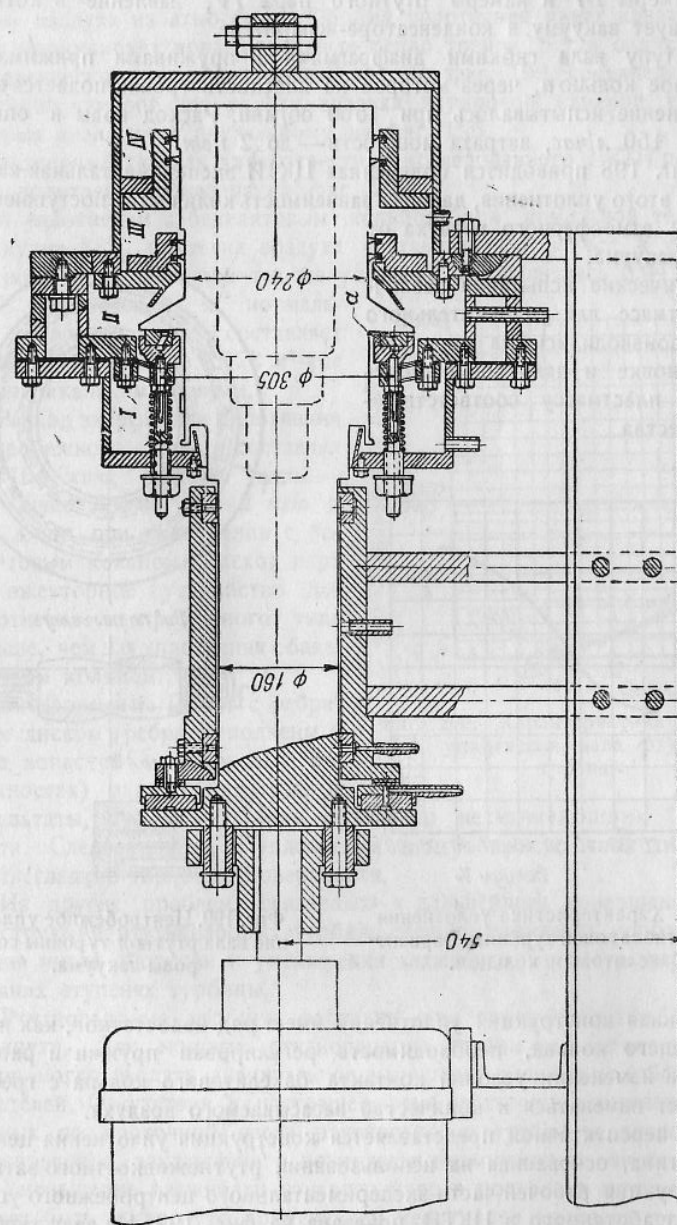
При производстве и эксплуатации ртутнопаровых турбин не возникало особенно серьезных трудностей, подобных трудностям освоения ртутнопаровых котлов.

Наибольшего внимания потребовало конструирование уплотнения вала ртутной турбины со стороны вакуума, так как проникновение атмосферного воздуха в ртутные полости вызывает окисление ртути и растворение металла (нелегированных сталей). Окись ртути и металлический шлак вызывают нарушение циркуляции в ртутном котле вследствие закупорки труб.

В настоящее время, когда котловая ртуть начала обрабатываться присадкой амальгам, проникновение воздуха в ртутную систему вызывает увеличение расхода металла присадки и опасение закупорки циркуляционных трактов.

Как уже упоминалось, на станциях Саус-Мидоу, Кирни и Скенэктеди была применена конструкция уплотнения вала с бакелитовым кольцом. Это уплотнение не было достаточно надежным, пропуская в ртутную систему до 15 м³/час воздуха.

На фиг. 197 изображена модель уплотнения вала, представляющая в натуральную величину уплотнение вала запроектированной ЦКТИ



Фиг. 197. Модель уплотнения вала ртутной турбины с бакелитовым кольцом.

ртутнопаровой турбины 10 000 квт. Вал приводится во вращательное движение при помощи электромотора¹.

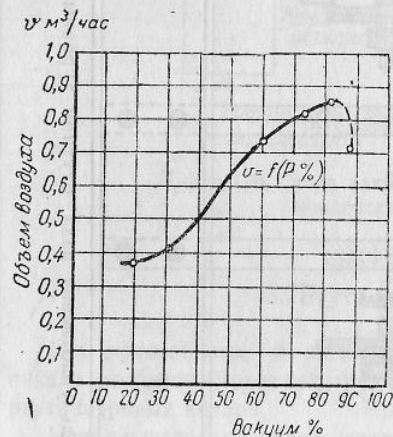
Уплотнение состоит из передней камеры I, средней камеры II, задней камеры III и камеры ртутного пара IV, давление в которой соответствует вакууму в конденсаторе-испарителе.

К выступу вала гибкими диафрагмами и пружинами прижимается бакелитовое кольцо *a*, через которое на плоскость трения подается вода.

Уплотнение испытывалось при 1500 об/мин. Расход воды в опытах составлял 150 л/час, затрата мощности — до 2 квт.

На фиг. 198 приводится полученная ЦКТИ экспериментальная характеристика этого уплотнения, дающая зависимость количества поступающего в турбину атмосферного воздуха от глубины вакуума.

Механические испытания различных пластмасс для уплотнительного кольца производились на специальной установке и дали возможность выбрать пластмассу соответствующего качества.

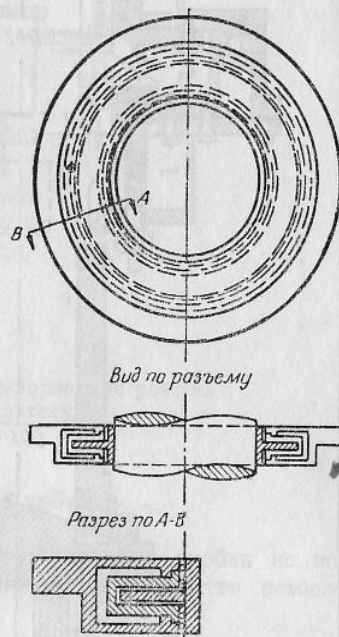


Фиг. 198. Характеристика уплотнения вала ртутнопаровой турбины. Вариант с бакелитовым кольцом.

Описанная конструкция уплотнения имеет ряд недостатков, как износ уплотняющего кольца, необходимость регулировки пружин и расхода воды. При изменении условий контакта бакелитового кольца с гребнем вала может изменяться и количество засасываемого воздуха.

Более перспективной представляется конструкция уплотнения центробежного типа, основанная на использовании ртутножидкостного затвора.

Конструкция рабочей части экспериментального центробежного уплотнения, разработанного в ЦКТИ, показана на фиг. 199. На валу турбины



Фиг. 199. Центробежное уплотнение вала ртутной турбины со стороны вакуума.

закреплен гладкий диск, вращающийся в камере, в которую подводится жидкая ртуть. Под действием центробежной силы ртуть отбрасывается к периферии, создавая гидравлический затвор, препятствующий засасыванию воздуха из атмосферы. Обойма уплотнения имеет канал, по которому циркулирует вода, отводящая тепло трения ртути о диск. Камера гидравлического затвора, показанная на фиг. 199, соединена с промежуточной камерой для отсоса воздуха и паровой камерой, устройство которых аналогично показанному на фиг. 196.

Экспериментальная характеристика исследованного ЦКТИ центробежного уплотнения показана на фиг. 200.

В уплотнении с бакелитовым кольцом при комнатной температуре и вакууме 88% протечка воздуха составляла 0,7 м³/час, в уплотнении центробежного типа при тех же условиях она равнялась 0,04 м³/час.

В приведении к нормальным условиям это составляет 0,006 м³/час против 0,028 м³/час по американским данным.

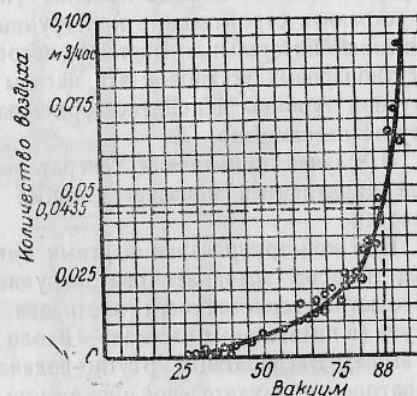
Расход энергии для уплотнения центробежного типа составлял 6—10 квт, расход воды — 250 л/час против 1—2 квт и 150 л/час при уплотнении с бакелитовым кольцом. Расход пара на эжекторное устройство для уплотнения центробежного типа меньше, чем для уплотнения с бакелитовым кольцом.

Эксперименты ЦКТИ с ребристым диском (ребра выполнены в виде лопастей на торцовых поверхностях) дали отрицательные результаты, что может быть объяснено несмачивающими свойствами ртути. Следовательно, в уплотнении центробежного типа диск должен иметь гладкие торцовые поверхности.

Из других проблем, связанных с дальнейшим совершенствованием конструкций ртутнопаровых турбин, следует упомянуть проблемы повышения числа оборотов и уменьшения влажности ртутного пара на последних ступенях турбины.

Ртутнопаровые турбины работают при числе оборотов 1000—1500 в минуту. Для мощных ртутнопаровых турбин повышение числа оборотов могло бы дать значительное улучшение весовых и габаритных показателей. Отсутствие в настоящее время достаточных эксплуатационных данных по проточной части ртутнопаровых турбин не позволяет дать обоснованное заключение о возможном повышении их числа оборотов.

Уменьшение влажности ртутного пара в последних ступенях турбины может быть достигнуто применением некоторого перегрева его или путем механического улавливания капельной ртути в проточной части последних ступеней турбины. Первый метод уменьшения конечной влажности ртутного пара еще не исследован в должной мере и пока не подвергался практической проверке. Второй метод применяется, и за-



Фиг. 200. Характеристика центробежного уплотнения вала ртутнопаровой турбины.

¹ Исследование уплотнения ртутной турбины проведено при активном участии научного сотрудника ЦКТИ инж. [С. М. Моина].

дача конструкторов и исследователей заключается в повышении его эффективности.

Необходимо также работать над конструкцией ртутнопаровых турбин с отборами пара для перегрева водяного пара или для технологических нужд. Выполнение нескольких отборов затрудняется малым числом ступеней в ртутнопаровых турбинах. Следует отметить, что ртутнопаровые турбины в практике эксплуатации зарекомендовали себя с самой лучшей стороны.

4. Вспомогательное оборудование ртутнопаровых установок

Ртутные насосы

Большой удельный вес ртути позволяет обходиться без питательного ртутного насоса. Однако желание упростить компоновку оборудования и устранить строительные конструкции большой высоты приводит к применению питательных ртутных насосов. В условиях нестационарных ртутнопаровых установок эти насосы обязательны, так как расположение ртутной турбины и конденсатора-испарителя над ртутным котлом в этом случае невозможно.

В случае применения генераторов ртутного пара с принудительной циркуляцией появляется также необходимость в циркуляционных насосах.

При конструировании ртутных питательных и особенно циркуляционных насосов возникает ряд затруднений, связанных с необходимостью абсолютной герметичности уплотнения вала и с высокими температурами ртути (в питательных насосах — около 250°C , в циркуляционных — 550°C и выше). Эксплуатация ртутно-водяной установки Вест-Линн с парогенератором принудительной циркуляции свидетельствует о том, что Г. Е. Со справилась с затруднениями при конструировании ртутных питательных и циркуляционных насосов. Однако эта фирма держит в секрете конструкции и характеристики построенных ею насосов.

При проектировании ртутно-водяной установки мощностью 10 000 квт лаборатория бинарных циклов ЦКТИ не располагала никакими данными по конструированию и расчету ртутных насосов. Оставался единственный путь разработки конструкций и методики расчета ртутных насосов — проведение предварительных экспериментов и изготовление опытного образца ртутного насоса.

На фиг. 201 изображен экспериментальный ртутный насос, изготовленный опытным заводом ЦКТИ. Насос — питательного типа, рассчитанный на подачу 70 т/час ртути при напоре 7 кг/см².

Насос — одноступенчатый, с вертикальным расположением вала. Панель вала выше ступицы рабочего колеса фиксируется демпфером. В кольцевую щель между втулкой вала и валом подается ртуть из напорного патрубка, предварительно охлаждаемая в змеевиком поверхностного холодильника. Далее эта ртуть возвращается через дроссельный клапан к всасывающему патрубку.

Для охлаждения вала насоса средняя панель вала окружена водяной рубашкой. Пройдя через эту рубашку, охлаждающая вода подводится к втулке, посаженной на вал насоса выше охлаждающей рубашки, и сливается по окружности грибка на нижнем конце втулки.

Сливающаяся вода образует водяную завесу, конденсирующую пары ртути, могущие проникнуть из кольцевой щели между охлаждаемой панелью вала и охлаждающей рубашкой.

Такое уплотнение вала, представляющее собой гидравлический затвор, дало положительные результаты при эксплуатации насоса в течение нескольких тысяч часов.

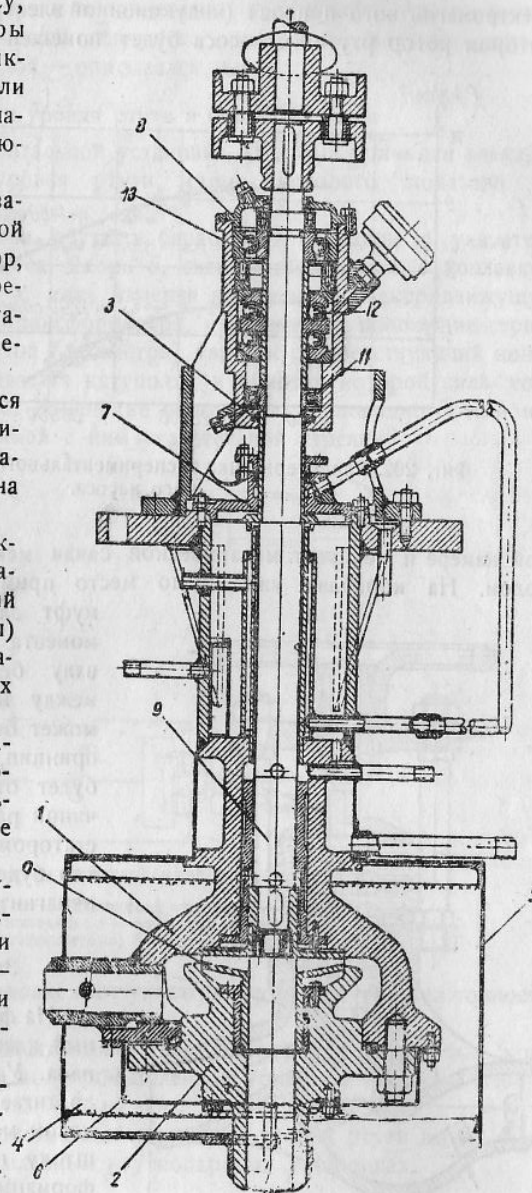
На фиг. 202 дается характеристика экспериментального ртутного насоса, испытанного на установках ЛБЦ¹.

Основные конструктивные узлы насоса (рабочее колесо, ртутный подшипник, лабиринты) подвергались исследованиям на специальных установках.

Принципиальные затруднения в конструировании ртутного питательного насоса в настоящее время отсутствуют.

Основные узлы циркуляционного ртутного насоса, работающего при температуре ртути $500-600^{\circ}\text{C}$, также прошли экспериментальную проверку.

Для условий нестационарных установок желательное изменение конструкции ртутного циркуляционного насоса. Наиболее радикальным ре-

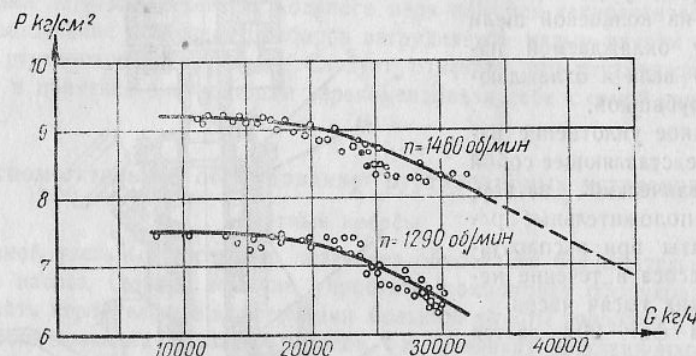


Фиг. 201. Экспериментальный ртутный центробежный насос вертикального типа:

1 — исследование ртутных насосов проводилось при участии научного сотрудника ЦКТИ инж. Л. И. Гельмана.

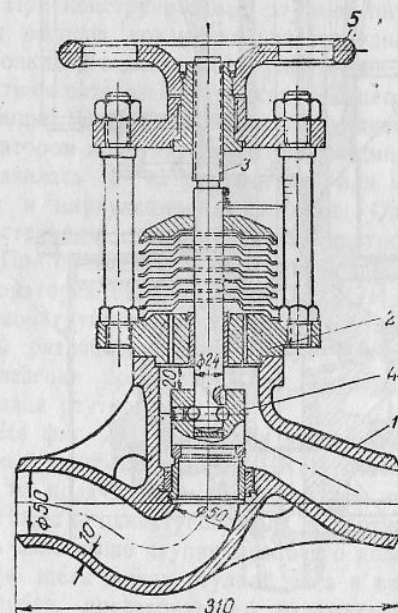
1 — корпус насоса; 2 — крышка; 3 — корпус подшипников; 4 — левая половина кожуха; 5 — правая половина кожуха; 6 — кожух; 7 — крышка с сальником; 8 — крышка корпусов подшипников; 9 — вал; 10 — рабочее колесо; 11, 12, 13 — шариковые подшипники.

шением проблемы уплотнения ртутного насоса представляется применение электромагнитного привода (индукционной электромагнитной муфты), при котором ротор ртутного насоса будет помещен в герметически замкну-



Фиг. 202. Характеристика экспериментального ртутного питательного насоса.

той камере и не будет механической связи между валом насоса и приводом. На кораблях уже имело место применение электромагнитных



Фиг. 203. Запорный клапан для ртутного пара с гармониковой мембраной:

1 — корпус; 2 — крышка; 3 — шпindel; 4 — золотник; 5 — маховик.

ности. Для промышленных установок проектируется цельнотянутая гармониковая мембрана.

муфт для передачи вращающего момента от двигателя к гребному валу без механической связи между ними. В данном случае может быть использован тот же принцип, но конструкция муфты будет отличаться большей величиной радиального зазора между статором и ротором, так как ротор будет заключен в камеру из немагнитной стали.

Запорная арматура

На фиг. 203 изображен запорный клапан ЦКТИ для ртутного пара. Уплотнение штока клапана достигается с помощью гармониковой мембраны, приваренной к штоку и корпусу клапана. Деформация мембраны соответствует необходимому ходу золотника.

Гармониковая мембрана для клапанов экспериментальных установок выполнялась из дисков, свариваемых между собой по окру-

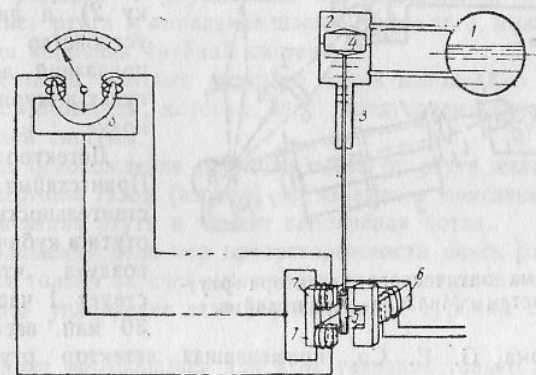
жности. В течение 2 лет работы клапаны со сварными мембранами не имели расстройств сварных швов и обеспечивали абсолютную герметичность.

Другой тип герметичного запорного клапана для ртутного пара — с электромагнитной муфтой — описывался выше.

Указатели уровня ртути в барабане котла

На первой экспериментальной установке ЛБЦ был применен электромагнитный указатель уровня ртути, схема которого показана на фиг. 204.

При изменении уровня ртути в барабане 1 поплавок 4 указателя поднимается или опускается. Якорь 5, связанный штангой с поплавком 4, перемещается вместе с ним, изменяя наведенную электродвижущую силу в обмотках 6—7 трансформатора, что изменяет положение серповидного тела гальванометра (логометра), так как соответствующий конец серповидного тела втягивается катушкой, в обмотке которой сила тока в данный момент больше. Изменение положения серповидного тела изменяет положение связанной с ним указательной стрелки.



Фиг. 204. Электромагнитный указатель уровня ртути:

1 — барабан котла; 2 — поплавковая камера; 3 — камера для движения якоря; 4 — поплавок; 5 — железный якорь; 6 и 7 — обмотки трансформатора; 8 — гальванометр.

В лабораторной обстановке этот указатель уровня ртути имел точность до 0,5 мм.

Впоследствии электромагнитный указатель уровня ртути был конструктивно изменен, и на полупромышленной установке был использован вариант конструкции, указанный на фиг. 149.

В таком виде электромагнитный указатель уровня ртути может быть использован и на промышленных ртутнопаровых установках.

Детекторы ртутного пара

В настоящее время наиболее точными и надежными приборами для определения концентрации ртутного пара в воздухе помещений являются оптические детекторы.

На фиг. 205 приведена схема оптического детектора, разработанная Миллером и Прингсхаймом в Берлинском университете.

Действие прибора основано на избирательной абсорбции резонансного излучения ртутной лампы воздухом, содержащим ртутный пар (см. фиг. 79).

Излучение ртутной лампы Q ($2537 \text{ \AA}$) направляется на окно резонансной лампы R , в колбе которой находится ртутный пар при определенном вакууме. Резонансное излучение лампы R через диафрагму BL и линзу L_4 попадает на фотоэлемент Z_2 , в цепи которого находится электрометр EL , и через трубку 1 с анализируемым воздухом — на фотоэлемент Z_1 . Трубка 2 заполнена воздухом, не содержащим ртутного пара. Интенсивность освещения фотоэлемента Z_1 зависит от содержания ртутного пара в трубке 1 , а фотоэлемента Z_2 — от установки диафрагмы BL . Измерения производятся по нулевому методу, т. е. установкой нулевого показания электрометра EL . По изменению установок диафрагмы BL находят искомую концентрацию ртутного пара в пробе воздуха.

Описанный прибор предназначен для лабораторного пользования. Для промышленных установок желательна непрерывность забора пробы

воздуха (непрерывный ток воздуха через трубку 2) и дистанционное устройство для вывода показаний детектора на пульт дежурного по установке.

Детектор Миллера—Прингсхайма имеет чувствительность до $0,005 \text{ мг}$ ртути в кубическом метре воздуха, что соответствует 1 части ртути на 30 млн. весовых частей

Фиг. 205. Схема оптического детектора ртутного пара системы Миллера—Прингсхайма.

воздуха. Фирма G. E. Co, применявшая детектор ртутного пара с индикаторной лентой, покрытой слоем сelenового сульфида, также перешла на оптический метод контроля концентрации ртутного пара в воздухе помещений и в продуктах сгорания ртутного котлоагрегата. Сконструированный фирмой оптический детектор ртутного пара носит название „электрического носа“. Конструкция его не опубликована. Можно полагать, что принцип его действия аналогичен принципу действия описанного прибора Миллера—Прингсхайма.

По сообщениям G. E. Co, ее оптический детектор способен обнаружить 1 часть ртути в 100 млн. весовых частей воздуха. Это соответствует чувствительности детектора порядка $0,001 \text{ мг}$ в одном кубическом метре воздуха.

Законы излучения первичных и резонансных ртутных ламп и законы абсорбции их излучения воздухом, содержащим ртутный пар, в настоящее время достаточно хорошо изучены. Это позволяет конструировать различные оптические детекторы ртутного пара без особых затруднений.

Можно считать, что проблема контроля концентрации ртутного пара в воздухе помещений и в дымовых газах решена. В дальнейшем предстоит лишь работа по совершенствованию промышленных конструкций

детекторов ртутного пара и автоматизации их работы, а также по разработке схем блокировки этих приборов с аварийными устройствами ртутнопаровых установок на случай резкого повышения концентрации ртутного пара в дымовых газах котлоагрегата, что должно быть сигналом о появлении неплотности в трубной системе котлоагрегата.

Устройства для улавливания шлама и окиси ртути

При гибке и сварке труб ртутного котлоагрегата в них могут оставаться частицы песка, металлические опилки и частицы наплавленного металла.

При гидравлическом испытании ртутного котла в трубную систему его также могут быть занесены посторонние частицы, которые под действием высокой температуры могут подвергаться химическим изменениям.

В самой ртути (технически чистой) также могут содержаться посторонние примеси, которые могут вступать в реакцию с веществами, загрязняющими ртутную систему.

Наконец, атмосферный воздух, проникающий в ртутную систему, вступает в реакцию с ртутью или ее амальгами, продуктом чего является окись ртути и выпадение шлама. Кроме того, может иметь место и внутренняя коррозия трубной системы.

При сборке и монтаже ртутного котла необходимо принимать все меры предосторожности, которые могут предупредить указанные загрязнения трубной системы.

В момент освобождения ртутного котла от ртути желательно заполнить его инертным газом (азотом) во избежание окисления трубной системы и окисления ртути в момент заполнения котла.

При соблюдении этих мер предосторожности окись ртути будет образовываться только за счет незначительного поступления атмосферного воздуха через уплотнение вала ртутнопаровой турбины со стороны вакуума.

Шлам может образоваться при этих условиях только под действием эрозии и за счет растворения стали ртутью, а отчасти разложения амальгамы.

Образующиеся шлам и окись ртути необходимо удалять из котла. Наиболее удобным местом отделения от ртути шлама и окиси является ртутный конденсаторопровод между конденсатором-испарителем и ртутным котлом.

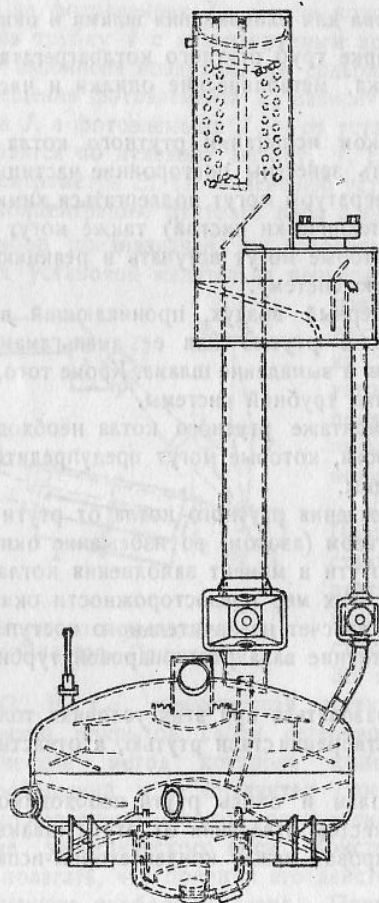
В первых шламоотделителях использовались своего рода фильтры из стальных шаров и решеток, через которые пропусклась загрязненная ртуть, оставлявшая на них шлам и окись.

Впоследствии шламоотделитель (зумп) был усовершенствован. Аппарат был выполнен в виде наклонно поставленного цилиндра, и действие его было основано на гравитационном принципе.

Последний вариант шламоотделителя, описание которого имеется в литературе, изображен на фиг. 206. Кроме собственно зумпа, здесь имеется охладитель воздуха, отсасываемого из ртутного пространства конденсатора-испарителя. Охлаждающей средой является питательная вода.

Ртутный конденсат сливается каскадом по направляющим перегородкам в сборный коллектор зумпа, разбрызгиваясь при этом мелкими струйками и каплями.

В коллекторе поддерживается вакуум, приблизительно на 12 мм рт. ст. больший, чем в конденсаторе-испарителе. Разбрызганная ртуть вследствие перепада давления вскипает, и ртутный пар поступает в верхний коллектор, где конденсируется с помощью змеевика, охлаждаемого водой. Конденсат вновь возвращается в зумп по небольшой трубке.



Фиг. 206. Схема шламоотделителя (зумпа).

Система вентилей на грязевом коллекторе позволяет периодически производить его очистку от шлама. Чистка производится через отъемный фланец.

Внутри зумпа имеется перегородка, задерживающая тяжелые частицы (металлические опилки и проч.).

ГЛАВА VI

ТЕХНИКА БЕЗОПАСНОСТИ НА РТУТНОПАРОВЫХ УСТАНОВКАХ

Одним из доводов против применения ртутного пара в энергетике, промышленности, во флоте и в авиации является ссылка на возможность вредного воздействия ртутного пара на обслуживающий персонал. Рассмотрим, насколько основательны эти опасения и можно ли избежать опасности ртутного отравления в условиях нормальной эксплуатации и при авариях на ртутнопаровых установках.

Известно, что пары ртути оказывают вредное влияние на человеческий организм. На различных европейских и американских заводах, применяющих ртуть в производственных процессах (электровакуумная промышленность, фетровое производство, производство термометров, барометров и пр.), наблюдались случаи массовых заболеваний рабочих вследствие ртутной интоксикации.

Советское законодательство направлено на изжитие ртутной интоксикации, и существующие нормы допускают лишь следы ртутного пара в воздухе рабочих помещений предприятий, производящих и перерабатывающих ртуть.

Московский институт охраны труда рекомендует не допускать в рабочих помещениях концентрации ртутного пара свыше $0,09 \text{ мг/м}^3$ воздуха.

По ОСТ концентрация ртутного пара не должна превышать $0,01 \text{ мг/м}^3$ воздуха.

К сожалению, выполнение этого условия затруднительно, так как при наличии даже очень небольших количеств жидкой ртути в открытом виде появление ртутного пара в воздухе помещений неизбежно.

Ртуть легко испаряется уже при комнатной температуре. При температуре 20°C концентрация ртутного пара может достигнуть 15 мг/м^3 воздуха, при 30°C — 34 мг/м^3 , при 40°C — 70 мг/м^3 .

По данным различных исследователей, максимальное содержание ртутного пара в воздухе рабочих помещений не должно превышать (в мг/м^3):

по Гетлингу	— 0,01 — 0,05
„ Фюннеру	— 0,05
„ Штоку	— 0,01
„ Леману	— 1,5
„ Турнеру	— 1,2

Единого мнения о предельно допустимой концентрации ртутного пара не существует.

Ленинградский институт профессиональных заболеваний при обследовании некоторых предприятий, работающих с ртутью, выявил следующие концентрации ртутного пара в рабочих помещениях (в $\text{мг}/\text{м}^3$):

первый завод	— 0,09
второй	— 0,106
третий	— 0,094

На ряде предприятий, учреждений и научно-исследовательских институтов эти концентрации значительно выше и достигают 0,8 — 1,5 $\text{мг}/\text{м}^3$.

По данным проф. Матусевича¹, значительная часть рабочих этих предприятий имела различные заболевания, связанные с работой в атмосфере, содержащей пары ртути.

На одном из заводов в течение весьма длительного периода концентрация ртутного пара держалась на уровне 6 $\text{мг}/\text{м}^3$ воздуха, и лишь путем особых мероприятий ее удалось снизить до 0,3 $\text{мг}/\text{м}^3$. Эта концентрация сохранялась и впоследствии.

Подводя итоги сказанному, следует отметить два основных вывода:

1) среди гигиенистов нет единого мнения о предельно допустимой концентрации ртутного пара в воздухе рабочих помещений, и различные исследователи называют максимально допустимое содержание ртути в воздухе от 0,01 до 1,5 $\text{мг}/\text{м}^3$;

2) на предприятиях, использующих ртуть в производственных процессах, рабочие годами находятся в атмосфере, содержащей ртуть от 0,1 до 0,3 $\text{мг}/\text{м}^3$, а в отдельных случаях и до 1 $\text{мг}/\text{м}^3$.

На предприятиях с очень высокой концентрацией ртутного пара в воздухе помещений имеют место случаи острого отравления и хронические отравления работающих.

Острые отравления имеют место при кратковременном пребывании человека в атмосфере с чрезмерно высокой концентрацией ртутного пара. Любопытно заметить, однако, что не всегда может наступить отравление ртутью и при этих условиях. В качестве иллюстрации мы можем сослаться на два случая. В первом случае по неграмотности обслуживающего персонала была допущена попытка охлаждения вала одной машины жидкой ртутью. При этом происходило интенсивное испарение ртути, и присутствовавшие находились в тумане из ртутного пара. Один из них получил острое отравление ртутью и находился на излечении около года.

Второй случай имел место в одной лаборатории. Дежурный, находившийся у установки ночью, заснул и допустил аварию, в результате которой все помещение было заполнено ртутным паром. В этой атмосфере дежурный проспал несколько часов, и авария была обнаружена лишь утром, когда на смену явился новый дежурный. В этот момент ртутный пар в значительной части уже сконденсировался, и стены, а также перекрытия помещения были сплошь покрыты каплями ртути. Заснувший дежурный не только вдыхал пары ртути, но и принимал своеобразный ртутный душ. Как только администрации стало известно об

аварии, дежурный немедленно был направлен в специальную клинику для оказания необходимой срочной помощи и дальнейшего лечения. Однако не потребовалось ни срочной лечебной помощи, ни длительного лечения, как это было в первом случае, так как объективные и субъективные показания не выявили ни малейших следов отравления ртутью. После всесторонних клинических исследований, продолжавшихся свыше двух недель, «больной» был выписан из клиники и приступил к обычной работе.

Хронические отравления ртутью имеют место при длительном воздействии небольших концентраций ртутного пара в воздухе помещений. Характер и последствия отравлений малыми дозами ртути (микромеркуриализм) зависят от целого ряда привходящих факторов. При одной и той же концентрации ртути в воздухе работающие в одних случаях могут заболеть, в других же случаях, при соблюдении определенного санитарно-профилактического минимума, заболевания могут отсутствовать.

Большей частью профессиональные заболевания, связанные с работой в загрязненной ртутью атмосфере, могут быть предупреждены довольно несложными профилактическими мероприятиями.

В первую очередь необходимо до предела снизить концентрацию ртутного пара в воздухе помещений. С этой целью должно быть сведено до минимума количество операций с открытой ртутью. Вся ртуть должна содержаться в герметической посуде. Операции по переливаниям жидкой ртути следует производить в вытяжных шкафах.

Далее, необходимо все рабочие помещения оборудовать приточно-вытяжной вентиляцией с большими кратностями обмена (15—20). В отдельных случаях желательно выполнение вентиляции по методу комфортных точек.

Выводные трубы вытяжной вентиляции должны быть продолжены возможно дальше за пределы помещений, чтобы загрязненный ртутью воздух не забирался вновь приточной вентиляцией.

Должны также жестко соблюдаться требования личной гигиены работающих. В рабочем помещении следует находиться в специальных одежде, белье и обуви. При уходе с работы эти одежда, белье и обувь должны оставаться в гардеробе, причем перед одеванием собственного белья и платья все работающие должны принимать душ. Чистые платье, белье и обувь должны храниться в отдельном помещении, вход в которое может допускаться только после принятия душа и, конечно, без рабочего платья и обуви.

В помещении, содержащем ртуть, не должно допускаться курения, приема пищи. Перед принятием пищи и перед уходом с работы необходимо чистить зубы и тщательно полоскать рот.

Работающие ртутных производств снабжаются молоком и жирами, как и на других вредных производствах.

Стены, полы и перекрытия помещений должны быть отделаны таким образом, чтобы ртуть легко могла смываться с них.

По мнению ряда специалистов, при соблюдении указанных профилактических требований обычные концентрации ртутного пара — порядка 0,05 — 0,1 $\text{мг}/\text{м}^3$ воздуха — не отражаются на организме работающих.

¹ «К вопросу о действии на организм малых доз ртути». Ленинград. 1934 г.

При нарушении этого гигиенического режима наблюдаются заболевания работающих в ртутном производстве.

Это и привело к преувеличениям опасности ртутных отравлений, причем предвзятое мнение об условиях работы на ртутном производстве часто механически переносится и на условия ртутнопаровых установок, где не имеется ничего общего с условиями работы в цехах, перерабатывающих ртуть.

На ртутнопаровых установках отсутствует открытая ртуть. Вся ртутная система выполняется абсолютно герметичной, и нет никаких источников загрязнения воздуха ртутью. Выше были описаны абсолютно герметичные конструкции всех агрегатов, трубопроводов, соединений, арматуры и измерительных приборов ртутнопаровых установок.

Появление ртути в воздухе помещений ртутнопаровой установки может иметь место лишь при аварии или в момент ремонта ртутного оборудования.

Ремонт ртутного оборудования может выполняться с соблюдением целого ряда мер предосторожности (очистка загрязненных ртутью деталей в водяной ванне, применение вытяжных шкафов, работа на открытом воздухе и проч.). После ремонта может быть произведена обработка помещений специальными средствами (дегазация сероводородом, промывка раствором марганцевого калия). Ремонтные работы могут производиться также в специальных противогазах.

Наиболее вероятной аварией в ртутной установке может быть появление течи в трубной системе котла. В этом случае немедленно выключается топка, включается скруббер, через который просасываются дымовые газы, и затем ртуть из котла сливается в аварийный бак. Ртуть, попавшая в топку уже после охлаждения, дренируется с помощью специальных устройств под топкой.

Так как внутри котлоагрегата имеется некоторое разрежение, ртутный пар не может проникать в помещение котельной, пока действует естественная или искусственная тяга. Лишь после выключения тяги ртутный пар из топки может проникать в помещение. После ликвидации аварии помещения могут подвергаться той же обработке, что и после ремонта.

При нормальной эксплуатации ртутнопаровой установки поступление ртути в воздух помещений не может иметь места.

Долголетний опыт эксплуатации ртутнопаровых установок в США целиком подтверждает это. По сообщениям представителей фирм G. E. Со и Бабкок и Вилькоккс, с 1923 г. и по настоящее время на ртутнопаровых установках США не наблюдалось ни одного серьезного случая ртутного отравления.

Длительный опыт работы с ртутью в лаборатории бинарных циклов ЦКТИ также подтверждает, что при соблюдении элементарных санитарных правил даже при работе с большими количествами открытой ртути можно не допускать высоких концентраций ртутного пара в воздухе и этим предохранить работающих от микромеркуриализма.

Однако при временных нарушениях работы вентиляционных устройств лаборатории концентрация ртутного пара поднималась до $0,3—0,5 \text{ мг/м}^3$ воздуха, и в течение долгого времени ее не удавалось снизить до обычных величин ($0,05—0,1 \text{ мг/м}^3$).

Вполне понятно, что сам ход экспериментов с моделями ртутнопарового оборудования, переливание больших количеств ртути при гидродинамических исследованиях, различные визуальные наблюдения за поведением ртути в элементах оборудования не допускали возможности герметизации установок, и именно этим объясняются периодически значительные концентрации ртутного пара в воздухе. При работе только экспериментальных парогенераторов с конденсаторами-испарителями и другими элементами оборудования никаких утечек ртути или ртутного пара не наблюдалось, а наблюдались лишь следы ртути в воздухе, не поддающиеся количественному определению.

Проникновение ртути в воздух происходило из открытых резервуаров с ртутью, герметизировать которые не было возможным по ходу экспериментов.

В 1937 г., в период наладки экспериментальных генераторов ртутного пара, средняя концентрация ртутного пара в лаборатории составляла $0,78 \text{ мг/м}^3$. В этот момент еще не были применены вентили с гармониковыми мембранами и наблюдались утечки ртутного пара через сальниковые уплотнения.

В 1938 г. средняя концентрация ртутного пара в наиболее неблагоприятных местах была снижена до $0,33 \text{ мг/м}^3$ и в 1939 г. — до $0,106 \text{ мг/м}^3$ воздуха.

Зависимость концентрации ртутного пара в воздухе от температуры помещения и режима вентиляции можно видеть из табл. 42.

При проектировании полупромышленной ртутнопаровой установки на вентиляционную систему было обращено особое внимание. Кратность обмена воздуха от приточной вентиляции по различным помещениям установки получена от 14 до 27,5; кратность обмена воздуха от вытяжной вентиляции — от 12,5 до 34,5.

Приточная вентиляция подает свежий воздух (в холодное время через калорифер) по фронту ртутного котла, к рабочему месту кочегарамеханика, к рабочему месту дежурного у теплового щита, а также к лестничной клетке.

Вытяжная вентиляция забирает воздух у мест, где наиболее вероятно появление утечки ртути (места приварки труб к барабану котла, к коллекторам экранов и др.). Аварийное помещение имеет собственную изолированную вытяжную вентиляцию.

Концентрация ртутного пара в различных точках установки определялась по методу Полежаева или экспресс-методом.

Для текущего контроля содержания ртути в воздухе использовалась индикаторная лента с селеновым сульфидом и иодистым калием.

Грубое определение концентрации ртутного пара производилось также переносными детекторами с селеновым сульфидом.

Работы с открытой ртутью производились только в аварийном помещении, изолированном от других помещений установки.

Полы и стены полупромышленной установки выполнены таким образом, чтобы наиболее легко можно было удалить следы ртути в случае аварии.

Для уборки разлитой ртути приспособлены резиновые шланги с наконечниками. Шланги соединены с сосудом, в котором поддерживается глубокий вакуум. Из табл. 43 видно, что при работе вентиляционной

Место взятия пробы	Март 1941 г. Вентиляция выключена		Апрель 1941 г. Работает вытяжная и приточная вентиляция	
	температура помещения в °С	концентрация в мг/м³	температура помещения в °С	концентрация в мг/м³
У стен приборов у парогенератора	16	0,045	17	0,259
У стены за парогенератором	16	0,038	18	0,125
На площадке парогенератора	16	Следы	17	0,042
В центре помещения	18	0,051	13	0,051
У выхода из помещения	13	0,057	14	0,061
На аппаратах у вспомогательных аппаратов	16	0,23	15	0,06
Аварийное помещение, у пола	—	0,46	—	0,43
То же, на высоте 2 м	—	0,15	—	0,28

Концентрация ртутного пара в воздухе полупромышленной установки

Концентрация рутинного пара в воздухе полупромышленной установки										Таблица 43	
Место взятия проб	Март 1941 г. Вентиляция выключена		Март 1941 г. Вентиляция выключена		Апрель 1941 г. Работает вытяжная вентиляция		Апрель 1941 г. Работает вытяжная и приточная вентиляция		Апрель 1941 г. Работает вытяжная и приточная вентиляция		
	температура воздуха в °C	концентрация в мг/м³	температура воздуха в °C	концентрация в мг/м³	температура воздуха в °C	концентрация в мг/м³	температура воздуха в °C	концентрация в мг/м³	температура воздуха в °C	концентрация в мг/м³	
Площадка у форсунок котла	19	0,14	18	0,062	18	0,062	23	0,026	21	0,035	
Вторая площадка у фронта котла	24	0,51	24	0,062	23	0,029	27	0,26	17	Следы	
То же, у лестничной клетки	25	0,33	26	0,125	25	0,035	27	0,57	18	"	
Третья площадка у лестничн. клетки	26	Следы	26	0,29	25	Следы	29	0,026	26	"	
Четвертая площадка	26	0,01	27	0,061	24	"	29	0,05	25	"	
Пятая площадка у лестничн. клетки	22	0,073	21	0,078	27	"	29	Следы	19,5	"	
Шестая площадка у дымохода	28	Следы	19	0,038	18	"	27	0,03	19	"	
Седьмая площадка	26	0,12	22	0,034	18	"	29	0,067	21	"	
Восьмая площадка	25	0,037	25	0,099	18	0	28	0,05	21	"	

системы можно поддерживать достаточно низкие концентрации ртутного пара даже в условиях экспериментальной установки.

Несмотря на то, что концентрация ртутного пара в воздухе лаборатории и полупромышленной установки была выше допустимой ОСТ, за несколько лет работы мы не имели ни одного случая ртутного отравления. У некоторых сотрудников были замечены симптомы, напоминающие проявление микромеркуриализма. Аналогичные явления были замечены и в некоторых лабораториях ЦКТИ, находящихся в других районах города, где не велось никаких работ с ртутью и ртуть могла появиться в воздухе лишь от разбитых термометров или дифманометров. В этих лабораториях были произведены анализы воздуха помещений и оказалось, что концентрация ртутного пара достигала $1-2 \text{ мг/м}^3$, т. е. была в несколько раз выше, чем в нашей лаборатории, где велись многочисленные эксперименты с большими количествами ртути и ртутного пара, причем жидкая ртуть часто была открытой, как это уже отмечалось выше.

Приведенные данные являются лучшим доказательством того, что в надлежаще оборудованных помещениях, снабженных хорошей вентиляцией, при работе ртутнопарового оборудования концентрация ртутного пара может быть меньше, чем в любой лаборатории, имеющей дело с ртутными термометрами, дифманометрами и прочими распространенными приборами, но соответственно не оборудованной.

Таким образом, и многолетний опыт эксплуатации промышленных ртутнопаровых установок в США, и наш опыт работы на экспериментальных и полупромышленной ртутнопаровых установках доказали основательность предположений об отсутствии ртутных отравлений у персонала, обслуживающего ртутно-водяные бинарные установки.

ПЕРСПЕКТИВЫ ПРИМЕНЕНИЯ РТУТНОГО ПАРА В ЭНЕРГЕТИКЕ, В ПРОМЫШЛЕННОСТИ И НА ТРАНСПОРТЕ

1. МОДЕРНИЗАЦИЯ ТЕПЛОСИЛОВЫХ УСТАНОВОК ЭЛЕКТРОСТАНЦИЙ С ПОМОЩЬЮ РТУТНО-ВОДЯНОГО БИНАРНОГО ЦИКЛА

1. Эффективность надстройки высокого давления

Тепловые электростанции Советского Союза работают в настоящее время еще на относительно низких начальных параметрах пара (29 *ата*, 400° С у турбины) и имеют низкую эффективность использования топлива по сравнению с установками высокого давления, как это видно из табл. 44 и 45.

Таблица 44

Экономический к. п. д. электростанций
Советского Союза за 1937—1940 гг.

№ по пор.	Экономический к. п. д.	Расход энергии на собственные нужды
1	23,3	4,77
2	23,2	7,55
3	22,8	9,44
4	22,6	4,37
5	21,7	—
6	21,3	6,76
7	21,3	5,26
8	19,35	6,53
9	19,1	8,06
10	17,0	11,88
11	16,5	—
12	16,4	—

В США широко практикуется сооружение установок высокого давления в виде надстроек над установками нормального или низкого давления. В табл. 46 и 47 показано, как модернизировались некоторые американские конденсационные станции с помощью надстройки высокого давления.

В годы войны в США продолжалось сооружение надстроек высокого давления (форшальтустановок), так как это наиболее быстрый и дешевый способ увеличения мощности действующих электростанций, в

соответствии с повышенным спросом на энергию со стороны военных предприятий.

Однако не во всех случаях эффект надстройки водяного пара высокого давления может быть признан удовлетворительным.

Надстройка высокого давления не может применяться на станциях малой мощности, так как к. п. д. форшальтурбин высокого давления при малой мощности чрезвычайно низок. Это в такой степени снижает

К. п. д. некоторых электростанций США

Название	Начальные параметры пара		Экономический к. п. д. нетто	Средний к. п. д. по группе
	в ата	в °С		
Ричмонд	29	450	25,2	24,6
Риверсайд	29	390	25,2	
Гудсон-Авеню	29	370	25,6	
Дэлерей № 3	26	380	24,6	
Трентон	26	380	24,4	
Тонаунда	29	400	22,7	
Коннерс-Крик	43	440	27,2	26,2
Детройт	42	450	26,2	
Буззард-Пойнт	47	450	27,2	
Пауэртон	47	390	26,5	
Крауфорд-Авеню	45	390	23,3	
Твин-Бренч ¹	175	500	32,5	28,6
Порт-Вашингтон	98	490	31,5	
Дипутер	88	375	28,8	
Ривер-Руж	85	400	27,8	
Фанс-Стрит	85	485	28,1	
Дирборн	88	480	27,8	
Холланда	85	400	27,7	
Ртутно-водяные бинарные установки				
Дэч-Пойнт	5,9	472	28	—
Саус-Мидоу	5,9	472	34	
Скенэктеди	9,75	513	36	
Кири	9,75	513	38	

¹ На станции Твин-Бренч при начальном давлении 175 *ата* достигнут к. п. д. около 34 %.

Таблица 46

Надстройки высокого давления раннего периода 1925—1933 гг.

Название	Параметры надстройки		Год надстройки	Экономический к. п. д. в %		Расход энергии на собственные нужды
	в <i>ата</i>	в °С		до надстройки	после надстройки	
Лейксайд	97,8	400	1927	21,2	26,6	6,37
Порт-Ист	97,8	385	1929	19,1	23,7	6,33
Дипутер	96,0	455	1931	20,0	24,1	6,80
Берлингтон	47,3	460	1933	18,3	23,2	5,82

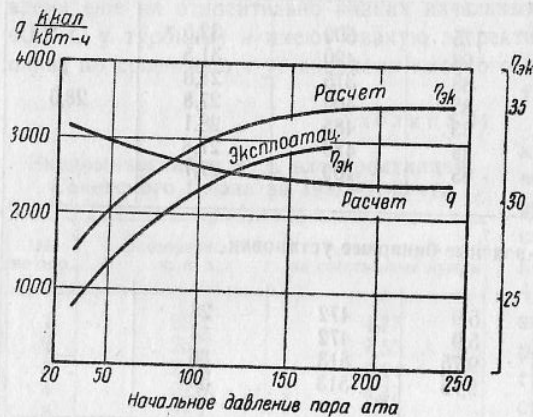
Таблица 47

Надстройки высокого давления более позднего периода
(1935—1940 гг.)

Название	Параметры надстройки		Экономический к. п. д. в %	
	в <i>атм</i>	в °С	до надстройки	после надстройки
Коннерс-Крик	43	440	17,9	27,2
Спрингдейл	87	495	19,6	28,2
Логэн	94	500	17,5	28,5

к. п. д. всей установки в целом, что никакого экономического эффекта от применения пара высокого давления не получается.

В СССР, где все паротурбинные установки, за небольшим исключением, работают с начальным давлением пара не выше 30 *атм*, надстройки высокого давления (100 *атм*) могут дать значительный эконо-



Фиг. 207. Расчетные к. п. д. паротурбинных установок с промежуточным перегревом пара. Условия: начальная температура 540° С; вторичный перегрев до 540° С; число отборов на регенерацию — 4. $\eta_{\text{э.к}}$ — экономический к.п.д.; q — удельный расход топлива.

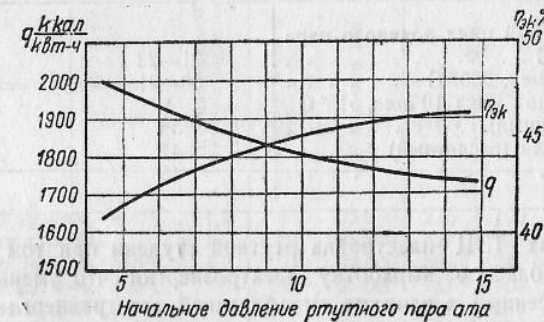
мический эффект, увеличив экономический к. п. д. с 18—20 до 27—30%, то-есть на 30%, сократив расход топлива на выработку электроэнергии. Разумеется, что осуществление надстройки ртутной ступени дает значительно большую экономию, принципиально повышая к. п. д. до 42% и даже выше, как это видно из фиг. 207 и 208.

В специфических условиях крупных промышленных городов не всегда возможно будет осуществить надстройку высокого давления из-за ограничений в водоснабжении, из-за невозможности размещения сложных и громоздких устройств водоподготовки и пр. Кроме того, эффективность надстройки форшальтустановки в отношении уменьшения удельного расхода топлива может оказаться недостаточной для одновременного удовлетворения необходимого повышения отпуска электроэнергии и тепла при невозможности расширения территории станции, а также при невозможности увеличения мощности устройств для транс-

порта, хранения и подачи топлива и превышения достигнутого максимума расхода циркуляционной воды.

В таких условиях модернизация тепловых электростанций может осуществляться с помощью надстройки ртутной ступени цикла, дающей максимальный эффект уменьшения удельного расхода топлива даже при малой мощности установки.

Американцы считают, что не только установки с давлением 20—40 *атм*, но и установки высокого давления (100—150 *атм*) могут значительно выиграть в к. п. д. при надстройке ртутной ступени.



Фиг. 208. Расчетные к.п.д. ртутно-водяных установок (брутто), при высоких к. п. д. турбин и котлов.

2. Эффективность надстройки ртутной ступени

Эффект от надстройки ртутной ступени над циклом водяного пара не ограничивается выигрышем в расходе топлива и вытекающим из этого удешевлением отпускаемой электроэнергии и тепла в соответствии с повышением к. п. д.

Действительный эффект надстройки ртутного цикла будет значительно большим.

Коротко перечислим основные показатели теплоэлектрических станций, улучшающиеся при применении ртутного цикла:

1. Расход топлива:

а) увеличение экономического к. п. д. выработки электрической энергии;

б) повышение энергетического коэффициента использования топлива — отношения выработанной электроэнергии к выработанному теплу на ТЭЦ.

2. Расходы по транспорту, подаче и приготовлению топлива, по золоудалению и золоулавливанию.

3. Потребная площадь топливных складов.

4. Потребное количество циркуляционной воды.

5. Расходы по водоподготовке.

6. Расход электроэнергии на собственные нужды.

Рассмотрим по порядку изменение указанных показателей при надстройке ртутной ступени на КЭС и ТЭЦ.

а) К. п. д. выработки электроэнергии

Повышение экономического к. п. д. конденсационных станций при надстройке ртутной ступени можно на основании предыдущих глав иллюстрировать следующими цифрами:

Характеристика цикла КЭС	Экономический к. п. д. нетто в %	Относительный расход топлива в %
Регенеративный цикл водяного пара 33 <i>ата</i> , 425°С	21—23	100
То же, 125 <i>ата</i> , 500°С	30—31	74
Ртутно-водяной цикл 10 <i>ата</i> , 515°С (эксплуатационный)	38	60
То же, 15 <i>ата</i> (расчетный)	42	55
То же, 30 " "	45	51

В условиях ТЭЦ надстройка ртутной ступени при том же отпуске тепла даст большую выработку электроэнергии, что уменьшит расход топлива, отнесенный к единице выработанной электроэнергии, т. е. увеличит к. п. д. выработки электроэнергии, аналогичный по смыслу экономическому к. п. д. конденсационной станции.

б) Повышение энергетического коэффициента использования топлива

Обычная ТЭЦ при выработке Q^s *мгкал* тепла и $\mathcal{E}^s$ *квт-ч* электроэнергии расходует какое-то количество тепла B^s .

ТЭЦ с ртутно-водяным циклом на той же тепловой базе $Q^p = Q^s$ выработает количество электроэнергии $\mathcal{E}^p > \mathcal{E}^s$ и израсходует количество топлива $B^p < B^s$.

Совершенно ясно, что

$$\frac{\mathcal{E}^p}{Q^p} > \frac{\mathcal{E}^s}{Q^s},$$

т. е. надстройка ртутной ступени увеличивает долю тепла топлива, расходующую на выработку более квалифицированного вида энергии—электроэнергии, соответственно уменьшая долю тепла топлива, отдаваемого тепловым абонентам.

В табл. 48 дается сопоставление выработки электроэнергии на единицу отпущенного тепла при различных тепловых схемах ТЭЦ и различных параметрах пара.

Из таблицы видно, что на ТЭЦ с низкими параметрами отборного пара надстройка высокого давления повышает выработку электроэнергии, отнесенную к 1 *мгкал* отпущенного тепла, на 51%, а надстройка ртутной ступени—на 142%.

На ТЭЦ с технологическими потребителями пара надстройка ртутной ступени увеличивает выработку электроэнергии в еще более значительной степени: при противодавлении турбины водяного пара 6 *ата*—на 220% и при противодавлении 10 *ата*—на 300%.

Если в данной энергосистеме требуется $\mathcal{E}^s$ *квт-ч* и Q *мгкал*, то недовыработка электроэнергии при обычных ТЭЦ водяного пара $\Delta\mathcal{E} = \mathcal{E}^s - \mathcal{E}^s$ должна покрываться конденсационным „хвостом“. Это, понятно, невыгодно с точки зрения топливного баланса района, так как при загрузке конденсационного „хвоста“ соответственно увеличится удельный расход топлива на выработанный *квт-ч*.

Таблица 48

Варианты схемы и параметры	Противодавление турбины водяного пара в <i>ата</i>	Отпуск тепла в <i>мгкал час</i>	N <i>квт</i> при данном Q	N/Q		Отношение энергии и тепла	
				квт-ч / мгкал	в %	N · 860 / Q	в %
Водяной пар 29 <i>ата</i> , 400°С	1,2	91	25 000	275	100	0,24	100
То же 125 <i>ата</i> , 500°С	1,2	91	38 200	420	151	0,36	151
Ртутный пар 10 <i>ата</i> , 515°С	1,2	91	60 600	565	242	0,58	242
Водяной пар 29 <i>ата</i> , 400°С	6	159	25 000	157	100	0,14	100
То же 125 <i>ата</i> , 500°С	6	159	48 500	305	194	0,26	194
Ртутный пар 10 <i>ата</i> , 515°С	6	159	80 000	500	320	0,43	320
Водяной пар 29 <i>ата</i> , 400°С	10	223	25 000	112	100	0,10	100
То же 125 <i>ата</i> , 500°С	10	222	65 000	290	260	0,25	260
Ртутный пар 10 <i>ата</i> , 515°С	10	223	100 000	445	400	0,39	400

Расход условного топлива в обычной ТЭЦ на выработку Q *мгкал* тепла и $\mathcal{E}^s + (\mathcal{E}^p - \mathcal{E}^s)$ *квт-ч* электроэнергии будет равен

$$B_1^s = B^s + \frac{(\mathcal{E}^s - \mathcal{E}^s) \cdot 860}{7000 \cdot \eta_{уст}},$$

где $\eta_{уст} = \eta_{тм} \cdot \eta_{ку} \cdot \eta_{п} \cdot \eta_{во} \cdot \eta_{м} \cdot \eta_{г}$.

Надстройка ртутной ступени на ТЭЦ дает абсолютную экономию топлива

$$\Delta B = B_1^s - B^p.$$

Эта экономия топлива, получаемая при надстройке ртутной ступени на ТЭЦ за счет вытеснения конденсационной мощности в данной энергосистеме, и является основной величиной, характеризующей роль ртутно-водяного цикла в теплофикации.

Ртутно-водяной цикл может произвести значительное изменение в структуре энергобаланса промышленных центров, обеспечивая максимальную выработку электроэнергии на определенной базе теплопотребления.

Это положение можно иллюстрировать следующим примером.

По доведенным наметкам выработка тепла в Ленинграде должна была достигнуть в 1945 г. $5,4 \cdot 10^8$ мкал. На базе этого теплоснабжения выработка электроэнергии составила бы соответственно:

на ТЭЦ 29 ата, 400°C — $1 500 \cdot 10^6$ квт-ч/год;
на ТЭЦ 125 ата, 500°C — $2 250 \cdot 10^6$ квт-ч/год;
на ртутно-водяной ТЭЦ

10 ата, 515°C — $3600 \cdot 10^6$ квт-ч/год,

что на $2100 \cdot 10^6$ квт-ч превышает выработку электроэнергии на обычных ТЭЦ (29 ата, 400°C).

Предполагалось, что высокотемпературные процессы промышленности, обслуживаемые печами, сжигающими мазут с к. п. д. около 20%, будут охвачены централизованным теплоснабжением на 180%. На 1945 г. потребность в тепле этой группы абонентов составляла, по плановым наметкам, $1650 \cdot 10^3$ мкал/год, чему соответствует расход мазута печами около 800 000 т.

В случае замены этих печей электропечами расход электроэнергии составил бы $1900 \cdot 10^6$ квт-ч.

Указанный выше прирост выработки электроэнергии от надстройки ртутной ступени на ТЭЦ, равный $2100 \cdot 10^6$ квт-ч, с избытком покрывает потребность в электроэнергии на высокотемпературные промышленные процессы. Следовательно, неэкономичные печи, к тому же сжигающие качественное топливо — мазут, могли бы быть полностью вытеснены из промышленного сектора.

Приведенные цифры представляют схематический расчет и даются в качестве иллюстрации к высказанным выше положениям об изменении структуры энергобаланса крупных промышленных центров при надстройке ртутной ступени над ТЭЦ водяного пара среднего давления.

Расходы по транспорту, подаче и приготовлению топлива, по золоудалению и золоулавливанию

Если обычная КЭС или ТЭЦ при определенной выработке тепла Q мкал и выработке электроэнергии $\mathcal{E}$ квт-ч сжигает B т топлива, то после надстройки ртутной ступени она будет расходовать B_1 т, причем $B_1 < B$, так что экономия топлива от надстройки ртутной ступени будет $B - B_1$ т.

Если эксплуатационные расходы пароводяной установки по транспорту, подаче и приготовлению топлива обозначить через A^m , то после надстройки ртутной ступени эти расходы уменьшатся до величины

$$A_1^m = A^m \cdot \frac{B_1}{B}.$$

Точно так же эксплуатационные расходы по золоудалению и золоулавливанию $A^{3,4}$ после надстройки ртутной ступени будут

$$A_1^{3,4} = A^{3,4} \cdot \frac{B_1}{B}.$$

Потребная площадь топливных складов

В условиях расположения в крупных промышленных центрах современных КЭС и ТЭЦ, особенно в случае сжигания малотеплоплотного топлива, имеющаяся территория топливных складов часто лимитирует предельную мощность установки.

В случае надстройки ртутной ступени при существующей площади топливных складов и невозможности изменения режима хранения топлива мощность станции может быть увеличена в отношении $\frac{b}{b_1}$, где b — удельный расход топлива до надстройки, b_1 — после надстройки ртутной ступени.

Отношение $\frac{b}{b_1}$, как это показано выше, может достигнуть величины $1,5 \div 2$.

При неизменной выработке тепла и электроэнергии применение ртутного цикла позволит вместо площади S при водяном цикле обходиться площадью

$$S_1 = \frac{b_1}{b} S.$$

Потребное количество циркуляционной воды

Мощность ртутной надстройки при различных типах и мощностях пароводяных турбин изменяется в зависимости от начальных параметров ртутного пара.

Некоторые соотношения мощностей, характерные для конденсационных станций, приведены в табл. 49.

Таблица 49

Характеристика установок водяного пара 29 ата, 400°C		Мощность ртутной надстройки в мвт при давлении ртутного пара		
Тип турбины	Мощность в мвт	5 ата	10 ата	15 ата
ДК-405	100	70—75	80—85	90—95
ТН-250	50	35—40	40—45	45—50
ДК-184	25	15—20	20—25	25—30
ТН-65	12	8—10	10—12	12—15

Ртутная ступень не требует циркуляционной воды. Следовательно, при надстройке ртутной ступени на конденсационных станциях расход циркуляционной воды будет меньше, чем на пароводяной установке, равной мощности, в отношении

$$\frac{Q^p}{Q^s} = \frac{N^s}{N^p + N^s},$$

где Q^p и Q^s — расходы циркуляционной воды на ртутно-водяной установке и на установке водяного пара;

N^p и N^s — мощности турбин ртутного пара и водяного пара.

Пропорционально этому отношению снижаются расходы по циркуляционному водоснабжению станции при надстройке ртутной ступени.

В условиях ТЭЦ уменьшение расхода циркуляционной воды зависит от соотношения тепловой и электрической нагрузок, то-есть от конденсационного „хвоста“.

В качестве иллюстрации в табл. 50 показано соотношение мощности ртутной и водяной ступеней ртутно-водяных ТЭЦ при некоторых типах теплофикационных турбин.

Таблица 50

Пароводяные установки 29 атм, 400°C			Мощность ртутной надстройки при давлении ртутного пара		
Тип турбины	Мощность в мвт	Отбор пара в атм	5 атм	10 атм	15 атм
ДКО-295	50	7	50—55	65—70	75—80
ДКО-195	25	7	35—40	40—45	45—50
ДКО-185	25	12	20—25	25—30	30—35
ОП-175	12	11	25—30	30—35	35—40

Из этих цифр видно, что даже при значительной нагрузке конденсационного „хвоста“ конденсационная мощность будет составлять незначительную часть общей мощности ТЭЦ с ртутной надстройкой. Следовательно, в условиях ТЭЦ ртутная надстройка дает еще больший эффект в отношении уменьшения потребного количества циркуляционной воды, чем на конденсационных станциях.

При модернизации и расширении ТЭЦ с ограниченным дебитом источников водоснабжения это обстоятельство делает ртутно-водяной цикл незаменимым.

Расходы по водоподготовке

В предыдущем разделе показано соотношение мощностей ртутной и пароводяной турбин конденсационного и теплофикационного типов. Отношение расходов питательной воды в установках равной мощности, работающих по ртутно-водяному циклу и по обычному циклу водяного пара, выразится уравнением

$$\frac{D^p}{D^s} = \frac{N^s}{N^p + N^s},$$

где D^p и D^s — расходы водяного пара в ртутно-водяной установке и в установке водяного пара;

N^p и N^s — мощность турбин водяного пара и ртутного пара.

При надстройке ртутной ступени над циклом водяного пара не только относительно уменьшается расход водяного пара, а, следовательно, и расход питательной воды, но упрощается и удешевляется водоподготовка, так как опасность пережога кипящих труб от накипобразования отсутствует, поскольку водяной пар генерируется в конденсаторе-испарителе, обогреваемом конденсирующимся ртутным паром.

Таким образом, ртутная надстройка относительно уменьшает расход питательной воды и удешевляет ее подготовку, что уменьшает капиталовложения и эксплуатационные расходы на водоподготовительные устройства.

Расход электроэнергии на собственные нужды

Расход электроэнергии на собственные нужды в ртутно-водяных установках меньше, чем в установках водяного пара.

Этот расход энергии может быть разделен на две части:

а) топливоподача, топливоприготовление, тяга, дутье, золоудаление и золоулавливание;

б) водоснабжение, водоподготовка, питание котлов.

По первой группе применение ртутного цикла уменьшает расход энергии пропорционально указанному выше уменьшению удельного расхода топлива.

По второй группе расход энергии уменьшится пропорционально относительному уменьшению расхода циркуляционной и питательной воды.

Расход энергии на привод питательных насосов ртутнопаровых котлов невелик, так как рабочее давление будет порядка 10 ат. Этот расход энергии может быть сведен к нулю, если будет расположена ртутнопаровая турбина над котлом.

3. Капитальные затраты и эксплуатационные расходы, связанные с применением ртути в теплосиловых установках

Капиталовложения и эксплуатационные расходы, связанные с использованием ртути в теплосиловых установках, зависят от ртутного заполнения генераторов ртутного пара.

В табл. 51 приведены примерные величины паропроизводительности ртутных котлоагрегатов при надстройке ртутной ступени на установках с турбинами водяного пара стандартных типов, а также величины ртутного заполнения котлоагрегатов.

Таблица 51

Тип турбины водяного пара	Мощность в мвт	Паропроизводительность ртутных котлов при $p=10$ атм в т/час	Потребное количество ртути в т
ДКО-295	50	3 200—3 500	330—350
ДКО-195	25	2 100—2 200	215—225
ДКО-185	25	1 400—1 500	145—160
ДП-175	12	1 400—1 500	145—160
ДК-405	100	4 000—4 200	450—470
ТН-250	50	2 000—2 100	210—220
ДК-184	25	1 000—1 100	110—120
ТН-65	12	500—550	55—60

В недалеком будущем, когда новые конструкции ртутных котлоагрегатов пройдут промышленную проверку, ртутное заполнение значительно уменьшится. Можно сказать, что уже в настоящее время выявились принципиальные пути в 10—20 раз уменьшить величину ртутного заполнения. В таблице же указаны величины ртутного заполнения, подсчитанные на основе эксплуатационных данных существующих ртутно-водяных установок.

Капиталовложение на ртутное заполнение при использовании проверенных в эксплуатации ртутных парогенераторов и при довоенных ценах на ртуть составит 40—60 руб. на установленный киловатт, то есть 2—3% от стоимости установленного киловатта конденсационной установки. Для ТЭЦ стоимость ртутного заполнения будет выше, чем

для конденсационных установок, на 10—15%. Эксплуатационные расходы, связанные с применением ртути, сводятся к возмещению потерь ртути из установки при ремонтах или авариях.

В период освоения ртутных котлов в США, когда довольно часто имели место ремонты и переделки трубной системы котлов, потери ртути в год не превышали 0,5—1% от величины ртутного заполнения.

В настоящее время, после усовершенствования конструкций ртутных котлов и уплотнения ртутнопаровых турбин, потери ртути в эксплуатации практически могут быть сведены к нулю.

4. Ртутно-водяной цикл в установках малой мощности

При разработке третьего пятилетнего плана было намечено сооружение большого количества электростанций мощностью 25 *мвт* и ниже.

В связи с этим возникла необходимость пересмотра вопроса об оптимальных начальных параметрах пара для вновь сооружаемых установок.

Если для турбин большой единичной мощности ориентировались на начальное давление от 100 *ат* и до критического давления, с применением промежуточного перегрева пара, то для турбин малой мощности оптимальные параметры пара будут другие.

В США за последние годы начали отказываться от промежуточного перегрева пара даже в установках с турбинами большой мощности, понижая соответственно начальное давление пара и увеличивая перегрев. Аналогичная тенденция наблюдалась и в Европе.

В энергетике США, Германии и других стран в предвоенные годы удельный вес паротурбинных установок средней и малой мощности сильно увеличился.

Эти установки стремятся выполнять более простыми, добиваясь повышения их эксплуатационной надежности и удешевления оборудования. Одновременно ведется большая работа по повышению к. п. д. турбин малой мощности.

Турбинный парк многих стран за последние годы быстро пополняется машинами этого класса. Из новых турбин, предназначавшихся к установке на электростанциях США в 1938—1940 гг., около 20% имели мощность от 1000 до 7500 *квт*.

В связи с ростом производства турбин малой мощности вопрос об оптимальных начальных параметрах пара для них был подвергнут внимательному исследованию. В результате проведенных исследований Комитет национальной энергетической обороны США разработал стандарт на паровые турбины, устанавливающий для турбин различной мощности начальные параметры пара, приводимые в табл. 52.

В этом стандарте отражено стремление получить достаточно высокий к. п. д. установки, не удорожая оборудования и не усложняя установки введением промежуточного перегрева пара.

Для турбин мощностью меньше 10 000 *квт* на ближайшее десятилетие американцы считают оптимальными начальными параметрами пара 31,5 *ата*, 398°C.

Таблица 52

Мощность турбины в <i>квт</i>	Начальное давление пара в <i>ата</i>	Начальная температура в °C
10 000—15 000	46,5	440
20 000	60,5	482
25 000—100 000	65—89	482

Новый стандарт, разработанный перед войной Обществом котловоладельцев и Объединением котельных заводов Германии, устанавливает для турбин начальные параметры пара, приводимые в табл. 53.

Таблица 53

Максимальная мощность турбины в <i>квт</i>	Начальное давление пара в <i>ата</i>	Начальная температура пара в °C
50 000	110—70—55	485
32 000	110—70—55	485
32 000	35	435
20 000	70—55	485
20 000	35	435
12 500	35	435
8 000	35	435
5 000	35	435

Таким образом, и американцы и немцы считают, что для турбин мощностью 10 000 *квт* и ниже безусловно нецелесообразно применять начальное давление пара выше 30—35 *ата* и начальную температуру пара выше 400—435°C.

Этот вывод основан на испытаниях турбин малой мощности с высокими, средними и низкими начальными параметрами пара. Проведенные испытания показали¹, что при высоких начальных параметрах пара турбины малой мощности имеют слишком низкий внутренний относительный к. п. д. и что его падение не компенсируется ростом термического к. п. д. цикла с увеличением начальных параметров пара. В результате общий (экономический) к. п. д. установки малой мощности при высоких начальных параметрах пара остается таким же, как и при средних начальных параметрах.

В статье американского инженера Колфлэт² показано, что для турбин мощностью 6000 и 3000 *квт* переход от 29 *ата*, 400°C к 60 *ата*, 450°C повышает общий к. п. д. установки соответственно с 22,2 до 23,1% и с 21,7 до 22,2%. Дальнейшее повышение начальных параметров пара для турбин этой мощности уже не дает повышения экономического к. п. д.

¹ См., например, „ZVDJ“, № 27, 1939.

² „Power Plant Eng.“, 1939, апрель.

Для турбин с противодавлением результаты перехода от 29 *ата* к 60 *ата* приводятся в табл. 54.

Таблица 54

Мощность турбины в <i>квт</i>	Начальные параметры пара		Противодавление в <i>ата</i>	Выработка электроэнергии <i>квт-ч/мгкал</i>	Годовая экономия топлива от перехода к 60 <i>ата</i> в <i>т/год</i>
	<i>ата</i>	$^{\circ}\text{C}$			
3000	29	400	1,2	266	220
3000	29	400	7,0	149	550
6000	29	400	1,2	274	275
6000	29	400	7,0	156	720

Как видно из приведенных цифр, получаемая от повышения начального давления пара с 29 до 60 *ата* экономия топлива незначительна (не превышает 2% годового расхода топлива установками указанной мощности).

Следовательно, как на конденсационных, так и на теплофикационных станциях с турбинами малой мощности повышение начальных параметров пара нецелесообразно ввиду незначительного снижения удельного расхода топлива.

Совершенно иначе дело обстоит с ртутнопаровыми установками. Опыт их эксплуатации в США показал, что даже при малой мощности турбин ртутного пара к. п. д. установки может быть достаточно высок. Так, например, на ртутнопаровой установке станции в Питтсфилде, где мощность ртутной турбины всего лишь 1000 *квт*, экономический к. п. д. при конденсационном режиме равен 30,5%, то-есть стоит на уровне рекордных в мире пароводяных установок высокого давления с турбоагрегатами большой единичной мощности.

Расчеты показывают, что при надстройке ртутной ступени на конденсационных установках с турбинами водяного пара мощностью 3000 и 6000 *квт* получаются величины экономического к. п. д. установки, приводимые в табл. 55.

Таблица 55

Турбина водяного пара			Турбина ртутного пара			Экономический к. п. д. установки в %	Экономия топлива от надстройки ртутной ступени в %
Мощность в кВт	Начальные параметры пара		Мощность в кВт	Начальные параметры пара			
	в ата	в °C		в ата	в °C		
3 000	29	400	2 800	10	515	34,5	42
6 000	29	400	5 300	10	515	35,5	44

При повышении начального давления ртутного пара до 15—20 *ата* экономия топлива будет еще выше.

Таким образом, повышение начальных параметров водяного пара от 29 *ата*, 400 $^{\circ}\text{C}$ до 60 *ата*, 450 $^{\circ}\text{C}$ для конденсационных турбин 6000

и 3000 *квт* дает увеличение экономического к. п. д. до 20—23%, а надстройка ртутной ступени, даже при начальном давлении ртутного пара 10 *ата*, увеличивает к. п. д. установки до 34—35%.

Аналогичные сравнительные расчеты для турбин 3000 и 6000 *квт* с противодавлением подытожены в табл. 56.

Таблица 56

Турбины водяного пара				Турбины ртутного пара			Выработка элек- троэнергии в <i>квт-ч/Мг.кал</i>	Экономия топлива от надстройки ртутной ступени	
Мощность в <i>квт</i>	Параметры пара			Мощность в <i>квт</i>	Параметры пара			в <i>т/год</i>	в %
	в <i>ата</i>	в °C	<i>p</i> ₂ <i>ата*</i>		в <i>ата</i>	в °C			
3000	29	400	1,2	4 400	10	515	660	9 000	33
3000	29	400	7,0	7 900	10	515	545	14 900	32
6000	29	400	1,2	9 400	10	515	705	16 000	31
6000	29	400	7,0	15 300	10	515	552	26 000	30

* p_2 — противодавление.

Табл. 56 показывает, что надстройка ртутной ступени на ТЭЦ малой мощности дает экономию топлива в среднем около 30%.

Стоимость установленного киловатта мощности ртутно-водяных установок США не превышает стоимости пароводяных установок.

Так, например, на станции Скенэктеди, при мощности ртутнопаровой турбины 20 000 *квт*, стоимость установленного киловатта равна 67 долларам. На станции в Вест-Линне, при мощности ртутнопаровой турбины всего лишь 1 000 *квт*, стоимость установленного киловатта равна 75 долларам.

Мощные пароводяные установки США имеют стоимость установленного киловатта от 80 до 100 долларов.

В Германии (по довоенным данным) капиталовложения на строительство паротурбинных электростанций составляли:

при мощности 5 000 *квт* — 135 марок/*квт*
 " " 15 000 " — 100 "
 " " 60 000 " — 85 "

На паротурбинных станциях малой мощности США, по данным инженера Колфлэта, стоимость установленного киловатта составляет:

Начальное давление пара в <i>ата</i>	Стоимость установленного киловатта в долларах		
	2500 <i>квт</i>	5000 <i>квт</i>	12500 <i>квт</i>
30	180	150	106
50	200	160	112
60	220	170	119

Значительное повышение стоимости оборудования на установках с турбинами малой мощности и незначительная экономия топлива при повышении начальных параметров пара объясняют то, что в

стандартах на паровые турбины в США и Германии для турбин мощностью ниже 15 000 *квт* рекомендуются начальные параметры пара порядка 30 *ата* и 400°C.

Высокий экономический к. п. д. установок мощностью 2 500—10 000 *квт* может быть получен в настоящее время только при применении ртутного цикла, причем это не связано с повышением капиталовложений.

Следовательно, ртутно-водяной цикл является единственным средством, обеспечивающим высокий экономический к. п. д. паротурбинных теплофикационных и конденсационных установок малой мощности, при этом с весьма невысокой стоимостью киловатта.

В настоящее время американские специалисты считают, что надстройка ртутной ступени может осуществляться не только на установках среднего давления, но даже и на установках с начальным давлением водяного пара 100—175 *ата*.

В США считают возможным осуществление ртутных надстроек над установками водяного пара 42 и 84 *ата* общей мощностью 2 млн *квт*, что может дать годовую экономию топлива до 3 млн *т*.

5. Проектные показатели ртутно-водяной установки 10 000 *квт*

В 1936 г. был разработан технический проект модернизации одной из старых электростанций Ленинграда на базе ртутно-водяного цикла¹.

Эта электростанция построена в 1907 г. и имеет устаревшее и изношенное оборудование. Изношенность оборудования и низкие начальные параметры пара (13 *ата*, 320° С) обуславливают низкую экономичность станции в существующем состоянии. Удельный расход топлива превышает 1 *кг/квт-ч*.

К. п. д. цикла составляет 33% и экономический к. п. д. — 10% (по конденсационному режиму). По проекту к. п. д. цикла с начальным давлением ртутного пара 10 *ата* должен повыситься до 55% и экономический к. п. д. — до 34%, что дает уменьшение удельного расхода топлива в три раза. В расчетах принят низкий внутренний относительный к. п. д. ртутнопаровой турбины (70%)². Внутренний относительный к. п. д. пароводяной турбины — 78%. При более совершенных агрегатах экономический к. п. д. установки мог бы достичь 36—38% и выше.

На фиг. 209 изображена тепловая схема запроектированной ртутно-водяной установки.

Насыщенный ртутный пар при давлении 10 *ата* и температуре 515°C поступает из котла к ртутнопаровой турбине мощностью 4000 *квт* и срабатывается до давления 0,12 *ата*, чему соответствует температура конденсации 257°C.

Из конденсаторов-испарителей ртуть проходит через шламоотделитель и подается насосом к ртутному экономайзеру, а затем в барабан котла.

В конденсаторе-испарителе генерируется водяной пар давлением 34 *ата*, перегреваемый затем в газоходе ртутного котлоагрегата до

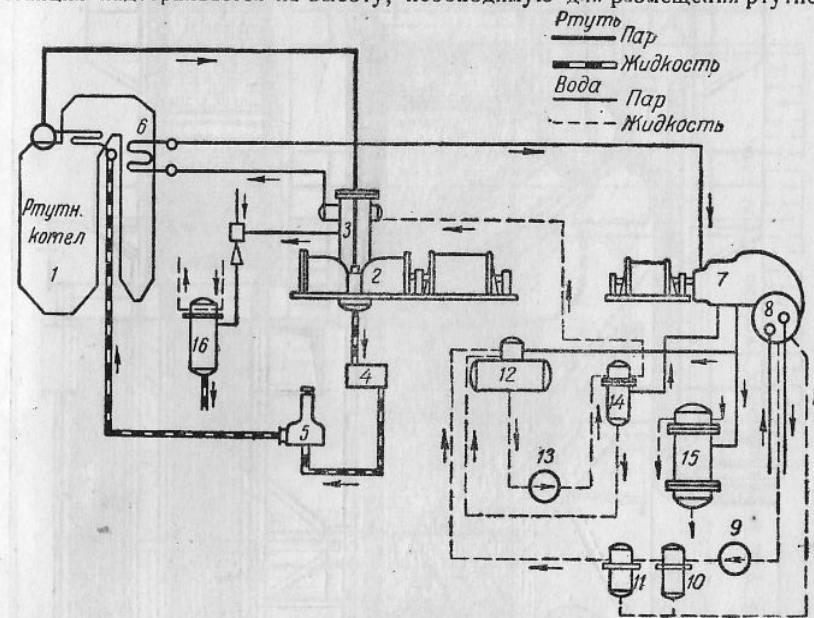
¹ Разработка технического проекта этой установки выполнена под руководством старшего научного сотрудника ЦКТИ А. М. Каплана, проектов оборудования котла — научными сотрудниками М. А. Бациевым и П. Д. Борисовым, ртутной турбины — научным сотрудником ЦКТИ А. П. Дроздовым и инж. С. М. Моинным.

² Мощность ртутной турбины составляет 4000 *квт*.

425° С. Водяной пар производит работу в турбине CR-46 мощностью 6000 квт. Турбина имеет регулируемый отъем пара при давлении 1,2 ата. Пар из отбора используется в бойлере для теплофикационных целей.

В схеме предусмотрены устройства для предохранения от потерь ртутного пара из предохранительных клапанов котла и от потерь ртути из других элементов установки.

Компоновка основного оборудования установки по техническому проекту представлена на фиг. 210 (см. вклейку). Существующая котельная станция надстраивается на высоту, необходимую для размещения ртутного



Фиг. 209. Тепловая схема ртутно-водяной установки 10 000 квт:

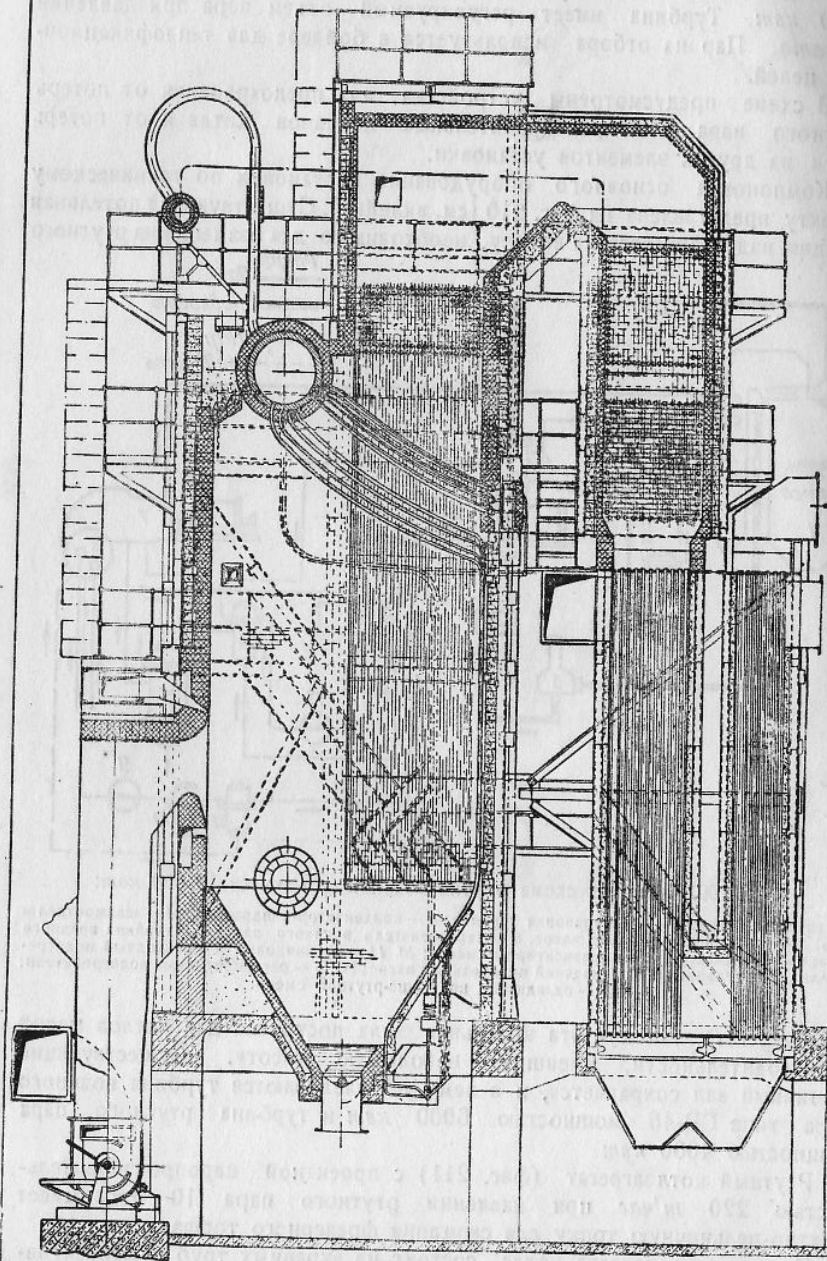
1 — ртутный котел; 2 — ртутнопаровая турбина; 3 — конденсатор-испаритель; 4 — шламоотделитель; 5 — ртутный питательный насос; 6 — перегреватель водяного пара; 7 — турбина водяного пара; 8 — конденсатор; 9 — конденсаторный насос; 10, 11 — сальниковый и эжекторный подогреватели; 12 — деаэратор; 13 — водяной питательный насос; 14, 15 — регенеративные подогреватели; 16 — охладитель воздушно-ртутной смеси.

котлоагрегата, так как эта котельная была построена для котлов малой производительности, имевших небольшую высоту. Существующий машинный зал сохраняется, и в нем устанавливаются турбина водяного пара типа CR-46 мощностью 6000 квт и турбина ртутного пара мощностью 4000 квт.

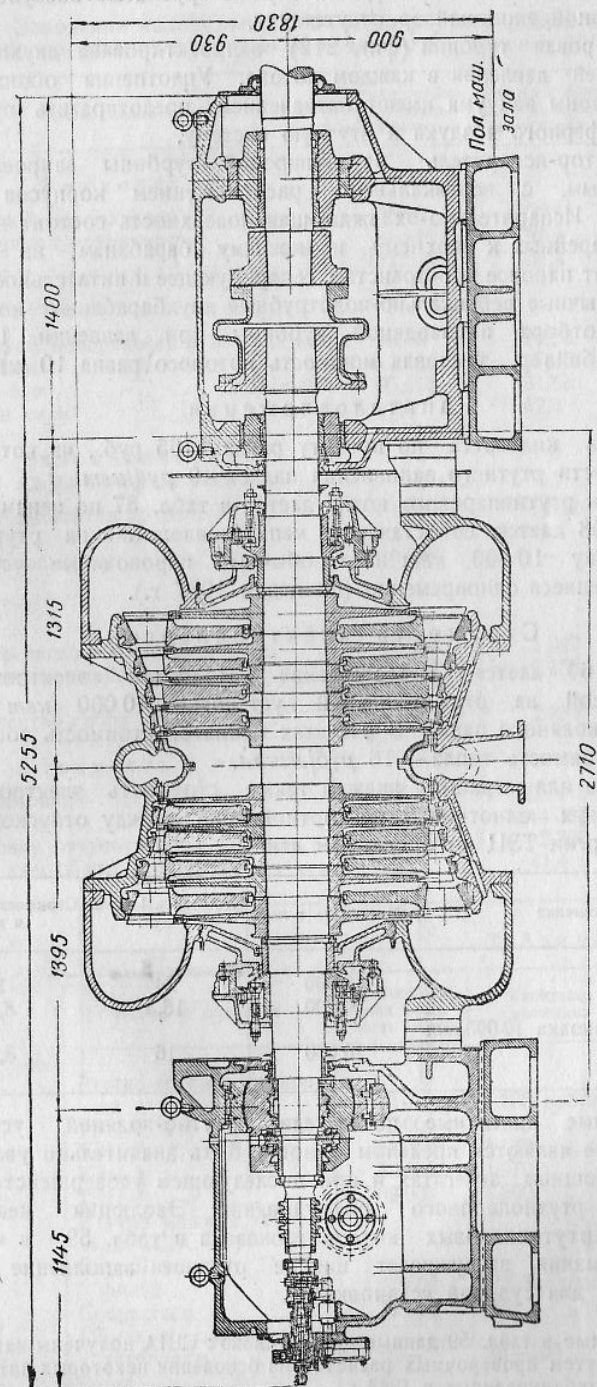
Ртутный котлоагрегат (фиг. 211) с проектной паропроизводительностью 220 т/час при давлении ртутного пара 10 ата имеет шахтно-мельничную топку для сжигания фрезерного торфа.

Поверхность нагрева котла состоит из экранных труб и конвективных пучков, в которых для уменьшения ртутного заполнения использован принцип эмульсионного охлаждения.

Ртутный экономайзер — кипящего типа, поверхность нагрева которого составлена из труб малого диаметра.



Фиг. 211. Ртутный котлоагрегат паропроизводительностью 220 т/час с рабочим давлением 10 кг/см².



Фиг. 212. Ртутнопаровая турбина 40 000 квт.

Заводская калькуляция стоимости ртутнопаровых котлов
паропроизводительностью 20 т/час (для установки 10 000 квт)

Наименование величин	Котел с трубками Филда-Эммета	Котел с обычными кипящими трубами	Примечание
Вес котла в т			
Активной поверхности	26,06	26,0	
Неактивной поверхности	85,485	25,4	
Всего	111,545	51,4	
Ртутное заполнение			
Активной поверхности в т	19,78	24,22	
Неактивной поверхности в т	15,738	7,06	
Всего в т	35,515	31,28	
Вес в кг/м ²	47,1	42,4	
Технологические характеристики			
Число элементов группы I	1 266	1 347	Простые элементы. Элементы требующие, специальной обработки
Число элементов группы II	10 006	—	
Общее число элементов	11 272	1 347	Ртутная часть котла
Количество сварных швов	21 578	2 158	
Количество гибов	4 166	2 884	
Стоимость в руб.			
Ртутная часть	806 818	326 415	
Всего	994 224	514 382	
На тонну ртутного пара	4 500	2 300	
На 1 квт общей мощности	99,4	41,4	

Таблица 58

Название установок	Установленная мощность в квт	Капиталовложения
Ртутно-водяная установка	10 000	1 165 руб/квт
ТЭЦ-1	12 000	1 150 "
ТЭЦ-2	50 000	1 130 "
ТЭЦ-3	50 000	1 070 "
ТЭЦ-4	50 000	1 300 "
Ртутно-водяные установки США:		
Вест-Линн и Питтс-филд	2 000	75 долл/квт
Скенэктеди	52 000	80 "
Обычные пароводяные установки	—	75—100 "

Хвостовой частью котлоагрегата служит трубчатый воздухоподогреватель. Водяной экономайзер отсутствует.

Ртутнопаровая турбина (фиг. 212) запроектирована двухпоточной, по 5 ступеней давления в каждом потоке. Уплотнения обоих концов вала со стороны вакуума имеют назначением предотвратить проникновение атмосферного воздуха в ртутную систему.

Конденсатор-испаритель ртутнопаровой турбины запроектирован двухкорпусным, с вертикальным расположением корпусов рядом с турбиной. Испарительно-охлаждающая поверхность состоит из гнутых труб, приваренных к верхнему и нижнему барабанам, из которых верхний имеет паровое пространство, сепарирующее и питательное устройства, как обычные вертикально-водотрубные двухбарабанные котлы.

Пар из отбора паровой турбины при давлении 1,2 ата поступает в бойлер, тепловая мощность которого равна 10 мгкал/час.

Капиталовложения

Стоимость киловатта по проекту равна 1165 руб., из которых на долю стоимости ртутного заполнения падает 40 руб/квт.

Стоимость ртутнопарового котла дается в табл. 57 по ценам 1937 г.

В табл. 58 дается сопоставление капиталовложений на ртутнопаровую установку 10 000 квт и на обычные пароводяные установки, проектировавшиеся одновременно (по ценам 1937 г.).

Стоимость электроэнергии

В табл. 60 дается сопоставление стоимости электроэнергии, вырабатываемой на ртутно-водяной установке 10 000 квт и на установках водяного пара. В расчетах принято: стоимость топлива — 47 руб/т, стоимость тепла — 16 руб/мгкал.

В качестве иллюстрации укажем также стоимость электроэнергии и тепла на двух однотипных по соотношению между отпуском тепла и электроэнергии ТЭЦ по проектным данным:

Установка	Мощность в квт	Стоимость 1 мгкал в руб.	Стоимость 1 квт-ч в коп.
ТЭЦ-1	12 000	24	11
ТЭЦ-5	50 000	16,5	8,55
Бинарная установка 10 000 квт	10 000	16	3,15

Приведенные проектные показатели ртутно-водяной установки 10 000 квт не являются пределом и могут быть значительно увеличены при более мощных агрегатах и при последующем усовершенствовании конструкций ртутнопарового оборудования. Эволюция некоторых показателей ртутнопаровых котлов показана в табл. 59, в которой особого внимания заслуживает низкое ртутное заполнение нового котла Эммета для судовой установки¹.

¹ Приводимые в табл. 59 данные для установок США получены нами главным образом путем проверочных расчетов на основании некоторых литературных данных, опубликованных в 1942 г.

[illegible]

Т а б л и ц а 60

Турбина водяного пара с регулируемым отбором			
	Ртутно-водяная установка	Пароводяная установка 33 атм	Пароводяная установка 120 атм
Стоимость 1 квт-ч в коп.	3,15	4,9	4,2
То же в %	100	159	133

Турбина водяного пара с противодавлением			
Стоимость 1 квт-ч в коп.	2,8	4,2	3,5
То же в %	100	150	127

Повышение выработки электроэнергии

Выработка электроэнергии на единицу отпущенного тепла запроектированной ртутно-водяной установкой 10 000 квт при прочих равных условиях значительно превосходит возможную выработку электроэнергии на ТЭЦ водяного пара, как это видно из табл. 61, где сопоставляются три варианта ТЭЦ при противодавлении турбины водяного пара 1,2 атм.

Таблица 61

Тип установки	Выработка электроэнергии в кВт·ч/Мгкал
Рутинно-водяная установка 10000 квт . .	550
ТЭЦ водяного пара высокого давления . .	325
ТЭЦ водяного пара нормального давления	220

Таблица 61а

Противодавление турбины водяного пара в <i>атм</i>	Приращение выработки электроэнергии по сравнению с ТЭЦ нормального давления в $\frac{\text{Дж}}{\text{Дж}}$
1,2	150
7	210
12	350

При более высоком противодавлении турбины водяного пара выработка электроэнергии на запроектированной ртутно-водяной установке была бы относительно еще выше, как это видно из табл. 61а.

Таким образом, в отношении повышения энергетического коэффициента использования топлива запроектированная ртутно-водяная установка значительно превосходит не только ТЭЦ с нормальными начальными параметрами пара, но и ТЭЦ высокого давления.

Это еще раз подтверждает высказанные выше положения о том, что и на конденсационных и на теплофикационных паротурбинных электростанциях ртутно-водяной цикл может дать высокую эффективность использования топлива.

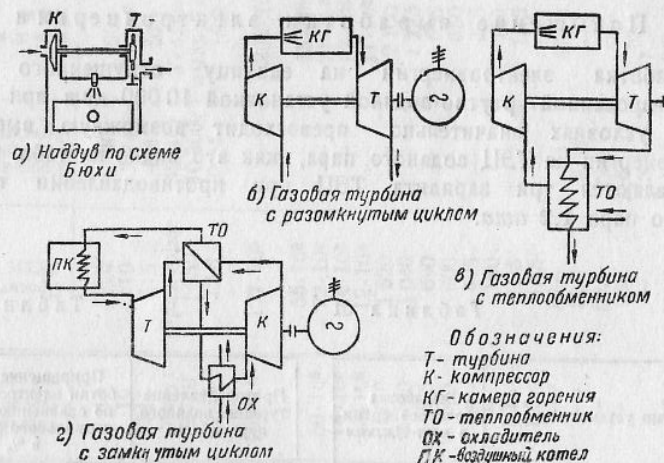
II. ПРИМЕНЕНИЕ РТУТНОГО ПАРА В НЕСТАЦИОНАРНЫХ ТЕПЛОСИЛОВЫХ УСТАНОВКАХ И В ПРОМЫШЛЕННОСТИ

Экономический к. п. д. тепловых двигателей и перспективы его повышения

До появления ртутнопаровых установок считалось, что самым экономичным по расходу топлива из всех тепловых двигателей является дизель.

Лучшие компрессорные дизели имеют расход топлива порядка 240 г/квт-ч, а бескомпрессорные — 230 г/квт-ч, что соответствует экономическому к. п. д. около 36% и 38%¹.

Лучшие паротурбинные установки высокого давления имеют экономический к. п. д. 28—29%. Только единичные установки США (Твин-Бренч, Порт-Вашингтон) имеют более высокий к. п. д. (до 34%).



Фиг. 213. Схемы газотурбинных установок.

Двигатели внутреннего сгорания не могут найти широкое применение на мощных электростанциях, так как они потребляют дефицитное и дорогое жидкое топливо, а также и потому, что их единичная мощность невелика. Кроме того, двигатели внутреннего сгорания требуют более частых ревизий и ремонтов, у них меньшая длительность службы, а для значительных мощностей и габариты получаются большими.

По этим же соображениям двигатели Дизеля даже в военно-морском флоте не могут конкурировать с менее экономичными паротурбинными установками на линкорах, крейсерах и других кораблях, требующих мощные гребные установки. Замена поршневых двигателей внутреннего сгорания турбинами внутреннего сгорания открыла бы новые перспективы перед стационарными и другими теплосиловыми установками.

Однако большая работа, ведущаяся во всех странах по созданию особо экономичных конструкций турбин внутреннего сгорания, не привела пока к положительным результатам. Схемы газотурбинных установок даны на фиг. 213.

¹ На клеммах генератора (с учетом расхода энергии на собственные нужды).

Большие успехи в конструировании и производстве газовых турбин были достигнуты за время войны в связи с появлением реактивных двигателей для самолетов, где газовая турбина служит приводом компрессора для камеры сгорания, работающей под значительным давлением. В некоторых схемах авиационных двигателей избыточную мощность газовой турбины предполагается отдавать на винт (реактивно-винтовые установки).

С появлением реактивных двигателей Уитла производство газовых турбин малой мощности достигло значительных масштабов сначала в Англии, а затем и в США, после передачи им патента Уитла. В США к производству газовых турбин для реактивных авиационных двигателей привлечено несколько крупных фирм.

Вместе с конструктивным совершенствованием газовой турбины проделана большая работа и по улучшению конструкций многоступенчатых компрессоров с целью получения высокого к. п. д. при высоких степенях сжатия.

При работе над газовыми турбинами малой мощности и компрессорами, камерами горения и прочим оборудованием для реактивных авиационных двигателей в США и Англии накоплен большой опыт, позволяющий в настоящее время приступить к проектированию и производству газовых турбин большой мощности для электростанций, кораблей и других целей.

Большие успехи в области конструирования газовых турбин, компрессоров и вспомогательного оборудования были достигнуты за время войны и в Германии.

Если 5—10 лет тому назад к. п. д. газовых турбин в лучшем случае достигал 15—17%, то успехи последних лет в области массового производства газовых турбин позволяют получить к. п. д. до 20% и выше.

Повышение к. п. д. газовых турбин ожидается при использовании регенеративного цикла, над которым давно работает фирма Эшер-Висс, шведские фирмы, а за последнее время и американские фирмы.

На фиг. 214 и 215 сопоставлены циклы Дизеля, паротурбинной установки, ртутно-водяной установки и газовой турбины.

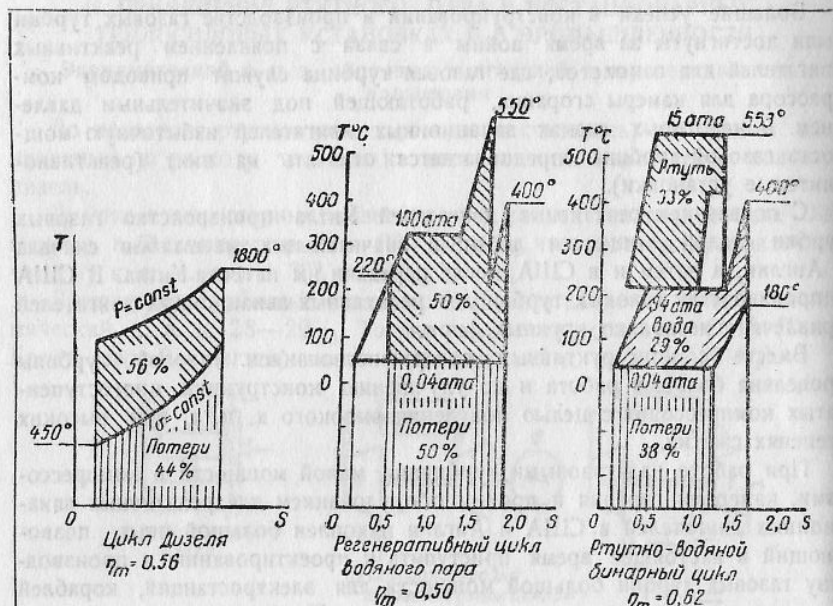
Перспективы повышения к. п. д. газотурбинных установок показаны на фиг. 216.

Стремление повысить верхний температурный предел для получения более высокого к. п. д. привело к комбинированному газовому циклу, в котором в области высоких температур используется поршневой двигатель внутреннего сгорания, а в области умеренных температур — газовая турбина или газовая поршневая машина.

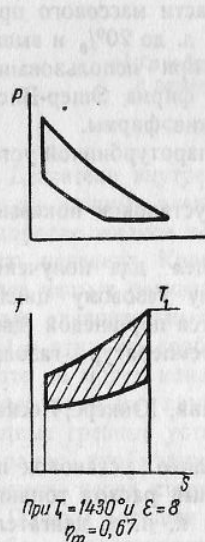
Такую схему использовали Гриневецкий, Варшавский, Юнкерс, Пескар и др. для транспортных установок.

В Швеции фирма Göta-Werke построила несколько установок по комбинированному газовому циклу и получила удельный расход топлива 190 г.э. л. с.-ч (к. п. д. нетто 33%), т. е. достигла к. п. д. двигателя Дизеля.

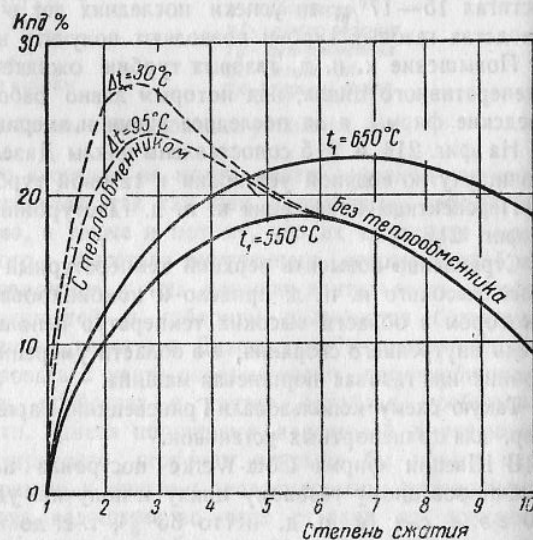
В названных установках двигатель Дизеля используется в качестве привода компрессора воздуха. Смесь сжатого воздуха и отработавших газов дизеля используется далее в поршневой газовой машине, работающей при довольно низком давлении.



Фиг. 214. Циклы тепловых двигателей.



Фиг. 215. Цикл газовой турбины.



Фиг. 216. Экономический к. п. д. газотурбинных установок.

Для установок большой мощности комбинация двигателей Дизеля и газовых машин или турбин представляет трудности, так как установка может получиться громоздкой. Так, например, запроектированная фирмой Göta-Werke гребная установка мощностью 200 000 л. с. для трансатлантического судна имеет 32 десятицилиндровых двигателя Дизеля, служащих приводом компрессоров.

Если учесть также, что за годы войны только в Англии и США выпущено несколько тысяч газовых турбин для реактивных авиационных двигателей, то можно констатировать, что газовые турбины не являются уже экспериментальными двигателями и в их последних конструкциях использованы все имеющиеся достижения в области газовых циклов.

С двигателем Дизеля могут успешно конкурировать по величине к. п. д. ртутно-водяные бинарные установки, применимые и в тех областях теплоэнергетики, где дизель не может быть использован в силу своих конструктивных и эксплуатационных недостатков (электростанции, мощные гребные установки кораблей и пр.).

По выражению одного английского специалиста по авиационным двигателям, ртутно-водяные установки вызвали на дуэль двигатель Дизеля и оказались победителями в этой дуэли.

Таблица 62

Тип двигателя	Экономический к. п. д. в %
Паротурбинная установка нормального давления	23—24
Паротурбинная установка высокого давления	30—34
Газовая турбина	18—20
Комбинация дизеля и газовой турбины	32—33
Двигатель Дизеля	35—39
Ртутно-водяная установка с начальным давлением ртутного пара до 10 атм	37—39
То же свыше 10 атм	40—45

Это образное выражение правильно формулирует современное состояние ртутно-водяных бинарных установок в отношении их эксплуатационной надежности и экономичности.

В табл. 62 дается сопоставление достигнутых в эксплуатации экономических к. п. д. различных тепловых двигателей.

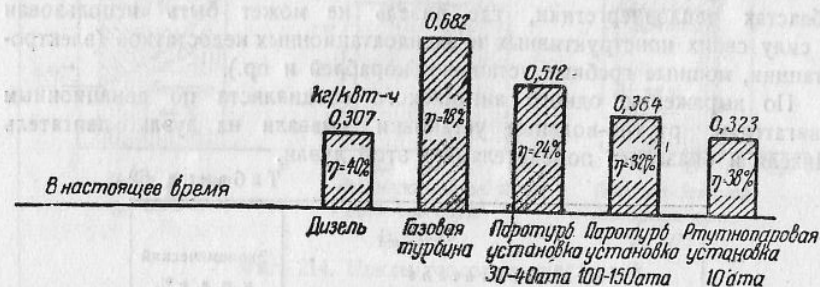
Единичная мощность ртутнопаровых турбин не ограничена, и поэтому ртутный цикл может применяться на электростанциях и в гребных установках кораблей любой мощности.

Возможность работы на любых видах топлива также является весьма важным преимуществом ртутно-водяных установок перед двигателями внутреннего сгорания и газовыми турбинами.

В отношении длительности службы, сроков между ремонтами и надежности эксплуатации турбоагрегаты заслуживают предпочтение перед поршневыми двигателями. И с этой точки зрения рутно-водяные установки превосходят двигатели внутреннего сгорания.

Рутный цикл в гребных установках кораблей

Основным типом главных двигателей кораблей является паровая турбина. Выше уже указывалось, что дизель не нашел применения в качестве главного двигателя крупных надводных кораблей прежде



Фиг. 217. Удельный расход условного топлива различными тепловыми двигателями и их к. п. д.

всего из-за малой мощности в одном агрегате, а также вследствие и других отрицательных свойств (наличие более качественного и дорогого топлива, меньший срок службы, меньшие периоды между ремонтами, меньшая эксплуатационная надежность, шум, вибрации и проч.).

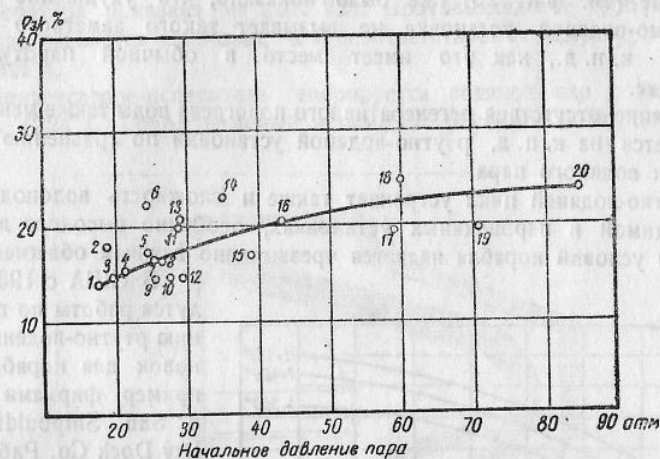
Известно, что судовые паротурбинные установки имеют меньший экономический к. п. д. по сравнению с установками стационарными. Одной из причин более низкого к. п. д. в судовых условиях является невозможность обеспечить принятый для стационарных установок вакуум, а также осуществить развитый регенеративный цикл.

Поэтому даже при сравнительно высоких начальных параметрах пара к. п. д. паротурбинных установок кораблей недостаточно высок, как это видно из фиг. 218.

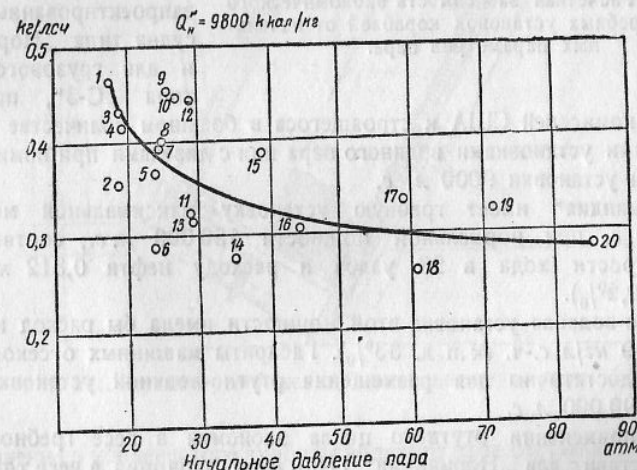
На фиг. 219 даны удельные расходы топлива для кораблей различных классов при различных начальных параметрах пара.

На фиг. 220 дается расчетная зависимость экономического к. п. д. гребных установок кораблей от начальных параметров пара.

Из фигуры видно, что даже при высоких начальных параметрах пара в условиях гребной установки корабля не удается получить экономический к. п. д. свыше 24—25%, тогда как на стационарных паротурбинных установках достигнут к. п. д. до 30—34%.



Фиг. 218. Экономический к. п. д. гребных установок кораблей.



Фиг. 219. Удельный расход топлива в гребных установках кораблей.

Ртутно-водяной цикл обещает значительное повышение экономического к. п. д. механических установок кораблей.

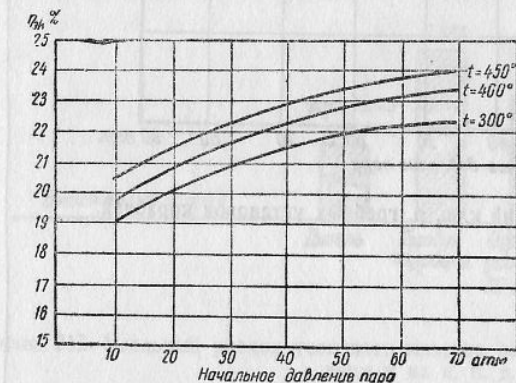
Выше (см. фиг. 25) уже было показано, что ухудшение вакуума в ртутно-водяной установке не вызывает такого заметного падения общего к. п. д., как это имеет место в обычной паротурбинной установке.

Влияние отсутствия регенеративного подогрева воды также менее резко отражается на к. п. д. ртутно-водяной установки по сравнению с установками водяного пара.

Ртутно-водяной цикл устраняет также и сложность водоподготовки, необходимой в пароводяных установках, особенно высокого давления, что для условий корабля является чрезвычайно важным облегчением.

В США с 1936 г. ведутся работы по применению ртутно-водяных установок для кораблей, например, фирмами G. E. Co и Sun Shipbuilding and Dry Dock Co. Работы эти неоднократно обсуждались на собраниях Американского общества кораблестроителей и морских инженеров.

В печати сообщались проектные данные о ртутно-водяных установках, запроектированных для судна типа „Нормандия“ и для грузового судна типа „С-3“, принятого



Фиг. 220. Расчетная зависимость экономического к. п. д. гребных установок кораблей от начальных параметров пара.

морской комиссией США и строящегося в большом количестве с паротурбинными установками водяного пара или с дизелями при номинальной мощности установки 9000 л. с.

„Нормандия“ имеет гребную установку максимальной мощности 160 000 л. с. при нормальной мощности 130 000 л. с., соответствующей скорости хода в 28 узлов и расходу нефти 0,312 кг/л. с.-ч. (к. п. д. 20,2%).

Ртутно-водяная установка этой мощности имела бы расход нефти не более 0,19 кг/л. с.-ч. (к. п. д. 33%). Габариты машинных отсеков „Нормандии“ достаточны для размещения ртутно-водяной установки мощностью 190 000 л. с.

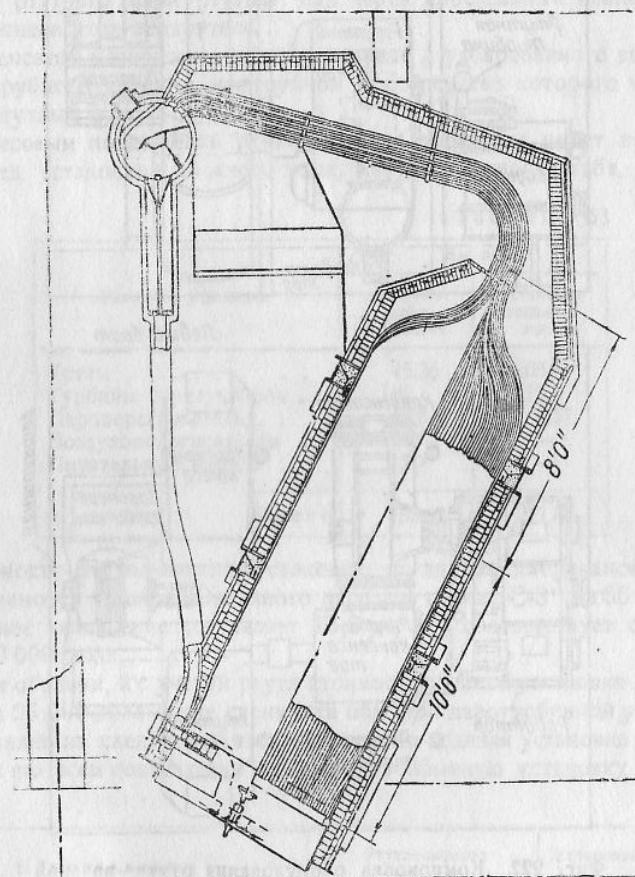
При применении ртутного цикла экономия в весе гребной установки составит для „Нормандии“ 1700 т, а экономия в весе топлива — 3300 т.

Более подробные данные опубликованы по проекту ртутно-водяной установки для грузового судна типа „С-3“ с максимальной мощностью на валу 9550 л. с. и нормальной — 8700 л. с. Число оборотов гребного вала — 85 в минуту.

Мощность на валу ртутной турбины достигает 4750 л. с., мощность на валу турбины водяного пара — 4900 л. с.

Общая паропроизводительность двух генераторов ртутного пара — 180 т/час при давлении у вентилей 7,74 кг/см². Конструкция ртутного парогенератора показана на фиг. 221. Противодействие турбины ртутного пара равняется 0,08 ата, чему соответствует температура конденсации 241°C.

В конденсаторе-испарителе генерируется водяной пар с давлением 26 ата (224°C), перегреваемый в газоходе ртутного котла до 430°C.



Фиг. 221. Ртутнопаровый котел Эммета для судна типа „С-3“.

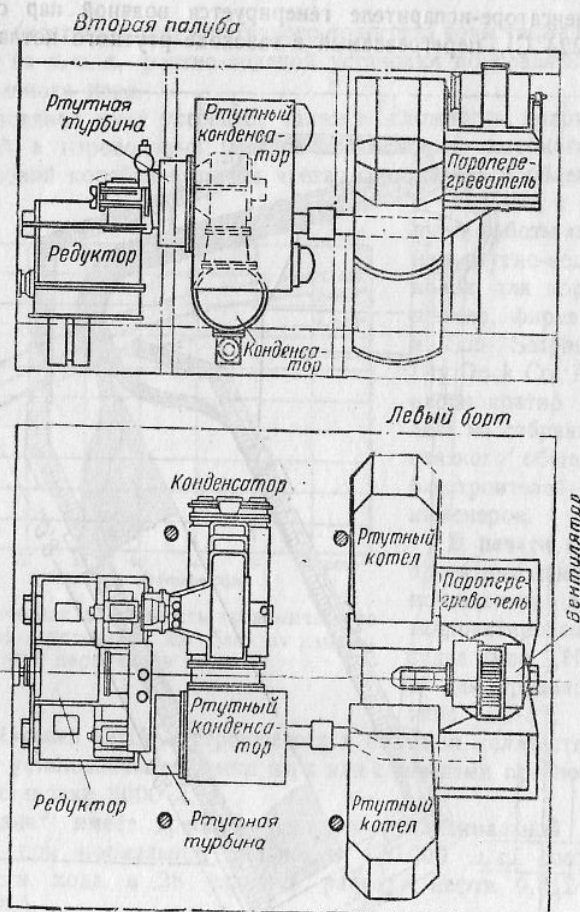
Давление в конденсаторе турбины водяного пара составляет 0,052 ата. Питательная вода поступает в конденсатор-испаритель с температурой 149°C.

Паропроизводительность конденсатора-испарителя равняется 21 т/час.

Ртутный котлоагрегат имеет в качестве хвостовых поверхностей нагрева перегреватель водяного пара (365 м²) и воздухоподогреватель Юнгстрема. При температуре уходящих газов 204°C ртутный котел имеет к. п. д. 84%, что нужно считать заниженной величиной, так как в луч-

ших современных установках кораблей уже достигнуты лучшие показатели по котлоагрегату.

Экономический к. п. д. установки равняется 32%, чему соответствует удельный расход нефти 0,195 кг/л.с.-ч. По подсчетам Эммета, на установке водяного пара при всех прочих равных условиях к. п. д. составил



Фиг. 222. Компонировка оборудования ртутно-водяной установки для судна типа „С-3“.

бы 19,6%, а удельный расход нефти — 0,32 кг/л.с.-ч. Таким образом, применение ртутного цикла в данных условиях дает экономию топлива 40% по сравнению с обычной паротурбинной установкой.

Компоновка оборудования ртутно-водяной установки для судна „С-3“ показана на фиг. 222.

Как видно из этой фигуры, турбина ртутного пара и турбина водяного пара соединены с гребным валом общим зубчатым редуктором. Число оборотов турбин ртутного пара — 1200, водяного — 4000 оборотов в минуту.

Конденсатор водяного пара горизонтальный и расположен под турбиной. Конденсатор ртутного пара вертикальный, кожух его примыкает к выхлопной части турбины ртутного пара.

Дымовые газы из пароперегревателей поступают в воздухоподогреватель Юнгстрема, расположенный выше пароперегревателей.

Проточная часть турбин ртутного пара и водяного пара показана на фиг. 223 и 224.

Турбина водяного пара имеет ступени заднего хода. При выключении турбины ртутного пара ртутный пар через дроссельный клапан поступает в конденсатор-испаритель.

Конденсатор-испаритель выполнен в виде двухбарабанного вертикально-водотрубного котла, в межтрубном пространстве которого конденсируется ртутный пар.

По весовым показателям ртутно-водяная установка имеет преимущества перед установкой водяного пара, как это видно из табл. 63.

Таблица 63

Элементы установки	Вес в т	
	ртутно-водяная установка	установка водяного пара
Котлы	45,36	108,8
Турбины с редуктором	132	112,5
Пароперегреватели	12,8	6,57
Воздухоподогреватели	6,55	—
Питательные насосы	2,7	—
Всего	199,41	227,87

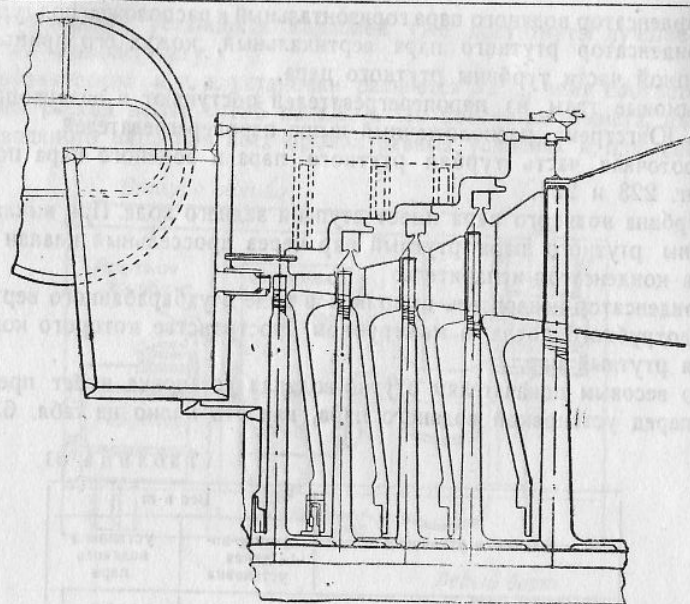
Стоимость ртутно-водяной установки, по данным американских фирм, ниже стоимости установки водяного пара для судна „С-3“ на 56 000 долл.

Ртутное заполнение составляет 13,6 т, что соответствует стоимости ртути 30 000 долл.

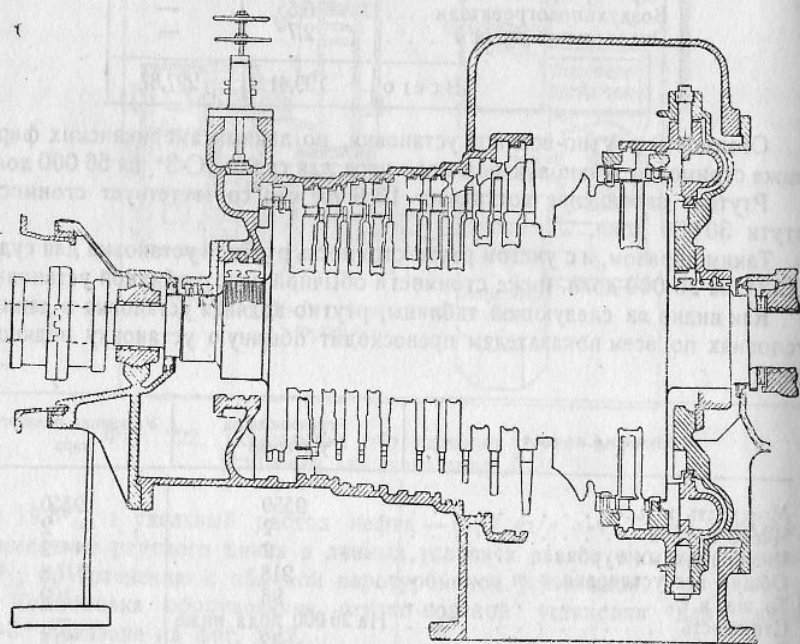
Таким образом, и с учетом ртути стоимость ртутной установки для судна „С-3“ на 26 000 долл. ниже стоимости обычной паротурбинной установки.

Как видно из следующей таблицы, ртутно-водяная установка в данных условиях по всем показателям превосходит обычную установку водяного пара.

Наименование	Ртутно-водяная установка	Установка водяного пара
Мощность в л. с.	9550	9550
Число котлов	2	2
Число главных турбин	2	2
Общий вес установки в т	218	227,8
То же, в %	96	100
Стоимость	На 26 000 долл. ниже	—
Экономический к. п. д. в %	32	19,6
Удельный расход топлива (нефти) в кг/л. с.-ч.	0,195	0,32
То же в %	61	100

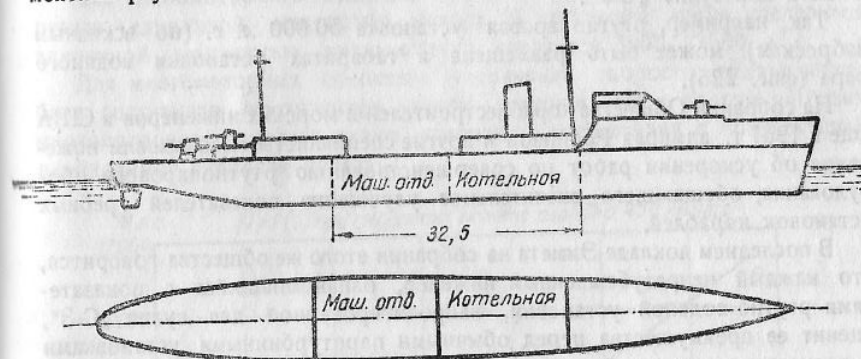


Фиг. 223 Проточная часть ртутно-паровой турбины для судна „С-3“.



Фиг. 224. Проточная часть турбины водяного пара для судна „С-3“.

Следует иметь в виду, что при большей мощности гребной установки и при более высоких параметрах ртутного пара преимущества от применения ртутного цикла могут быть еще значительнее.



Стандарт. водоизмещение 1150 т
Мощность установки водяного пара 36000 л.с.
Главные измерения: 92×9,5×3,2 м

Фиг. 225. Габариты машинно-котельных отсеков для размещения ртутно-водяной установки 50 000 л. с.

В табл. 64 мы приводим расчетные величины дальности плавания без пополнения запасов топлива для различных типов главных двигателей корабля. Расчеты приведены для крейсера типа „Вашингтон“ стандартным водоизмещением 10 000 т при скорости хода 20 узлов и запасе топлива 35% от стандартного водоизмещения.

Таблица 64

Тип механической установки	Дальность плавания	
	в милях	в %
Паротурбинная установка в 33 ата, 425° С	8 200	100
Паротурбинная установка в 120 ата, 500° С	9 700	118
Дизельная установка	10 000	122
Ртутно-водяная установка при давлении ртутного пара в 8—10 ата	13 000	159
Ртутно-водяная установка при давлении ртутного пара в 25 ата	15 500	191

Проведенные нами расчеты показывают, что для корабля такого водоизмещения можно получить ртутное заполнение и вес установки на единицу мощности значительно меньше, чем это приводится в проекте Эммета для судна „С-3“.

Так, например, ртутнопаровая установка 50 000 л. с. (по эскизным наброскам) может быть размещена в габаритах установки водяного пара (фиг. 225).

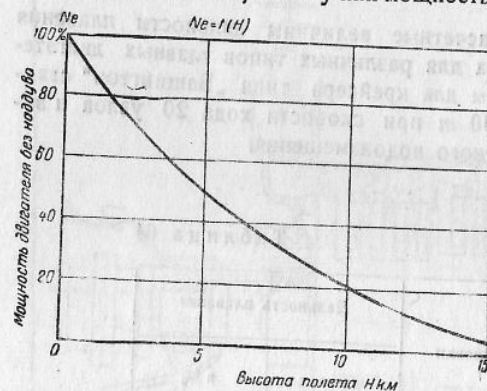
На собрании Общества кораблестроителей и морских инженеров в США еще в 1937 г. адмирал Робинзон и другие специалисты высказывали пожелание об ускорении работ по совершенствованию ртутнопарового оборудования, обещающего значительное улучшение показателей гребных установок кораблей.

В последнем докладе Эммета на собрании этого же общества говорится, что каждый непредубежденный инженер, ознакомившийся с показателями ртутно-водяной установки, запроектированной для судна „С-3“, оценит ее преимущества перед обычными паротурбинными установками и возможные перспективы применения ртутного цикла в гребных установках кораблей.

Ртутный цикл в паровых авиационных двигателях

Повышению потолка самолетов препятствует неблагоприятная высотная характеристика бензиновых двигателей (фиг. 226).

Несколько более благоприятную высотную характеристику имеют авиационные дизели, но и у них мощность, затрачиваемая на наддув, чрезвычайно велика и быстро растет с увеличением потолка.



Фиг. 226. Изменение мощности бензинового двигателя с увеличением высоты полета.

тентов на реактивные двигатели для самолета.

Реактивные двигатели имеют благоприятную высотную характеристику и обеспечивают скорость полета порядка 1000 км/час и выше.

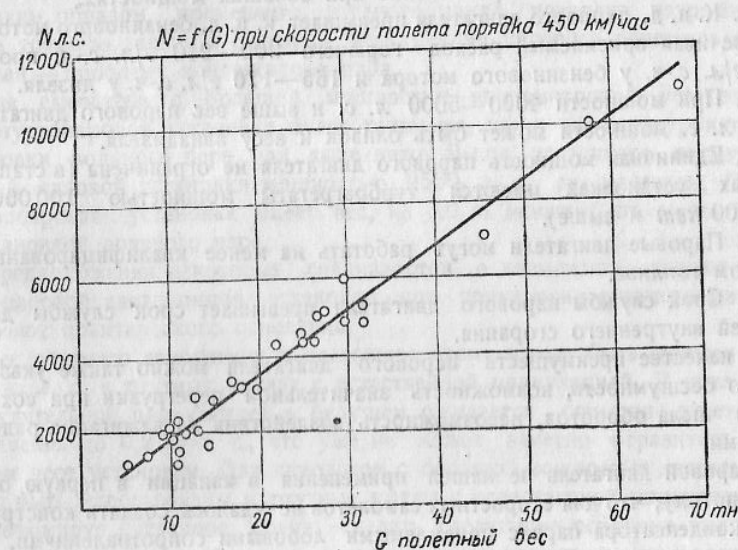
Основным недостатком реактивного двигателя является чрезвычайно низкий к. п. д., что крайне ограничивает радиус действия реактивных самолетов. Особенно низок к. п. д. реактивного двигателя при малых скоростях полета.

Кроме низкого к. п. д., реактивные самолеты имеют и другие недостатки. Неблагоприятна взлетная характеристика. Скороподъемность

реактивного самолета ниже обычной. На земле, при взлете и после посадки управляемость самолета с реактивной тягой также хуже, чем у самолета с винтовой тягой.

Для одномоторного самолета повышение скорости полета лимитируется единичной мощностью мотора. В настоящее время предельной единичной мощностью авиадвигателя считается 3000—3500 л. с.

Для многомоторных самолетов увеличение скорости полета может быть достигнуто увеличением числа моторов. Но с ростом нагрузки многомоторного самолета также возникают затруднения с обеспечением необходимой скорости полета.



Фиг. 227. Зависимость мощности моторной установки от полетного веса машины.

Имеются сообщения¹, что в США и Англии ведутся работы по проектированию сверхтяжелых самолетов (летающих лодок) с полетным весом 90, 250 и 900 т.

На фиг. 227 показана зависимость мощности винтомоторной установки от полетного веса для самолетов со скоростью полета около 450 км/час.

Для самолета с полетным весом 250 т требуется мощность 35 000—40 000 л. с., для самолета с полетным весом 900 т—130 000—140 000 л. с.

Эти цифры показывают, что дальнейший рост грузоподъемности самолетов, так же как повышение потолка и скорости полета, лимитируется единичной мощностью существующих авиадвигателей.

Если даже принять единичную мощность мотора 4000 л. с., то для самолета с полетным весом 250 т потребовалось бы 10 моторов, а для самолета с полетным весом 900 т—35 моторов.

¹ См., например, „Flight“ № 1753, 1942.

Проблемы повышения потолка, скорости полета и грузоподъемности вызвали необходимость создания такого авиационного двигателя, который при благоприятной высотной характеристике и достаточной экономичности мог бы иметь большую мощность в агрегате.

Паровой двигатель принципиально имеет следующие основные преимущества для применения в авиации:

1. Мощность его с ростом потолка не уменьшается, как у бензинового мотора и дизеля, а сохраняется постоянной или даже может несколько возрастать, так как мощность конденсатора пара увеличивается с высотой.

2. Малое лобовое сопротивление при больших мощностях.

3. К. п. д. парового двигателя превышает к. п. д. бензинового мотора, обеспечивая приемлемый расход горючего 200—210 г/л. с.-ч. против 220 г/л. с.-ч. у бензинового мотора и 165—170 г/л. с.-ч. у дизеля.

4. При мощности 4000—5000 л. с. и выше вес парового двигателя на 1 л. с. мощности может быть близок к весу авиадизеля.

5. Единичная мощность парового двигателя не ограничена (в стационарных установках имеются турбоагрегаты мощностью 100 000—200 000 кВт и выше).

6. Паровые двигатели могут работать на менее квалифицированном жидком топливе.

7. Срок службы парового двигателя превышает срок службы двигателей внутреннего сгорания.

В качестве преимуществ парового двигателя можно также указать на его бесшумность, возможность значительной перегрузки при сохранении числа оборотов, невозможность воздействия на зажигание радиоволнами.

Паровой двигатель не нашел применения в авиации в первую очередь потому, что для скоростных самолетов не удалось создать конструкцию конденсатора пара с приемлемыми лобовыми сопротивлениями, габаритами и весом. Это объясняется низкой эффективностью теплообмена в конденсаторе со стороны воздуха и небольшой разностью температур охлаждающего воздуха и конденсирующегося пара. Увеличение температурного напора в конденсаторе за счет ухудшения вакуума может уменьшить размеры и сопротивление конденсатора, но это одновременно очень сильно снизит экономический к. п. д. установки.

В связи с проектированием сверхтяжелых самолетов за границей снова заметно повышение интереса к паровым авиационным двигателям, причем ряд специалистов в связи с этим рассматривает возможность использования в авиации и ртутнопаровых установок¹.

Ртутно-водяные установки в применении к авиации имеют два основных преимущества перед установками водяного пара:

1. Более высокий к. п. д., обеспечивающий удельный расход горючего на уровне авиадизеля, а в дальнейшем даже ниже, чем у дизеля.

2. Меньшие размеры конденсатора пара.

Выше указывалось, что при давлении ртутного пара в 10 ата достигнут к. п. д. ртутно-водяной установки 38%, чему соответствует расход горючего 165 г/л. с.-ч.

¹ См., например, „Flight“ № 1753, 1942.

При повышении давления ртутного пара до 25—30 ата ожидается к. п. д. порядка 43—45%, что снижает расход горючего до 150—140 г/л. с.-ч.

В ртутно-водяной установке турбина водяного пара будет нести примерно половину общей нагрузки, а остальная нагрузка придется на долю ртутного пара. Это означает, что расход водяного пара через конденсатор будет примерно в два раза меньше, чем в паротурбинной установке водяного пара. Следовательно и поверхность охлаждения конденсатора ртутно-водяной установки будет в два раза меньше, чем в установке водяного пара.

Таким образом, применение ртутного цикла позволит разрешить самую трудную задачу в создании конструкции парового двигателя для авиации — проблему конденсатора пара.

Для самолетов с большой мощностью винтомоторной установки вес ртутнопаровой установки будет таким же, как и для паротурбинной установки водяного пара или даже ниже. Выше, на примере паротурбинной судовой установки мощностью 9550 л. с., мы показали, что ртутнопаровая установка имеет вес, на 10 т меньший по сравнению с установкой водяного пара.

Предположения некоторых специалистов о возможном увеличении веса паровой авиационной установки при применении ртутного цикла не имеют практического основания.

Вес ртутного заполнения в настоящее время может быть снижен до 0,95 кг/л. с. в ртутных котлах с естественной циркуляцией. В котлах с принудительной циркуляцией в будущем ожидается снижение ртутного заполнения до 0,2 кг/л. с., что уже не может заметно отразиться на общем весе установки. Для самолетов с большой мощностью двигателей могут быть использованы и ртутные котлы с естественной циркуляцией.

Резюмируя сказанное, можно сделать следующие основные выводы:

1. Для самолетов с большим полетным весом возможно использование ртутно-водяной бинарной установки на основе имеющихся конструкций ртутных паровых котлов с естественной или принудительной циркуляцией и ртутных паровых турбин, обеспечивающих в принципе приемлемые весовые показатели установки и ее габариты.

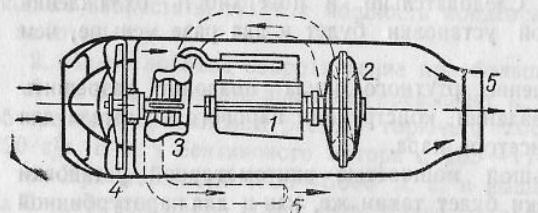
2. Для скоростных самолетов с небольшим полетным весом необходимо разработать ртутные котлы и ртутно-паровые турбины с меньшим весом на единицу мощности.

До сих пор мы рассматривали перспективы применения ртутно-водяных бинарных установок, недостатком которых для условий легких самолетов является наличие двух турбин: водяного пара и ртутного пара. Теплофизические свойства ртути позволяют рассчитывать на осуществление ртутнопаровой авиационной установки и без водяной ступени, в комбинации с газовыми и реактивными циклами.

Например, в схеме реактивного двигателя, предложенного Уитлом (фиг. 228), двигатель Дизеля мог бы быть заменен ртутнопаровой турбиной, так как наличие поршневого двигателя ухудшает эксплуатационные качества этой схемы. В этом случае в камере сгорания, работающей под высоким наддувом, должны быть расположены поверхности нагрева ртутного котла. Ртутнопаровая турбина заменила бы дизель в качестве привода компрессора. Для повышения к. п. д. установки газовая тур-

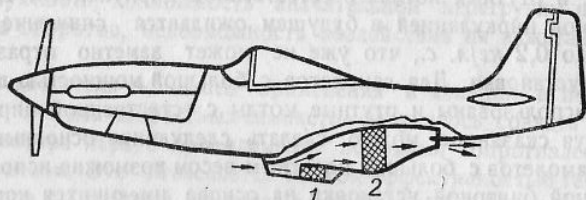
бина, имеющаяся в схеме Уитла, может быть сохранена, что уменьшит на соответствующую величину мощность ртутнопаровой турбины и ртутного котла.

Тепло, выделяемое при конденсации ртутного пара, может быть использовано для создания дополнительной реактивной тяги, например по принципу, использованному на истребителе „Мустанг“ (фиг. 229).



Фиг. 228. Схема реактивного двигателя Уитла с двойным расширением:
1 — дизель; 2 — нагнетатель;
3 — газовая турбина; 4 — осевой компрессор; 5 — сопло.

Возможно также применение ртутнопаровой турбины в схеме реактивно-винтовой установки самолета. В этом случае газовая и ртутнопаровая турбины могут работать на винт, отдавая часть мощности на привод компрессора и вспомогательных механизмов. Такая комбинированная установка могла бы улучшить взлетную характеристику реактивного самолета и его скороподъемность, а также улучшить к. п. д. при малых скоростях полета и управляемость на земле.



Фиг. 229. Истребитель „Мустанг“ с дополнительной реактивной тягой:

1 — масляный радиатор; 2 — радиатор для охлаждения мотора и нагнетателя.

В ртутнопаровой установке без водяной ступени проблема конденсатора отпадает, так как ртутный пар конденсируется при высокой температуре, и высокий температурный напор в конденсаторе обеспечивает малые размеры и вес конденсатора, размещение которого не будет представлять трудности.

Применение ртутного пара в тепловом хозяйстве металлургических заводов

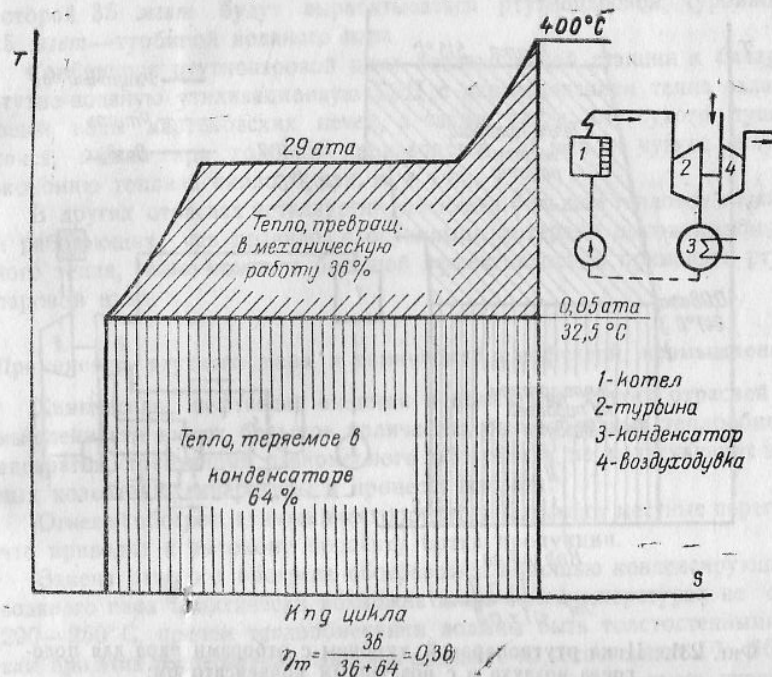
В тепловом хозяйстве металлургических предприятий, особенно в черной металлургии, имеются огромные количества неиспользуемого или неэффективно используемого высокопотенциального тепла.

Инженер В. Д. Пашков¹ показал, что применение ртутного цикла в системе теплоснабжения металлургического комбината может дать экономии топлива около 0,3 т (в условном топливе) на тонну выплавляемого чугуна.

Эта экономия топлива может быть получена следующим образом:

а) Применение ртутнопаровой турбины в качестве привода турбовоздуходувки доменного цеха

Мощность привода турбовоздуходувки для доменной печи 1300 м³ составляет 10—12,5 мвт, а для четырех печей — 40—50 мвт. Использование в качестве привода воздуходувки обычной конденсационной



Фиг. 230. Цикл пароводяной турбины в качестве привода турбовоздуходувки.

турбины водяного пара связано с большими потерями тепла в конденсаторе, достигающими 65—70% от подведенного к турбине тепла, как это видно из фиг. 230.

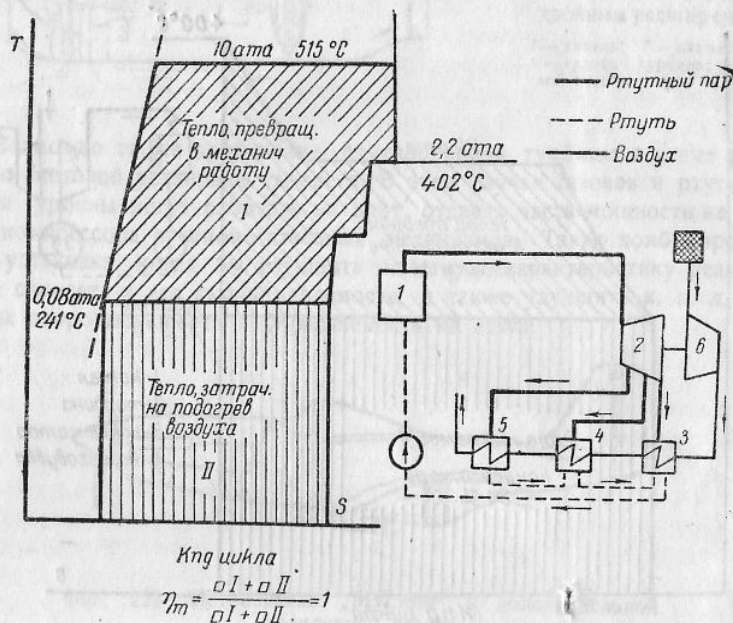
Воздух для дутья обычно нагревается в кауперах. При этом способе подогрева неизбежна потеря до 20% воздуха, а также неизбежно его загрязнение. Можно отказаться от подогрева воздуха в кауперах, заменив их металлическими рекуператорами, что устранит потери воздуха и его загрязнение.

В этом случае наиболее экономичной будет схема с применением ртутнопаровой турбины в качестве привода турбовоздуходувки, причем

¹ „Сталь“ № 4, 1940.

отработавший пар будет конденсироваться, отдавая свое тепло воздуху, идущему на дутье.

Сравнительный анализ других схем теплового хозяйства металлургических заводов (с парогенераторами „Велокс“, газовыми турбинами) показывает, что они дают экономию по сравнению с пароводяными турбинами, но значительно уступают по экономичности схеме с ртутно-паровым циклом. Тепловая схема и теоретический цикл воздухоудной станции с ртутнопаровой турбиной, имеющей два отбора пара — для подогрева воздуха и охлаждаемый дутьевым воздухом конденсатор, показаны на фиг. 231.



Фиг. 231. Цикл ртутнопаровой турбины с отборами пара для подогрева воздуха и с воздушным конденсатором:

1 — ртутный котел; 2 — ртутная турбина; 3 — воздушный конденсатор; 4, 5 — регенеративные подогреватели воздуха; 6 — воздухоудка.

При давлении ртутного пара в отборе 2,5 *ата* дутьевой воздух может быть нагрет до 400°С, так как температура конденсации ртутного пара при указанном давлении равняется 410°С.

Пройдя через конденсатор ртутного пара и два подогревателя, обогреваемые ртутным паром из отборов турбины, воздух поступает в трубчатый воздухоподогреватель, размещенный в газоходе ртутнопарового котла. В последнем подогревателе температура воздуха может быть доведена до 600—700°С.

Если к. п. д. пароводяного цикла (см. фиг. 230) составляет при данных параметрах лишь 36%, а остальное тепло теряется с циркуляционной водой, то в ртутнопаровом цикле (см. фиг. 231) к. п. д. равняется 100%, так как все тепло отработавшего ртутного пара отдается воздуху, идущему на дутье.

Осуществление такой ртутнопаровой воздухоудной станции не встречает принципиальных затруднений, так как конструкции ртутнопаровых котлов и ртутнопаровых турбин, а также необходимого вспомогательного оборудования изучены.

Воздухоподогреватели с подогревом воздуха до 600—700°С отходящими газами также проверены в эксплуатации.

б) Применение ртутнопаровых котлов-утилизаторов

Располагая ртутнопаровые котлы-утилизаторы за мартеновскими печами, можно в условиях рассматриваемого комбината получить без существенной затраты топлива электрическую мощность в 60 *мгвт*¹, из которой 35 *мгвт* будут вырабатываться ртутнопаровой турбиной и 25 *мгвт* — турбиной водяного пара.

Комбинируя ртутнопаровой цикл воздухоудной станции и бинарную ртутно-водяную утилизационную ТЭЦ с использованием тепла охлаждающей воды мартеновских печей, а также тепла от сухого тушения кокса, можно при годовом производстве 20 млн. *т* чугуна получить экономию топлива около 6 млн. *т* в год.

В других отраслях металлургии, имеющих большое тепловое хозяйство и работающих, как правило, с огромными потерями высокопотенциального тепла, также можно с большой эффективностью применить ртутнопаровой цикл.

Применение ртутного пара в химической и нефтяной промышленности

Химическая, нефтяная, пищевая и целый ряд других отраслей промышленности имеют большое количество разнообразных теплообменных аппаратов, требующих равномерного обогрева и не допускающих заметных колебаний температуры в процессе нагрева.

Огневой обогрев, а также электрообогрев вызывают местные перегревы, что приводит к высокому проценту брака продукции.

Замена огневого обогрева обогревом с помощью конденсирующегося водяного пара практически возможна лишь при температурах не выше 200—250°С, причем теплообменники должны быть толстостенными, так как при этих температурах давление водяного пара составляет 16—50 *ата*. Фактически оно будет еще выше, так как необходимо иметь значительный температурный перепад на поверхностях нагрева.

Температура на стороне конденсации не может быть выше 374°С (критическая температура для воды), а на стороне обогрева — не выше 330—350°С. При этом теплообменный аппарат будет работать под давлением 225 *ата*.

Следовательно, для процессов нагрева с температурой выше 200—250°С необходимо применять не водяной пар, а пар другой жидкости, имеющей более высокую температуру кипения, причем желательно, чтобы давление пара при рабочей температуре было более низким. Имеется опыт применения в теплообменных аппаратах паров различных органических соединений (дифенил, окись дифенила, нафталин, различные эвтектические смеси органических соединений). Все эти вещества

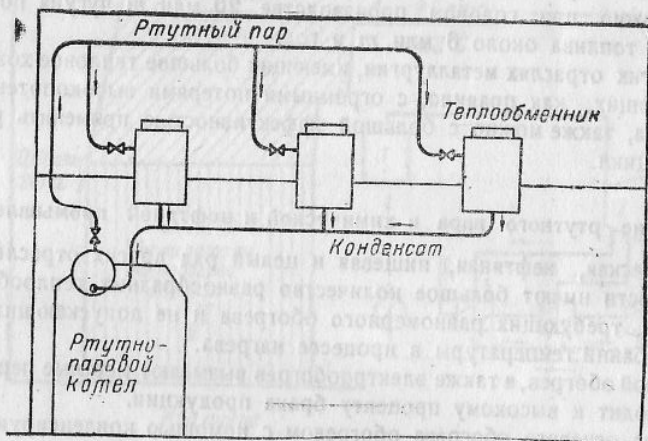
¹ По расчетам В. Д. Пашкова.

мало пригодны в длительной эксплуатации, так как они недостаточно стойки (имеет место разложение, осмоление и проч.) при повышенных температурах.

Это обстоятельство не позволяет использовать названные соединения в процессах нагрева с температурой выше 300—400°С.

Наиболее благоприятными свойствами в качестве обогревающей среды в высокотемпературных процессах обладает ртуть, которая может применяться в процессах обогрева с температурой до 760—800°С в виде насыщенного пара. При этом ртуть имеет весьма ценное свойство—при высоких температурах давление ее пара весьма не велико. Так, при температуре 374°С давление ртутного пара равняется 1 *ата*, при 400°С—около 2,5 *ата*, при 500°С—8,5 *ата*.

Вследствие большого удельного веса жидкой ртути ртутнопаровая установка для обогрева может быть выполнена без всяких механизмов и состоять лишь из ртутнопарового котла и обогревающих аппаратов, как это показано на фиг. 232.



Фиг. 232. Схема установки для обогрева ртутным паром.

Такая установка может безостановочно и без ремонтов работать в течение года или еще большего срока, не требуя ни ремонтного, ни большого штата обслуживающего персонала. Достаточно иметь сменных кочегаров и дежурного слесаря для наблюдения за арматурой, приборами и проч.

Контроль температуры обогрева в такой установке очень прост, осуществляется наблюдением за показанием манометра на трубопроводе ртутного пара. С помощью регулирующих клапанов можно легко поддерживать заданное давление ртутного пара, что обеспечивает колебания температуры не более 5—10°С.

При необходимости еще более жесткого поддержания постоянства температуры обогрева может быть применена аппаратура автоматического регулирования. При обогреве конденсирующимся ртутным паром полностью исключена опасность местных перегревов.

В США эксплуатируется около 20 ртутнопаровых установок, использующих ртутный пар в качестве греющей среды для крекинга нефти

(в частности, для получения высокооктановых бензинов), для дистилляции высококачественных смазочных масел. Имеются также установки для перегонки, варки и других процессов, где требуется постоянство температуры.

Ртутнопаровые установки для обогрева в различных высокотемпературных процессах просты по конструкции, не сложны в производстве и эксплуатации. Стоимость их и необходимое количество ртути невелики.

Установки этого типа можно выполнить абсолютно герметичными, что устраняет возможность каких-либо потерь ртути, а также возможность образования окиси ртути, ухудшающей условия теплообмена в котле и обогревающих аппаратах.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Приведенные в этой работе результаты исследования рабочих процессов в элементах ртутнопарового оборудования выявляют специфические особенности этих процессов, обусловленные молекулярными свойствами ртути. В некоторых отношениях эти свойства ртути неблагоприятны, примером чего являются внутрикотловые процессы.

Однако эти же свойства обуславливают чрезвычайно выгодные термодинамические характеристики ртути как рабочего тела паросиловых установок, позволяющие приблизить к п. д. рабочего процесса установки к к. п. д. идеального цикла Карно.

Критические параметры ртути велики, что позволяет в будущем, по мере достижений металлургии, получить еще более высокие значения к. п. д. ртутно-водяных установок, уже и теперь превышающих по к. п. д. не только паротурбинные установки высокого давления, но даже и двигатели Дизеля.

В ближайшие годы даже при низком начальном давлении ртутного пара (10 *ата*) имеется возможность достичь экономического к. п. д. нетто до 41—42%. При начальном давлении ртутного пара в 20 *ата* к. п. д. может быть повышен до 44—45%. Никакие другие тепловые двигатели пока не обещают в перспективе таких высоких экономических показателей при использовании даже низкокачественного твердого топлива.

На ТЭЦ применение ртутного цикла позволяет в 2—3 раза увеличить выработку электроэнергии на единицу отпускаемого тепла, что позволит радикально улучшить структуру топливного баланса крупных промышленных центров, вытесняя неэкономичные индивидуальные котельные и промышленные печи с огневым обогревом.

Ртутный цикл позволит получить высокий экономический к. п. д. в паротурбинных установках малой мощности.

Ртутный цикл является лучшим средством рационализации теплового хозяйства и утилизации отходов тепла в металлургических предприятиях, а также во многих других отраслях промышленности.

Применение ртутного пара в качестве теплоносителя в высокотемпературных технологических процессах нефтеперерабатывающей, химической и других отраслях промышленности позволяет гибко и точно регулировать рабочую температуру, обеспечивая высокое качество продукции. Так, ртутный пар применен для получения высокооктановых бензинов и высококачественных смазочных масел для авиации.

Применение ртутно-водяного цикла в механических установках кора-

б лей позволит увеличить дальность плавания без пополнения запасов то плава или при той же дальности плавания освободить значительную часть водоизмещения для других нагрузок корабля.

Применение ртутного пара в авиационных винтомоторных установках может решить проблему конденсатора пара, так как его габариты, лобовое сопротивление и вес получаются в несколько раз меньшими, чем при водяном паре.

Наиболее эффективной является надстройка ртутного цикла над существующими паротурбинными установками. В Советском Союзе эта надстройка может выполняться над установками водяного пара с начальным давлением 22 и 34 *атм*, что даст экономию топлива до 50%.

Приведенные в этой книге результаты работ, экспериментальные и эксплуатационные характеристики ртутнопарового оборудования и исследования рабочего процесса позволяют проектировать ртутно-водяные установки энергетического, промышленного и транспортного назначения, а также конструировать ртутное энергетическое оборудование.

Работающим над применением ртутного пара в различных отраслях промышленности будут полезны и сведения о конструкциях ртутнопарового оборудования, разработанных в ЦКТИ и описываемых в этой работе, а также об исследованиях этого оборудования, проведенных в стендовых и лабораторных условиях.

Ртутнопаровые установки в настоящее время выходят из стадии экспериментальных исканий.

ПРИЛОЖЕНИЕ 1

ТАБЛИЦЫ И ДИАГРАММЫ РТУТНОГО ПАРА

Давление ртутного пара

При составлении таблиц ртутного пара Экк („Forschung“ № 1, 1933) пользовался $P-t$ -зависимостью для ртутного пара, полученной Смитом и Мензисом экспериментальным путем и обработанной Герцем. Другие экспериментальные данные (Рамсэй, Юнг, Герц) не противоречат данным Мензиса, выражаемым уравнением типа Кирхгофа—Ранкина,

$$\lg P = A - \frac{B}{T} - C \lg T,$$

где T — температура кипения в °К, p — мм рт. ст.;

$$A = 9,9073436;$$

$$B = 3276,628;$$

$$C = 0,6519904.$$

Более точную $P-t$ -зависимость в пределах 122—435° С Герц выражает уравнением

$$\lg P = 9,957094 - \frac{3283,92}{T} - 0,665240 \lg T.$$

Шелдон при составлении таблиц ртутного пара использовал первое из этих уравнений, Экк — второе, выразив P в кг/см^2 :

$$\lg P = 7,090499 - \frac{3283,92}{T} - 0,665240 \lg T.$$

Скрытая теплота испарения ртути

Шелдон использовал для своих таблиц данные Курбатова и Лумиса о величинах скрытой теплоты испарения ртути, получив из них уравнение:

$$r = 128,2 - 0,022 (t - 400).$$

Экк пользовался для своих таблиц уравнением:

$$r = (73,051 - 0,006585 t) (1 - 0,0003 P),$$

где t — температура кипения при давлении P .

Удельные объемы насыщенного ртутного пара

Пользуясь известными величинами скрытой теплоты испарения ртути, Шелдон („Transaction ASME“, 1924) с помощью уравнения Клапейрона — Клаузиуса определяет разность удельных объемов пара и жидкости $u = v'' - v'$

$$u = \frac{r}{\frac{dP}{dT} \cdot A \cdot T}$$

Так как удельный объем жидкости v' мал по сравнению с удельным объемом пара v'' , Шелдон принимает

$$u \approx v''$$

Величину $\frac{dP}{dT}$ Шелдон вычисляет из приводившегося выше уравнения

$$\lg P = A - \frac{B}{T} - C \lg T.$$

Удельный вес ртутного пара

$$\gamma'' = \frac{1}{v''}$$

Экк при составлении своих таблиц пользовался удельными объемами жидкой ртути из опытов Гофмана и Мейснера, выражаемыми уравнениями:

$$v' = 0,00007355 (1 + 0,18223 \cdot 10^{-3}t + 1,31 \cdot 10^{-9}t^2 + 39,9 \cdot 10^{-12}t^3 + 9,3 \cdot 10^{-15}t^4) [1 - 4,55 \cdot 10^{-3}t(P-1,033)] - 4,55 \cdot 10^{-9}(P-1,033),$$

где

$$v' - \text{м}^3/\text{кг};$$

$$P - \text{кг/см}^2;$$

$$t - ^\circ\text{C}.$$

Теплота и энтропия жидкой ртути

Для теплоты и энтропии жидкой ртути Экк дает уравнения:

$$i' = 3,3501 \left(\frac{t}{100}\right) - 0,050033 \left(\frac{t}{100}\right)^2 + 0,014502 \left(\frac{t}{100}\right)^3 - 0,958 \cdot 10^{-3} \left(\frac{t}{100}\right)^4 + A P v';$$

$$S' = 0,22598 + 0,092748 \lg T - 0,0024811 \left(\frac{t}{100}\right) + 0,26989 \cdot 10^{-3} \left(\frac{t}{100}\right)^2 - 0,012778 \cdot 10^{-3} \left(\frac{t}{100}\right)^3 + A \int_{273,2}^T \frac{P \cdot dv'}{T}.$$

Здесь v' — удельный объем жидкости в $\text{м}^3/\text{кг}$ при температуре $t^\circ\text{C}$ и давлении насыщенного пара P кг/м^2 . Коэффициент $A = 0,00234$ ккал/кг .

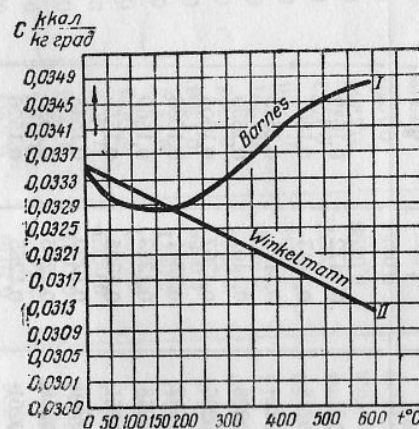
Интеграл, входящий в уравнение, решается графически по линии насыщения.

Теплота и энтропия жидкости при 0°C приняты равными нулю. Зависимость теплоемкости жидкой ртути от температуры дана на фиг. 233. Кривая I построена по уравнению Барнеса:

$$C = 0,0335 - 0,001007 \left(\frac{t}{100}\right) + 0,000435 \left(\frac{t}{100}\right)^2 - 0,0383 \cdot 10^{-3} \left(\frac{t}{100}\right)^3 \text{ ккал/кг град.}$$

Кривая II построена по уравнению Винкельмана

$$C = 0,0351 - 0,000003852t \text{ ккал/кг град.}$$



Фиг. 233. Теплоемкость жидкой ртути.

Теплосодержание насыщенного и перегретого пара

Теплосодержание насыщенного и перегретого пара Экк вычисляет по обычным уравнениям:

$$i'' = i_1 + x r;$$

$$i = i'' + 0,02475 (t - t_n).$$

Энтропия насыщенного и перегретого пара

Для энтропии насыщенного и перегретого пара Экк дает уравнения:

$$S'' = S' + x \frac{r}{T_n};$$

$$S = S'' + 0,05698 \lg \frac{T}{T_n}.$$

Удельный объем перегретого ртутного пара

Удельный объем перегретого ртутного пара Экк вычисляет из уравнения

$$v = 4,226 \frac{T}{P}.$$

В табл. I даются результаты вычислений Шелдона для диапазона давлений ртутного пара от 0,03 до 12 атм .

Свойства ртутного пара по Экку даются в табл. II для диапазона давлений от 0,001 до 50 атм .

Приводимая ниже J — S -диаграмма ртутного пара построена по данным Экка с внесением некоторых коррективов на основе данных других исследований.

Свойства ртутного пара по Шеллону

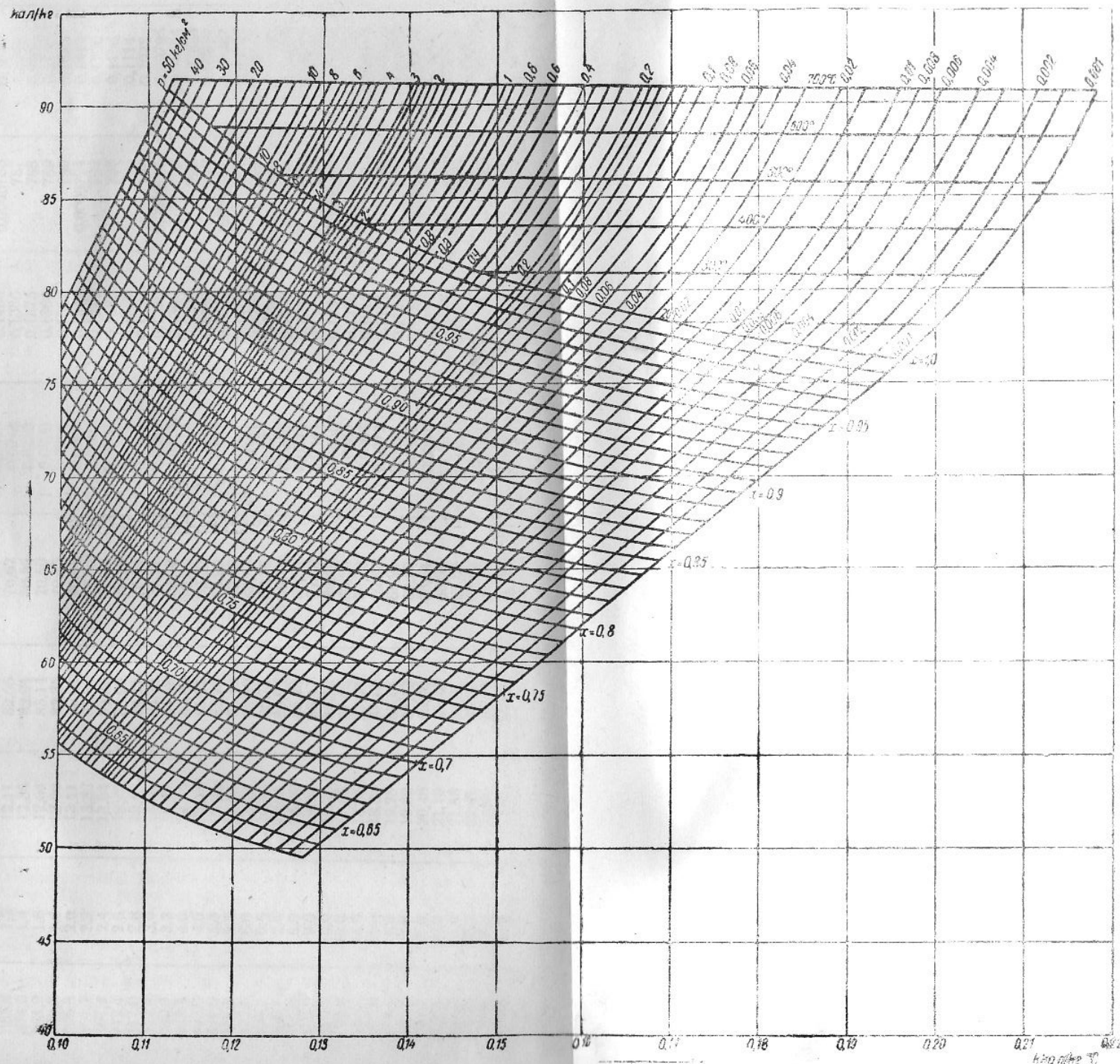
Давление пара P в атм	Температура пара t° в $^{\circ}C$	Теплота жидкости q в ккал/кг	Скрытая теплота паро- образования r в ккал/кг	Теплосодержа- ние пара $i = q + r$ в ккал/кг	Энтальпия жидкости S' в ккал/кг град	Энтальпия пара S'' в ккал/кг град	$S' + S''$ в ккал/кг град	Удельный объем пара v_H в м ³ /кг	Удельный вес пара γ_H в кг/м ³
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
0,03	237,6	7,75	71,20	78,95	0,021	0,1472	0,1689	6,7	0,14
0,04	216,9	8,08	71,00	79,10	0,0218	0,1443	0,1667	5,3	0,19
0,05	224,5	8,38	70,83	79,22	0,0224	0,1421	0,1645	4,15	0,24
0,06	230,9	8,62	70,69	79,32	0,0228	0,1401	0,1630	3,5	0,28
0,08	241,0	9,0	70,46	79,47	0,0236	0,1367	0,1605	2,52	0,37
0,10	249,6	9,31	70,27	79,60	0,0242	0,1341	0,1586	2,18	0,46
0,12	256,7	9,58	70,12	79,71	0,0248	0,1323	0,1569	1,84	0,54
0,14	262,7	9,81	69,99	79,81	0,0251	0,1305	0,1555	1,56	0,63
0,16	268,0	10,0	69,89	79,90	0,0266	0,1290	0,1548	1,39	0,72
0,18	272,9	10,18	69,78	79,96	0,0258	0,1276	0,1535	1,26	0,8
0,20	277,3	10,34	69,68	80,02	0,0261	0,1265	0,1526	1,16	0,88
0,25	286,7	10,72	69,45	80,17	0,0268	0,1240	0,1567	0,94	1,09
0,30	294,4	11,03	69,27	80,30	0,0273	0,1219	0,1491	0,78	1,9
0,35	301,7	11,28	69,12	80,41	0,0278	0,1200	0,1478	0,66	1,48
0,40	308,0	11,51	68,98	80,50	0,0282	0,1183	0,1467	0,59	1,69
0,50	318,8	11,92	68,85	80,67	0,0286	0,1161	0,1449	0,53	2,05
0,60	328,0	12,25	68,54	80,81	0,0288	0,1137	0,1429	0,4	2,5

0,70	336,0	12,56	68,37	80,93	0,0299	0,1122	0,1418	0,345	2,8
0,80	343,0	12,83	68,21	81,03	0,0304	0,1105	0,1408	0,305	3,2
0,90	349,0	13,06	68,07	81,12	0,0308	0,1092	0,1398	0,278	3,5
1,0	355,0	13,27	67,95	81,21	0,0311	0,1079	0,1390	0,25	3,9
1,2	365,0	13,65	67,73	81,37	0,0317	0,1056	0,1376	0,211	4,7
1,4	374,0	14,0	67,54	81,50	0,0322	0,1041	0,1364	0,185	5,4
1,6	382,0	14,3	67,37	81,63	0,0326	0,1026	0,1354	0,163	6,8
1,8	389,3	14,55	67,22	81,74	0,0330	0,1013	0,1344	0,146	6,8
2,0	395,8	14,77	67,06	81,84	0,0334	0,1001	0,1336	0,132	7,4
2,2	401,7	15,0	66,92	81,93	0,0338	0,0989	0,1328	0,122	8,1
2,4	407,4	15,20	66,79	82,02	0,0341	0,0980	0,1322	0,114	8,8
2,6	413,0	15,40	66,69	82,10	0,0344	0,0971	0,1315	0,106	9,5
2,8	417,5	15,60	66,58	82,17	0,0346	0,0958	0,1306	0,099	10,2
3,0	423,0	15,76	66,78	82,24	0,0349	0,0950	0,1303	0,092	10,9
3,5	433,0	16,16	66,24	82,42	0,0354	0,0936	0,1291	0,08	12,4
4,0	442,5	16,53	66,04	82,57	0,0359	0,0921	0,1280	0,071	14,0
4,5	451,0	16,85	65,84	82,70	0,0364	0,0907	0,1272	0,064	15,6
5,0	459,0	17,15	65,67	82,82	0,0368	0,0896	0,1264	0,058	17,2
5,5	466,5	17,40	65,50	82,93	0,0372	0,0884	0,1256	0,053	18,8
6,0	473,0	17,67	65,35	83,03	0,0376	0,0874	0,1249	0,049	20,4
6,5	479,5	17,90	65,22	83,13	0,0378	0,0865	0,1244	0,045	22,0
7,0	485,3	18,13	65,07	83,22	0,0381	0,0857	0,1238	0,043	23,5
8,0	496,7	18,55	64,84	83,38	0,0386	0,0841	0,1238	0,0425	26,5
9,0	506,3	18,85	64,61	83,54	0,0391	0,0827	0,1219	0,0383	29,5
10,0	515,5	19,25	64,41	83,68	0,0395	0,0815	0,1211	0,030	32,5
12,0	532,5	19,87	64,04	83,94	0,0403	0,0794	0,1194	0,026	38,3

Свойства ртутного пара по Экку

Таблица II

Температура насыщенного пара t_H в $^{\circ}\text{C}$	Давление пара P в атм	Теплота жидкости q в ккал/кг	Теплодер- жание пара i в ккал/кг	Скрытая теплота паро- образования r в ккал/кг	Энтродия жидкости S' в ккал/кг град	Энтродия пара S'' в ккал/кг град	Удельный объем жид- кости v' в $\text{м}^3/\text{кг}$	Удельный объем пара v'' в $\text{м}^3/\text{кг}$
1	2	3	4	5	6	7	8	9
118,5	0,0010	3,96	76,22	72,26	0,0119	0,1959	0,0000752	165,9
128,4	0,0016	4,23	76,44	72,21	0,0126	0,1920	753	113,0
134,6	0,002	4,45	76,61	72,16	0,0132	0,1902	754	86,16
144,1	0,003	4,76	76,86	72,10	0,0139	0,1867	755	58,78
151,2	0,004	4,98	77,03	72,05	0,0145	0,1843	756	44,84
161,5	0,005	5,31	77,32	71,98	0,0152	0,1808	758	30,62
168,9	0,008	5,58	77,62	71,94	0,0158	0,1785	759	23,35
175,0	0,010	5,79	77,69	71,90	0,0162	0,1767	0,0000760	18,94
186,6	0,015	6,16	77,98	71,82	0,0171	0,1733	761	12,95
195,0	0,02	6,44	78,20	71,76	0,0178	0,1711	762	9,893
207,6	0,03	6,85	78,53	71,68	0,0186	0,1677	764	6,772
216,9	0,04	7,16	78,78	71,62	0,0193	0,1654	765	5,178
221,5	0,05	7,41	78,98	70,57	0,0198	0,1636	766	4,206
230,9	0,06	7,63	79,16	71,53	0,0202	0,1621	767	3,550
241,0	0,08	7,98	79,44	71,45	0,0208	0,1598	769	2,716
249,6	0,10	8,25	79,66	71,41	0,0213	0,1580	0,0000770	2,209
256,7	0,12	8,48	79,84	71,36	0,0218	0,1565	771	1,866
262,7	0,14	8,68	80,00	71,32	0,0222	0,1553	772	1,618
268,0	0,16	8,86	80,14	71,28	0,0225	0,1542	773	1,430
272,9	0,18	9,02	80,27	71,25	0,0228	0,1533	0,0000774	1,282
277,3	0,20	9,16	80,38	71,22	0,0231	0,1525	775	1,1630
286,7	0,25	9,46	80,62	71,16	0,0235	0,1507	776	0,9464
294,4	0,30	9,73	80,84	71,11	0,0241	0,1494	777	0,7995
301,7	0,35	9,96	81,02	71,06	0,0245	0,1481	779	0,6941
308,0	0,40	10,18	81,19	71,01	0,0249	0,1471	0,0000780	0,6140
318,8	0,5	10,55	81,49	70,94	0,0255	0,1458		0,5003



Фиг. 234. $J-S$ диаграмма для ртутно-воздушной смеси.

328,0	0,5	10,86	81,74	70,88	0,0260	0,1439	781	0,4234
335,9	0,7	11,12	81,94	70,82	0,0265	0,1428	783	0,3677
340,7	0,8	11,34	82,01	70,77	0,0269	0,1418	783	0,3253
349,2	0,9	11,56	82,29	70,73	0,0272	0,1408	784	0,2922
355,9	1,0	11,76	82,45	70,68	0,0275	0,1400	0,0000785	0,2655
365,8	1,2	12,11	82,66	70,62	0,0280	0,1386	787	0,2240
374,0	1,4	12,58	82,94	70,56	0,0285	0,1375	788	0,1953
381,9	1,6	12,64	83,14	70,50	0,0290	0,1366	789	0,1730
389,3	1,8	12,90	83,35	70,45	0,0294	0,1357	790	0,1555
395,8	2,0	13,11	83,51	70,40	0,0297	0,1349	0,0000794	0,1414
401,7	2,2	13,32	83,68	70,36	0,0300	0,1342	792	0,1296
407,4	2,4	13,54	83,98	70,32	0,0303	0,1335	793	0,1198
412,4	2,6	13,70	84,11	70,28	0,0305	0,1329	794	0,1114
417,0	2,8	13,87	84,25	70,24	0,0307	0,1324	794	0,1043
422,4	3,0	14,01	84,58	70,21	0,0309	0,1320	0,0000795	0,09798
432,8	3,5	14,40	84,80	70,06	0,0315	0,1308	797	0,08524
442,4	4,0	14,74	85,02	69,99	0,0319	0,1298	798	0,07558
451,0	4,5	15,03	85,28	69,93	0,0323	0,1289	799	0,06801
458,0	5,0	15,30	85,48	69,87	0,0327	0,1282	0,0000801	0,06487
466,8	5,5	15,56	85,59	69,84	0,0331	0,1276	802	0,05682
472,8	6,0	15,78	85,75	69,76	0,0334	0,1270	803	0,05254
479,1	6,5	15,99	85,91	69,74	0,0337	0,1264	804	0,04891
485,1	7,0	16,20	86,20	69,74	0,0339	0,1258	805	0,04578
496,3	8,0	16,59	86,47	69,64	0,0344	0,1249	806	0,04065
506,3	9,0	16,94	86,70	69,53	0,0349	0,1241	808	0,03660
515,5	10,0	17,25	87,15	69,45	0,0356	0,1234	0,0000809	0,03383
532,3	12,0	17,85	87,54	69,30	0,0360	0,1220	812	0,02837
546,7	14,0	18,35	87,84	69,16	0,0365	0,1210	816	0,02476
559,8	16,0	18,84	88,14	69,03	0,0372	0,1201	818	0,02200
571,4	18,0	19,28	88,42	68,91	0,0377	0,1193	0,0000819	0,01933
582,4	20,0	19,62	88,80	68,80	0,0384	0,1185	823	0,01808
596,5	25,0	20,46	89,00	68,54	0,0391	0,1170	827	0,01268
627,1	30,0	21,18	89,91	68,30	0,0399	0,1158	830	0,01109
645,0	35,0	21,83	89,91	68,08	0,0406	0,1147	832	0,009873
661,8	40,0	22,41	90,28	67,87	0,0412	0,1138	835	0,008923
677,0	45,0	22,90	90,62	67,67	0,0418	0,1130	837	0,008148
690,9	50,0	23,44	90,91	67,47	0,0423	0,1123		

ПРИЛОЖЕНИЕ 3

ПЕРЕЧЕНЬ ЧАСТИ ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Дунаевский, Бинарные циклы, 1934.
2. А. Н. Ложкин, А. А. Канаев, Ртутно-водяные установки и перспективы их развития в СССР, 1936, изд. ОБТИ Главэнергопрома.
3. Таращанский, Теплосиловые установки американских электрических станций, 1936.
4. А. Н. Ложкин, А. А. Канаев, Перспективы развития ртутно-водяных установок в СССР, "Советское котлотурбостроение" № 7, 1936.
5. А. Н. Ложкин, А. А. Канаев, Первая в СССР ртутно-водяная установка, "Советское котлотурбостроение" № 4, 1937.
6. А. А. Канаев, Особенности рабочего процесса ртутно-водяных установок и их влияние на характеристики оборудования, Кандидатская диссертация.
7. А. Н. Ложкин, А. А. Канаев, П. О. Сирый, Экспериментальное исследование трубки Фильда — Эммета, "Советское котлотурбостроение" № 8 — 9, 1938.
8. А. Н. Ложкин, П. О. Сирый, Исследование теплообмена в элементе ртутного парогенератора, Технический архив ЦКТИ, 1937.
9. А. А. Канаев, Экспериментальное исследование эмульсионного генератора ртутного пара, "Советское котлотурбостроение" № 10, 1938.
10. А. А. Канаев, О характеристике оборудования ртутно-водяных установок, "Советское котлотурбостроение" № 2, 1938.
11. А. Н. Ложкин и Кроль, О механизме кипения ртути в элементах ртутного парогенератора, "Журнал технической физики", 1938, т. VIII, вып. 21.
12. А. Н. Ложкин и Израелит, Исследование механизма процесса кипения ртути, "Журнал технической физики", декабрь 1939 г.
13. А. Н. Ложкин, А. А. Канаев, Экспериментальное исследование конденсаторов-испарителей, "Советское котлотурбостроение" № 4, 1939.
14. А. Н. Ложкин, А. А. Канаев, Ртутнопаровой цикл и его применение в промышленной теплоэнергетике, 1939, изд. ВНИТОЭ.
15. А. Р. Сорин, М. А. Стырикович, Е. И. Семеновкер, Отчет по работам 1939 г., Технический архив ЦКТИ, 1939.
16. Халилов, Данные по вязкости для ртути и ртутного пара в зависимости от температуры, Отчет ВТИ, 1937.
17. А. А. Канаев, Арматура для ртутного пара, "Советское котлотурбостроение" № 9, 1939.
18. А. А. Канаев, Л. И. Гельман, Экспериментальное определение потерь мощности на трение диска о ртуть, Технический архив ЦКТИ, 1939.
19. А. А. Канаев, Л. И. Гельман, Исследование экспериментального ртутного насоса, Технический архив ЦКТИ, 1939.
20. А. А. Канаев, Определение концентрации ртутного пара в воздухе помещений, Технический архив ЦКТИ, 1937.
21. Ребиндер, Глава "Поверхностные явления" в книге Наумова "Химия коллоидов", 1932.
22. Райдил, Химия поверхностных явлений, 1936.
23. Фергюсон, "Journ. of the Frankl. Inst." № 6, 1935.
24. Киртон, Ртуть в бинарных турбинах, "Engineering", 1923, стр. 663.
25. Эммет, Ртутнопаровой цикл Эммета, "Trans. ASME", 1924, стр. 253.

26. Шелдон, Свойства ртутного пара, "Trans. ASME.", 1924, стр. 272.
27. Экк, Таблицы и диаграммы ртутного пара, "Forschung" № 1, 1933.
28. "О станции Саус-Мидоу", "Power", 1930, стр. 4.
29. "Эксплуатационные данные о станции Дэч-Пойнт", "Electric. World", 1930, 5. VIII.
30. "Двадцатилетний период развития ртутных установок", "Power Plant Engineering", 1933, июнь.
31. "О станции Кирни", "Electric. Engineer", 1933, стр. 497.
32. "О проекте станции Скенэктеди", "General Electric Review", 1933, стр. 300.
33. Гафферт, Пар высокого давления и бинарные циклы как средство повышения эффективности энергоустановок, "Trans. ASME", 1934, стр. 755.
34. Халсарт, Применение ртутного пара в промышленных процессах, "Trans. Amer. Inst. Chemic. Eng.", 1933 — 1934, стр. 402.
35. Фильд, Ртутный пар в промышленной теплопередаче, "Chemical and Metallurg. Engineer.", 1932, стр. 216.
36. Халсарт, Применение ртутного пара в промышленных процессах, "Chemical and Metall. Eng." № 6, 1934.
37. Броунли, Ртутный котел и турбина, "The Steam Engineer" № 4, 1934.
38. "О ртутной установке в Кирни", "Power" № 7, 1935.
39. "О станции Скенэктеди", "Engineering", 1935, стр. 351, 641.
40. Безе, Ртутнопаровая установка в Скенэктеди, "ZVDI", 1935, стр. 1125.
41. "Эксплуатационные данные о станции Саус-Мидоу", "Electrical World", 1932, стр. 301.
42. "Эксплуатационные данные по трем ртутным установкам", "Mechanical Engineering" № 9, 1932.
43. Доклад Смита о проекте нового ртутного парогенератора, "Combustion", № 4, 1936.
44. "О новых ртутно-водяных установках США (Вест-Линн и Питтсфилд)", "Power Plant Engineering", 1937, апрель.
45. "О ртутном котле с принудительной циркуляцией", "Power", 1937, февраль.
46. "Ртутные паровые котлы", "Power Plant Engineer." № 1, 1938, стр. 74.
47. "О ртутных котлах малой мощности", "Power Plant Engineering" № 1, 1938, стр. 77.
48. "Основные данные об американских ртутно-водяных установках", "Die Wärme" № 11, 1939.
49. "О развитии ртутно-водяного цикла", "Mechanical Engineering" № 11, 1937.
50. Доклад Эммета о ртутных судовых установках, "Mechanical Engineering" № 12, 1937.
51. "О ртутных судовых установках", "Marine Eng. and Shipp. Review", 1938, март.
52. Мур, О конденсации ртутного пара, "Mechanical Engineer", 1933, декабрь.
53. Кинг, О конденсации ртутного пара, "Power", 1933, стр. 725.
54. Содержатся некоторые данные по конденсации ртутного пара: Craft — "Thermodynamik fluid flow and heat Transmission", 1938.
55. Gilland, О диффузии ртутного пара в воздухе, "Industrial and Eng. Chem.", 1934, стр. 681.
56. Regnaud, Об абсорбции газов ртутью, "Compt. Rend. Hebdomad", 1881, XCIII.
57. Варбург, Об истечении ртути из капилляра, "Poggen Annal.", 1870, стр. 567.
58. Эрк, О течении ртути, "Zeitschr. für Physik", 1928, стр. 886.
59. Рейнер, О течении ртути, "Zeitschr. für Physik", 1932, стр. 139.
60. Шлеймахер, О теплопроводности ртутного пара, "Wied. Annal", XXXVI, 1889, стр. 346.
61. Эрк, О течении ртути, "Zeitschr. für Physik" № 1, 1932, стр. 141.
62. "О перенасыщении пара", "Transact. ASME" № 6, 1934.
63. Stodola, Die Dampf und Gasturbinen, раздел о перенасыщении пара.
64. Киртон, О перенасыщении ртутного пара, "Proceeding Inst. of Mech. Eng.", 1929, стр. 993.
65. Moyer, Steam Turbines, 1929, глава о ртутнопаровом оборудовании.
66. "О ртутнопаровом оборудовании и эксплуатации станции Саус-Мидоу", "Journ. of the Frankl. Inst." № 6, 1935.
67. Бриджмен, О смачивающей способности ртути, "Proceed. of Amer. Assoc. of Arts. a. Scien.", 1911, стр. 34.

ПРИЛОЖЕНИЕ 4

Методика
обработки опытов по изучению процесса кипения ртути
в экспериментальных парогенераторах

Наименование величин	Обозначение	Размерность	Расчетные формулы или первичные записи
Мощность электропечи	N	квт	$N = E \cdot I$
Тепловая нагрузка электропечи . . .	$Q_{эл}$	ккал/час	$Q_{эл} = 860 N$
Воспринятое конденсатором-испарителем тепло . .	$Q_{ки}$	"	а) без испарения воды $Q_{ки} = g_v (t_2^g - t_1^g)^*$ б) при испарении $Q_{ки} = g_n (i - t_1^g)^{**}$
Теплопотери печи .	$q_{печ}$	"	$q_{печ} = F_n \cdot K_n \cdot \Delta t_n$
Потери тепла паропроводом, барабаном котла, конденсатором-испарителем	$q_{ком}$	"	$q_{ком} = F_{ком} \cdot K \cdot \Delta t$
Общие потери тепла в окружающую среду	Σq	"	$\Sigma q = q_{печ} + q_{ком}$
Полезная нагрузка парогенератора .	$Q_{ген}$	"	$Q_{ген} = Q_{эл} - q_{печ}$
Давление ртутного пара в барабане котла	P_0	кг/см ² абс	По манометру и контролир. по температуре барабана
Температура пара в барабане котла .	t_0	°C	По показаниям термопар
Теплосодержание пара в барабане .	i_0''	ккал/кг	$i_0'' = f(p_0)$ по Экку
Теплосодержание жидкой ртути в барабане	i_0'	"	$i_0' = f(p_0)$ по Экку
Температура ртутного конденсата при входе в барабан котла . . .	$t_{конд}$	°C	По термопарам
Теплосодержание ртутного конденсата	$i_{конд}$	ккал/кг	$i_{конд} = f(t_{конд})$
Тепло, отводимое из барабана с ртутным паром	$Q_{пар}$	ккал/час	$Q_{пар} = Q_{ки} + q_{пар}$
Выработка ртутного пара	$D_{рт}$	кг/час	$D_{рт} = \frac{Q_{пар}}{i_0'' - q_{конд}}$
Температура ртути в опускной трубе	$t_{оп}$	°C	По термопарам
Удельный вес ртути в опускной трубе	$\gamma_{оп}$	кг/м ³	$\gamma_{оп} = f(t_{оп})$

* g — количество нагретой воды.

** g_n — количество образовавшегося водяного пара.

*

68. Тамман и Арнит, О смачивании металлов ртутью, „Zeitschr. für anorg. und allg. Chemie“, 1930, стр. 45.
69. Тамман и Хиннубер, О растворимости металлов ртутью, „Zeitschr. für anorg. und allg. Chemie“, 1927, стр. 249.
70. Van-der-Waals, Ueber die Continuität des flüssigen und gasförmigen Zustandes, 1873.
71. Ньюкирк, Патент США № 1780683 (ртутный котел).
72. Германские патенты № 539132 (ноябрь 1931 г.), № 595736 (август 1932 г.), № 613070 (апрель 1935 г.).
73. А. Н. Ложкин, Ртуть, как рабочий агент теплосиловых установок, Докторская диссертация, 1939.
74. Кулешов, Исследование воздействия ртути на металл, Технический архив ЦКТИ, 1937.
75. Чистович и Шумахер, Исследование воздействий ртути на металл, Технический архив ЦКТИ, 1939.
76. Моин, Исследование элементов ртутной турбины, Технический архив ЦКТИ, Отчеты по работам 1937 и 1938 гг.
77. Борисов, Проект ртутного парогенератора, Технический архив ЦКТИ, 1939.
78. Эммет, Доклад Американскому обществу морских инженеров о ртутных судовых установках, „The Amer. Soc. Marine Eng. Advance Copy, november“, № 13, 1940.
79. Smitha. Thomson, Ртутнопаровой цикл, 1942, стр. 625. „Tr. ASME“.
80. Hackett, Ртуть для производства света, тепла и энергии, Trans. ASME“, 1942, стр. 646.
81. Kearton „The influence of supersaturation on the thermal efficiency of binary fluid power plant“ Congres international de mecanique generale, Liege, 1930.
82. Tamman u. Kollinun, Z. f. anorg. u. allg. chemie, 1927, 160, стр. 242.

Наименование величин	Обозначение	Размерность	Расчетные формулы или первичные записи
Скорость ртути в опускной трубе .	W_{on}	м/сек	$W_{on} = \varphi_n \sqrt{\frac{2g \cdot \Delta h (\gamma_{Hg} - \gamma_{H_2O})}{\gamma_{on}}}$
Объем циркулирующей ртути . . .	V_u	м³/час	$V_u = W_{on} \cdot F_{on} \cdot 3600$
Вес циркулирующей ртути . . .	G_u	кг/час	$G_u = V_u \cdot \gamma_{on}$
Теплосодержание ртути при входе в подъемную (обогреваемую) трубу контура	$i'_{вх}$	ккал/кг	$i'_{вх} = i_0 - \frac{Q_u^{nom}}{G_u}$
Температура ртути при входе в подъемную трубу контура	$t_{вх}$	°C	$i'_{вх} = f(t'_{вх})$ и контроль по термопарам
Статическое давление в начале обогреваемого участка	P_A	кг/см² абс	По манометру
Напор измерительного участка АВ .	$(P_S)_{AB}$	кг/см²	$(P_S)_{AB} = \frac{H_{AB} \gamma_{Hg} - \Delta h_{AB} (\gamma_{Hg} - \gamma_{H_2O})}{1000}$
Кратность циркуляции	K	кг/кг	$K = \frac{G_u}{D_{pm}}$
Весовое паросодержание эмульсии .	x_v	0/0	$x_v = \frac{100}{K}$
Объемное паросодержание эмульсии	x_0	0/0	$x_0 = \frac{1}{1 + \frac{\gamma_{pm}^n}{\gamma_{pm} x_v}}$

ПРИЛОЖЕНИЕ 5

Сравнительная характеристика воды и ртути как теплоносителей теплосиловых установок

Наименование величин	Обозначение и размерность	Вода	Ртуть
I. Молекулярные и термодинамические свойства			
1. Внутреннее давление жидкости . . .	K ата	10 700	38 000
2. Поверхностное натяжение на границе с воздухом или паром при 20°C . . .	σ эрг/см²	73	470

Наименование величин	Обозначение и размерность	Вода	Ртуть
3. Атомность пара . .		Трехатомный	Обычно одноатомный
4. Молекулярный вес		18	206
5. Удельный вес жидкости при температуре кипения (давление 1 ата)	γ_m кг/м³	958	12 850
6. Отношение удельных весов жидкости и пара при 1 ата .		1620	3340
7. Температура кипения при 1 ата . . .	t_s °C	100	356
8. Отношение скрытой теплоты парообразования к теплоемкости жидкости при 1 ата	$\omega = \frac{r}{C_{ж}}$	540	2000
9. Критическое давление	$P_{кр}$ ата	225	1030
10. Критическая температура	$T_{кр}$ °C	374	1400
11. Давление пара при 500° C	ата	Пар перегретый	9
12. Термический к. п. д. при температурных пределах 500—25° C	η_m 0/0	47—48	58—60
13. Краевой угол смачивания (при растекании на границе трех фаз) при 20° C	θ град	0—40	140
14. Смачивание при прилипании		Интенсивное	Слабое
II. Теплофизические свойства			
15. Конфигурация пузыря пара		Грушевидная	Колоколообразная
16. Характер движения пузырей пара при кипении в вертикальных трубах . .		При отрыве от стенки уходит в ядро сечения	Скользит вдоль стенки, отесняя жидкость
17. Коэффициент теплоперевода от стенки к кипящей жидкости в обычных условиях	α_k ккал/м² час град	5 000—10 000	100—600, при инверсии смачивания и турбулизации до 3000 и выше

Наименование величин	Обозначение и размерность	Вода	Ртуть
18. Коэффициент теплоотдачи от стенки к некипящей жидкости	$\alpha_{ж}$ ккал/м ² час град	При Re = 150—300·10 ³ 5000—10 000*	При Re = 150—300·10 ³ 3000—5000*
19. Вид конденсации пара		Пленочная	Капельная
20. Коэффициент теплопередачи от конденсирующегося пара к кипящей воде . . .	K ккал/м ² час град	Обычно 1500—2500	3000—4000

* Для труб в случае обычных теплообменников.

ПРИЛОЖЕНИЕ 6

РТУТЬ, ЕЕ ЗАПАСЫ, ДОБЫЧА, ПРОИЗВОДСТВО

Самородная ртуть (металл серебристо-белого цвета) встречается в природе редко. Ртуть Hg может быть как одновалентной, так и двухвалентной, давая соответствующие соединения. Представителями солей двухвалентной ртути являются соли цинка и кадмия, имеющие формулу HgX₂. Соли одновалентные (закисные) аналогичны соединениям меди и серебра. Им приписывают формулу Hg₂X₂ или HgX.

Ртуть добывается в виде целого ряда соединений, весьма часто встречающихся в природе, приводимых в табл. 65.

Таблица 65

Минералы, содержащие ртуть

Наименование минералов	Состав	Содержание в %	Удельный вес
Ртуть самородная	Hg	100	13,5—13,6
Золотая амальгама	Au ₂ Hg	57,0—59,0	15—17
Серебряная амальгама	Ag ₂ Hg ₃	26,5—35	13,7—14,1
Киноварь	HgS	86,2	7—8,2
Гвадальказерит	Ag ₂ (Hg, Zn) S	79,7—83,9	7,8
Метациннобарит	—	86,2	7,8
Онофрит	—	81,3	8,0
Тиманнит (селенистая Hg)	HgSe	71,1	8,2
Лербахит	—	8,3—35,5	7,8
Кадорадеит (телуристая Hg)	HgTe	61,5	8,6
Тивингетонит	—	25	4,8
Каломель (хлористая Hg)	Hg ₂ Cl ₂	84,9	6,4—6,5
Магнолит	—	50,9	—

Существуют и другие минералы, содержащие ртуть. В СССР известны месторождения киновари, вкрапления ртутных соединений в песчаниках, в плавиковом шпате и пр. Наиболее богатым в отношении содержания ртути минералом является киноварь. Ртутные руды содержат от 0,1 до 30% ртути.

В СССР эксплуатируются руды с содержанием ртути в среднем около 0,30% и по своему качеству эти руды являются достаточно бедными.

Наибольшее распространение получил пиromеталлургический метод извлечения ртути, при котором вся масса руды, содержащая иногда доли процента полезного металла, подвергается нагреву до 700—800°C в специальных печах (печи Веджа и др.). Далее пары ртути конденсируются, и полученная металлическая ртуть собирается в соответствующих приемниках.

Чтобы не затрачивать излишнее тепло на подогрев всей массы ртути и разгрузить нагревательные печи от огромного пропуска руды, целесообразно предварительно повысить концентрацию металла в руде.

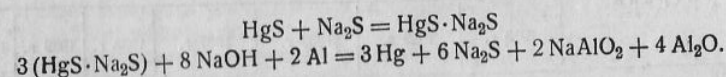
Существует ряд методов обогащения (флотации) ртутных руд, позволяющих в 100 раз повысить концентрацию металла в руде.

Комбинация обогащения и пиromеталлургии является уже крупным шагом вперед в развитии металлургии ртути.

Пиromеталлургия имеет целый ряд недостатков, как наличие ртутных паров, представляющих опасность для обслуживающего персонала, сравнительно высокая стоимость оборудования (большие капитальные затраты), сравнительно высокая стоимость получаемой ртути.

Более совершенным методом извлечения ртути из руды является гидрометаллургический метод, давно уже примененный в Америке (Буффало). Сущность этого метода заключается в выщелачивании ртути из руд растворами (например раствором сернистого натрия) и в последующем осаждении ртути посредством металлического алюминия.

На рудниках Буффало процесс протекает следующим образом:



Исследовательские работы по выявлению эффективности гидрометаллургического метода извлечения ртути проводились у нас в СССР и уже показали преимущества этого метода.

До настоящего времени основными странами, производящими ртуть, являлись Испания, Италия и США. В 1929 г. на долю каждой из этих стран приходилось соответственно 45%, 35,6% и 14,6% общей мировой добычи ртути.

Потребности в ртути энергоустановок до сего времени не учитывались. Так, например, давая за 1925/1926 г. годовой обзор ртутного рынка, инж. Лихарева пишет:

„Последнее время продолжают появляться заметки об опытах д-ра Эммета в САСШ по применению ртути вместо воды в котлах паровых двигателей, но десятилетняя давность со времени изобретения этого способа заставляет осторожно относиться к возможности практического использования его, несмотря на ряд благоприятных указаний на достигнутые результаты, которые могли бы открыть широкий сбыт ртути в совершенно новой области ее применения“.

Об удельном весе и потреблении ртути отдельными отраслями промышленности можно судить по данным о потреблении ртути в Америке (табл. 66).

В зависимости от спроса добыча ртути и цена на нее меняются в значительных пределах. При нормальных условиях, когда не будет повышенного спроса на ртуть для военных целей, цена ртути на мировом рынке должна быть в пределах 0,75—1 долл/кг.

В среднем мировая добыча ртути за 1914—1938 гг. колебалась около 4000 т. Основные месторождения ртутных руд с высоким содержанием металлической ртути в руде находятся в Италии и Испании.

США располагают сравнительно небольшими месторождениями ртути с достаточно бедными рудами.

В настоящее время в США эксплуатируется около 100 ртутных шахт, и ежегодная добыча составляет примерно 1300 т.

Иногда в литературе приводятся несколько меньшие цифры — порядка 35 000—40 000 т.

Таблица 66

Относительная потребность в ртути в США

1. Медицина и химическая промышленность	32,2%
2. Взрывчатые вещества	18,4%
3. Краски	11,9%
4. Окись ртути для окраски морских судов	11,4%
5. Электрическая аппаратура	10,3%
6. Фетровая промышленность	6,4%
7. Амальгамизация при добыче золота и серебра	3,2%
8. Различные приборы	2,4%
9. Прочее	3,6%

До 1937 г. добыча ртути в США не превышала обычно 700 т в год. Данные о мировой добыче ртути приведены в табл. 67.

Мировая добыча ртути¹

Таблица 67

Страны	Добыча ртути в т						
	1913 г.	1929 г.	1932 г.	1937 г.	1938 г.	1939 г.	1940 г.
Италия	1004	1998	1016	2308	2301	2315	—
Испания	1245	2476	816	997	1379	1842	—
США	670	817	435	569	620	642	1302
Мексика	166	83	253	170	294	254	402
Китай (экспорт)	2	20	22	60	2	0,4	216
Чехословакия	89	65	45	95	100	—	—
Германия	—	—	—	61	60	—	—
Австрия	819	(далее включено в добычу Италии)					
Япония	—	1	3	20	20	—	—
Турция	—	—	—	17	21	12	—
Всего . . .	4020	5500	2600	4290	4815	—	—

Начиная с 1939 г., резко возросло потребление ртути на военные цели (производство взрывателей, капсулей, запалов, производство красок для подводной части кораблей и проч.).

Данные о мировой добыче ртути за 1939—1945 гг. отсутствуют, так как ртуть является стратегическим металлом.

¹ „Мировое хозяйство и мировая политика“ № 6, 1944.

ОГЛАВЛЕНИЕ

От редактора	3
Предисловие	5
Введение	7

Глава I

Термодинамические особенности ртутно-водяного бинарного цикла

I. Термический относительный коэффициент полезного действия паровых циклов	11
II. Паровой цикл с двумя рабочими телами (бинарный цикл)	18
III. Параметры и тепловые схемы ртутно-водяных бинарных установок:	
1. Эффективность ртутной ступени бинарного цикла	21
Начальное давление ртутного пара	21
Начальная температура ртутного пара	22
Конечное давление ртутного пара	24
Применение регенеративного подогрева в ртутной ступени бинарного цикла	25
2. Эффективность ртутно-водяного бинарного цикла в целом	27
Начальное давление ртутного пара и его влияние на к. п. д. ртутно-водяного цикла	27
Противодавление ртутнопаровой турбины и его влияние на к. п. д. ртутно-водяного цикла	28
Влияние начальной температуры водяного пара на эффективность ртутно-водяного цикла	33
Влияние противодавления водяной ступени на эффективность ртутно-водяного цикла	34
Влияние способа подогрева питательной воды на эффективность ртутно-водяного цикла	35
3. Тепловые схемы и экономический к. п. д. ртутно-водяных установок	37

Глава II

Ртутно-водяные бинарные установки США

I. Тепловые схемы ртутно-водяных установок США	44
II. Компонировка оборудования ртутно-водяных установок США	50
III. Оборудование ртутно-водяных установок:	
Ртутнопаровые котлы	52
Ртутнопаровые турбины	62
Конденсаторы-испарители и вспомогательное оборудование	68
IV. Техничко-экономические показатели ртутно-водяных установок США	73

Глава III

Исследование рабочего процесса в элементах ртутнопарового оборудования

I. Теплофизические свойства ртути в жидкой и паровой фазах	82
II. Некоторые теплофизические константы ртути и ртутного пара	85
III. Рабочий процесс в элементах ртутных парогенераторов:	

1. Обзор литературных данных	87
2. Экспериментальное исследование рабочего процесса в испарительных элементах ртутного парогенератора	90
3. Результаты опытов ЛБЦ и анализ рабочего процесса в испарительных элементах ртутного парогенератора	93
Теплообмен между стенкой и некипящей ртутью	96
Теплообмен между стенкой и кипящей ртутью	97
4. Механизм кипения ртути	99
5. Проблема интенсификации теплообмена при кипении ртути	109
Гидродинамический метод	109
Физико-химический метод	114
6. Основные факторы, влияющие на теплообмен между стенкой и кипящей ртутью	118
7. Циркуляция в ртутном парогенераторе	123
IV. Влияние ртути на металл	125
V. Рабочий процесс в конденсаторе-испарителе:	
1. Обзор литературных данных	129
2. Механизм конденсации ртутного пара	130
Общая характеристика процесса	130
Исследование механизма конденсации ртутного пара	132
3. Экспериментальное исследование элементов конденсаторов-испарителей	134
Описание экспериментальных установок, методика измерений и обработки полученных данных	134
Результаты экспериментов	137
VI. Некоторые данные по гидродинамике ртути:	
1. Обзор литературных данных	138
2. Экспериментальные исследования ЛБЦ	139
3. Особенности истечения ртутного пара	144

Глава IV

Исследование и эксплуатация установки с ртутным парогенератором паропроизводительностью 10 т/час

1. Описание установки	147
Тепловая схема и компоновка оборудования	147
Ртутный котлоагрегат	151
Конденсатор-испаритель и вспомогательное оборудование	153
Контрольно-измерительные приборы	157
2. Вопросы технологии изготовления оборудования ртутнопаровой полупромышленной установки	161
3. Пуск и наладка полупромышленной установки	164
4. Результаты опытов на полупромышленной ртутнопаровой установке	169
Тепловой баланс и тепловые нагрузки	170
Циркуляция в ртутном котле	175
Теплообмен в ртутном котле	185
Температурный режим металла трубной системы ртутного котла	189

Глава V

Развитие конструкций ртутнопарового оборудования

1. Ртутные парогенераторы	197
2. Конденсаторы-испарители	200
3. Ртутнопаровые турбины	202
4. Вспомогательное оборудование ртутнопаровых установок	206
Ртутные насосы	206
Запорная арматура	208

Указатели уровня ртути в барабане котла	209
Детекторы ртутного пара	209
Устройства для улавливания шлама и окиси ртути	211

Глава VI

Техника безопасности на ртутнопаровых установках

Глава VII

Перспективы применения ртутного пара в энергетике, в промышленности и на транспорте

I. Модернизация теплосиловых установок электростанций с помощью ртутно-водяного бинарного цикла	220
1. Эффективность надстройки высокого давления	220
2. Эффективность надстройки ртутной ступени	223
Расход топлива	224
Расходы по транспорту, подаче и приготовлению топлива, по золоудалению и золоулавливанию	226
Потребная площадь топливных складов	226
Потребное количество циркуляционной воды	227
Расходы по водоподготовке	228
Расход электроэнергии на собственные нужды	228
3. Капитальные затраты и эксплуатационные расходы, связанные с применением ртути в теплосиловых установках	229
4. Ртутно-водяной цикл в установках малой мощности	230
5. Проектные показатели ртутно-водяной установки 10000 квт	234
II. Применение ртутного пара в нестационарных теплосиловых установках и в промышленности	242
Экономический к. п. д. тепловых двигателей и перспективы его повышения	242
Ртутный цикл в гребных установках кораблей	246
Ртутный цикл в паровых авиационных двигателях	254
Применение ртутного пара в тепловом хозяйстве металлургических заводов	258
Применение ртутного пара в химической и нефтяной промышленности	261
Заключение	263

Приложения:

1. Таблицы и диаграммы ртутного пара	265
2. J—S-диаграмма ртутного пара	272
3. Перечень части использованной литературы	275
4. Методика обработки опытов по изучению процесса кипения ртути в экспериментальных парогенераторах	275
5. Сравнительная характеристика воды и ртути как теплоносителей теплосиловых установок	276
6. Ртуть, ее запасы, добыча, производство	278