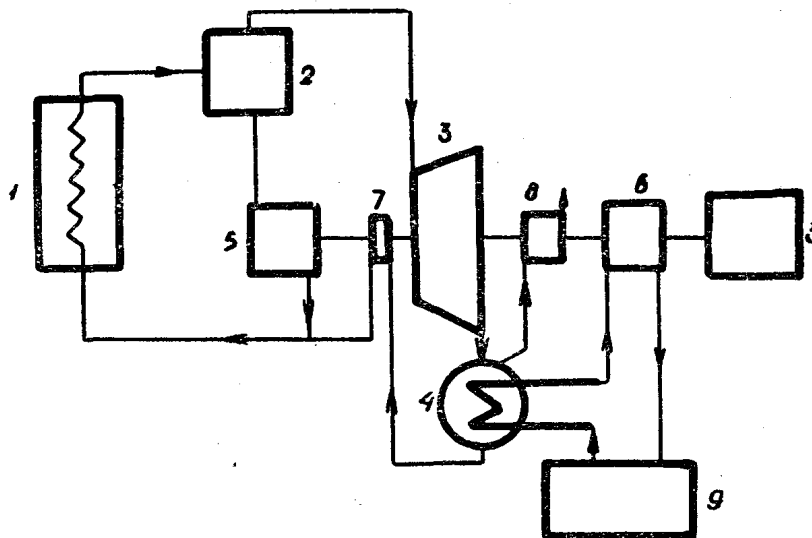


К ВОПРОСУ ОБ ЭЛЕКТРОЭНЕРГЕТИЧЕСКОМ ИСПОЛЬЗОВАНИИ НИЗКОПOTЕНЦИАЛЬНЫХ ВТОРИЧНЫХ ЭНЕРГОРЕСУРСОВ ПРОМЫШЛЕННОСТИ

С. В. ПОЛОЖИЙ

Циклы вакуумных энергетических установок в зависимости от источника тепла могут быть замкнутыми или разомкнутыми. В первом случае источником низкопотенциального тепла является охлаждающая вода производственных агрегатов (доменных и мартеновских печей, конденсаторов паровых турбин и т. д.). Сущность замкнутого цикла заключается в том, что теплоноситель, отводящий тепло от производственного агрегата, используется многократно, циркулируя по замкнутому контуру—производственный агрегат, испаритель вакуумной установки, производственный агрегат.

Во втором случае источником тепла являются или естественные теплые воды (вода тропических морей, горячих источников), или нагретые воды—отход производства. Наибольший интерес для нас сейчас представляют



Фиг. 1

вакуумные энергетические установки, работающие по замкнутой схеме, вследствие наличия значительных вторичных энергоресурсов промышленности и относительной простоты их использования.

На фиг. 1 изображена принципиальная замкнутая схема энергетической вакуумной установки. Она состоит из источника тепла—промышленного агрегата—1, испарителя—2, конденсационного вакуумного турбогенератора—3, поверхностного или смешивающего конденсатора—4; насосов—перекачивающего теплоноситель—5, циркуляционного—6, подпиточного или конденсатного—7, воздушного насоса—8 и источника охлаждающей воды—9.

Утилизация тепла, отводимого от охлаждаемых поверхностей производственного агрегата для выработки электроэнергии в вакуумной установке, изменяет характер охлаждения теплоносителя. При этом испаритель функционально связывается с источником тепла. Температуру охлаждающей воды источника тепла в одних случаях мы можем произвольно изменять—схемы вакуумных установок со свободной кратностью циркуляции, в других случаях не имеем этой возможности—схемы с принудительной кратностью циркуляции. В схеме со свободной кратностью циркуляции при одном и том же количестве отводимого тепла от производственного агрегата весовое количество теплоносителя, циркулирующего в системе, может быть различно. Оно зависит от разности температур, срабатываемой в испарителе, и выражается формулой

$$G = \frac{Q}{c(t_0 - t_1)},$$

- Q — тепловая мощность источника тепла, *ккал/час*;
 t_0 — температура воды на выходе из источника тепла;
 t_1 — температура воды, покидающей испаритель, приближенно равная температуре воды t_3 на входе в источник тепла;
 c — теплоемкость жидкости (для воды при невысоких температурах $c = 1$).

Особенность теоретического и реального замкнутого цикла вакуумных установок в значительной степени определяется наличием конструктивно оформленного источника тепла. Процесс генерации пара в замкнутом цикле осуществляется в две стадии.

1. Нагрев теплоносителя в промышленном агрегате—источнике тепла.
2. Получение пара из теплоносителя в испарителе.

Связь между первой и второй стадиями определяется из равенства

$$Q = G(t_0 - t_3) \approx G(t_0 - t_1),$$

$$Q = G\Delta t_{um} \approx G\Delta t_u.$$

Это равенство возможно при небольшой величине добавки теплоносителя и малой разности между температурой на входе в источник тепла t_3 и в испарителе t_1 , что и имеет практически место

$$D = \frac{Q}{i_1 - t_1} = \frac{G(t_0 - t_1)}{r_1} \text{ кг/час,}$$

- D — количество пара, полученного в испарителе,
 r_1 — теплота испарения при температуре насыщения в испарителе.

Это количество пара из испарителя направляется в вакуумную турбину. Неиспарившийся теплоноситель с температурой t_1 и конденсат турбины с температурой t_2 или добавок холодной воды возвращаются в источник тепла. Конденсация пара в вакуумной турбине может осуществляться в поверхностных или смешивающих конденсаторах. Охлаждающая вода из источника этой воды подается в конденсатор циркуляционным насосом. Экстракция воздуха производится воздушным насосом.

Термодинамические основы вакуумных установок

В обычных паросиловых установках принято теоретический цикл рассматривать без учета затраты энергии на осуществление цикла и учитывать эти затраты лишь при определении к.п.д. нетто реальной установки. Такое рассмотрение упрощает изучение процесса и позволяет более рельефно установить влияние основных факторов на работу цикла. Однако

оно возможно только при незначительном расходе энергии на собственные нужды установки и при отсутствии существенной связи между расходом энергии на осуществление цикла и параметрами рабочего тела.

Распространение принятого метода исследования паросиловых циклов на изучение циклов вакуумных установок является не только принципиально неправильным, но и приводит к практически неверным результатам.

Для термодинамического анализа процесса превращения тепловой энергии в механическую необходимо рассмотреть изменение рабочего тела в цикле вакуумной установки. Представим себе, что в источнике тепла находится m_1 кг воды с температурой t_1 . Это количество воды нагревается в источнике тепла до такой температуры t_0 , что в испарителе из него получается 1 кг насыщенного пара с температурой t_1 . Величину m_1 , т. е. количество нагретой воды, необходимое для получения 1 кг пара в цикле, будем называть кратностью испарения. Неиспарившаяся вода той же температуры t_1 с добавлением 1 кг жидкости подается насосом обратно в источник тепла. Затем процесс повторяется вновь. Для осуществления рассматриваемой части цикла необходима затрата работы на перекачку воды через источник тепла и испаритель. Так как расход энергии по перекачке теплоносителя существовал до включения промышленного агрегата в цикл установки, то затрату энергии на „питательный“ насос будем учитывать в случае отличия ее от ранее существовавшей.

Рабочее тело в этой части цикла испытывает следующие изменения. В источнике тепла происходит подвод тепла в рабочему телу и повышение его температуры от t_1 до t_0 без изменения агрегатного состояния. В вакуумном испарителе в процессе кипения без подвода тепла извне образуется пар и теплоноситель охлаждается от t_0 до t_1

$$m_1 = \frac{r_1 x_1}{t_0 - t_1},$$

где r_1 — теплота испарения при давлении в испарителе,
 x_1 — степень сухости пара.

Изменение состояния рабочего тела в конденсаторе связано с затратой энергии на подачу охлаждающей воды и удаление воздуха. Количество охлаждающей воды m_2 , потребное для конденсации одного килограмма пара, определяется из уравнения кратности циркуляции

$$m_2 = \frac{r_2 \cdot x_2}{t_2 - t'_2},$$

где x_2 — степень сухости пара,
 r_2 — теплота конденсации при давлении в конденсаторе,
 t_2 и t'_2 — температура воды на входе и выходе из конденсатора.

Как нетрудно видеть, m_1 и m_2 являются функцией перепада температур, возрастающей с уменьшением этого перепада.

В соответствии с m_1 и m_2 находится затрата энергии на питательный и циркуляционный насосы установки. При конденсации 1 кг пара удалению подлежит воздух, вносимый в испаритель m_1 килограммами воды. В случае же смешивающей конденсации удалению подлежит и воздух, растворенный в m_2 килограммах охлаждающей воды.

В силу особой зависимости работы цикла и его отдельных элементов от температуры в испарителе, высоких значений m_1 и m_2 и низкой работоспособности килограмма пара необходимо теоретический, а тем более реальный цикл вакуумной установки рассматривать не изолированно, а во взаимосвязи и обусловленности работы всех элементов цикла, с учетом расхода энергии на осуществление цикла. Идеальной вакуумной установкой, работающей по теоретическому циклу, будем считать установку, в

которой отсутствует разность нивелирных высот и удаление источника тепла и охлаждающей воды от агрегата, а также отсутствуют потери в цикле (потери тепла, теплоносителя и т. д.), не имеет места присос воздуха в системе, влажность пара и т. д. В действительном цикле вакуумных установок учитываются реальные условия расположения установки (удаление и разность нивелирных высот агрегата от источника тепла и охлаждения), потери в цикле и действительные условия работы установки (влажность пара, присос воздуха и т. д.).

Работа вакуумной установки в общем виде выражается зависимостью

$$AW_o = h_o - AW_{он} - AW_{ок} - AW_{оэк} \dots (a) \text{— для теоретического цикла,}$$

$$AW = h - AW_n - AW_k - AW_{эк} - AW_n \dots (b) \text{— для реального цикла,}$$

где h_o, h — тепловой перепад в вакуумной турбине теоретического и реального циклов, *ккал/кг*,

$AW_{он}, AW_n$ — теоретическая и действительная работа питательного насоса (по перекачке теплоносителя), *ккал/кг*,

$AW_{ок}, AW_k$ — то же циркуляционного насоса (по перекачке охлаждающей воды), *ккал/кг*,

$AW_{оэк}, AW_{эк}$ — то же воздушного насоса (по удалению воздуха из конденсатора), *ккал/кг*,

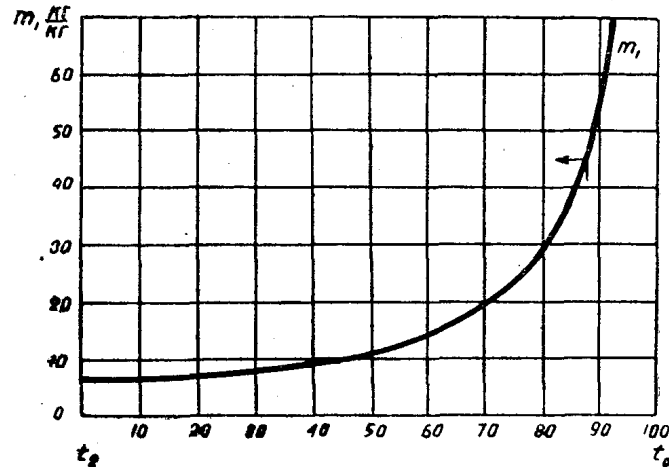
$AW_{пн}$ — работа подпиточного насоса, *ккал/кг*.

Работа одного килограмма пара в вакуумной турбине

Теоретическая работа расширения килограмма пара в турбине определяется как разность теплосодержаний пара в испарителе и конденсаторе

$$h_o = i_1 - i_2.$$

Изменение теоретического теплового перепада вакуумной турбины от температуры в испарителе показано на фиг. 3 и других (кривая h_o). Для



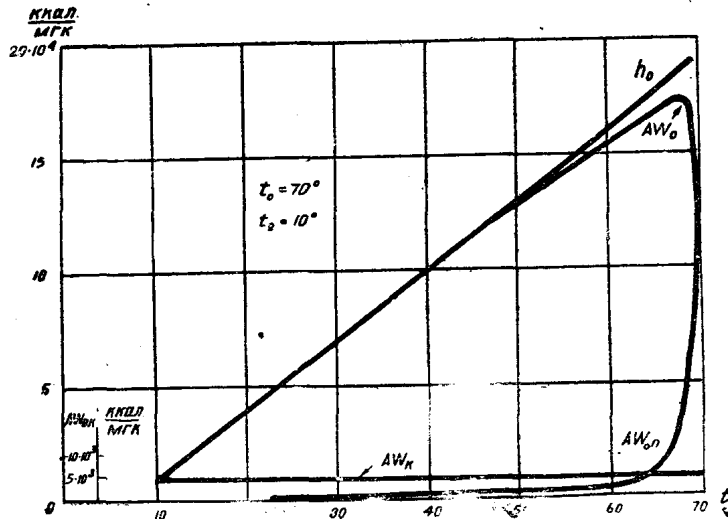
Фиг. 2

получения максимальной работы пара в турбине, вне связи ее с другими элементами цикла, необходимо температуру в испарителе t_1 приближать к начальной температуре теплоносителя t_0 .

Действительная работа одного килограмма пара в турбогенераторе имеет значение

$$h = h_o \cdot \eta_{oi} \cdot \eta_m \cdot \eta_r = (i_1 - i_2) \cdot \eta_{oэ}$$

- $\eta_{oi} \eta_m$ — внутренний относительный и механический к.п.д. турбины,
 η_r — к.п.д. электрического генератора,
 η_{oi} — предполагается небольшим, так как вакуумные турбины, работая всецело в области влажного пара, будут выполняться одно-двухступенчатыми и иметь небольшую агрегатную мощность.



Фиг. 3

Работа питательного насоса

Так как в идеальном цикле вакуумной установки отсутствуют удаление и разность нивелирных высот источника тепла и испарителя, то теоретическая работа насоса заключается в преодолении разности гидравлических сопротивлений до и после включения в цикл источника тепла при той же величине m_1

$$AW_{on} = AW \Delta H_{um} m_1,$$

ΔH_{um} — разность гидравлического сопротивления источника тепла до и после включения его в цикл, M вод. ст.

Зависимость кратности испарения от t_1 при фиксированных t_0 и t_2 показана на фиг. 2. В замкнутом цикле работа питательного насоса зависит от того, как повлияет на расход воды включение источника тепла в цикл установки. Если ранее существовавшая степень нагрева ($t_0 - t_1$) будет уменьшаться, то расход теплоносителя будет возрастать, и наоборот. Так как вакуумные установки присоединяются уже к существующим промышленным агрегатам, рассчитанным на определенные условия работы, то изменение расхода теплоносителя будет отражаться на гидравлическом сопротивлении источника тепла, изменяясь пропорционально квадрату расхода теплоносителя

$$H_{um} = H_0 \frac{G_{um}^2}{G_0^2} \text{ M вод. ст.}$$

H_{um}, G_{um} — гидравлическое сопротивление и расход теплоносителя через источник тепла после включения его в цикл вакуумной установки,

H_0, G_0 — расчетное сопротивление и расход теплоносителя через источник тепла — до включения в цикл вакуумной установки.

При $t_1 \rightarrow t_0$ G_{um} и H_{um} стремятся к бесконечности. Соответственно будет возрастать работа питательного насоса.

Действительная работа питательного насоса зависит от удаления и превышения установки по отношению к источнику тепла, от к.п.д. насосного агрегата, а также от тепловых потерь (потерь тепла при транспорте потока и в испарителе)

$$AW_u = \frac{A(\Delta H_{um} + H)m_1}{\eta_n \cdot \eta_{пот}}$$

H — гидравлическое сопротивление водяного тракта, м вод. ст,
 η_n — к.п.д. насосного агрегата,
 $\eta_{пот}$ — к.п.д. потока тепла при его транспорте в пределах установки, учитывающий повышение кратности испарения вследствие тепловых потерь в контуре.

Работа циркуляционного насоса

Теоретическая работа насоса по удалению охлаждающей воды из конденсатора при смешивающей конденсации определяется из уравнения

$$AW_{ок} = A(P_0 - P_2) \cdot m_2$$

P_0 — барометрическое давление, м вод. ст.

P_2 — давление в конденсаторе, м вод. ст.

Теоретическая работа насоса по подаче охлаждающей воды в конденсатор при поверхностной конденсации

$$AW_{ок} = AH_k \cdot m_2,$$

H_k — гидравлическое сопротивление конденсатора, м вод. ст.

На фиг. 4 и 5 (кривая φ_1) показано изменение относительной работы циркуляционного насоса $\left(\varphi_1 = \frac{AW_{ок}}{h_0} \right)$ от температуры в испарителе для смешивающей конденсации.

Такая зависимость относительной работы циркуляционного насоса ограничивает снижение температуры в испарителе при фиксированных t_0 и t_2 .

В действительных условиях работа насоса по перекачке охлаждающей воды зависит от удаления и превышения установки над источником охлаждающей воды. Вследствие большого расхода охлаждающей воды эти факторы имеют решающее значение и во многих случаях будут ограничивать применение вакуумных установок.

Действительная работа циркуляционного насоса для смешивающего конденсатора

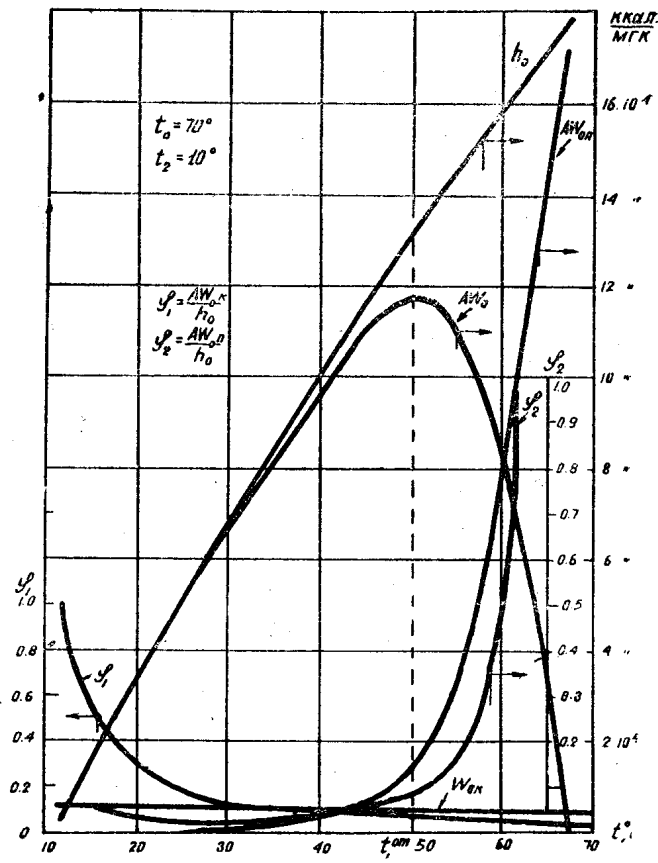
$$AW_k = \frac{A(P_0 - P_2 + \Delta H_k) \cdot m_2}{\eta_n}$$

Для поверхностного конденсатора эта работа равна

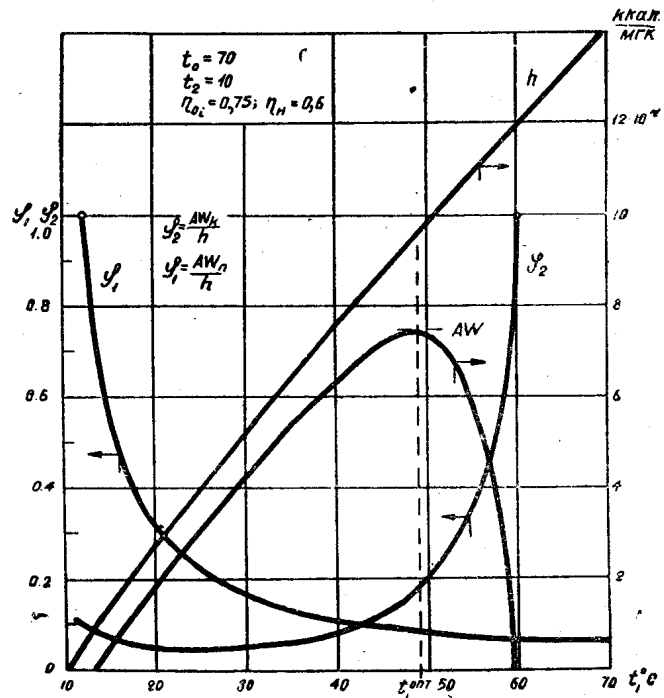
$$AW_k = \frac{A(H_k + \Delta H_k) \cdot m_2}{\eta_n}$$

ΔH_k — гидравлическое сопротивление водяного тракта с учетом превышения установки над источником охлаждающей воды,

η_n — к.п.д. насосного агрегата.



Фиг. 4



Фиг. 5

Работа воздушного насоса

Удалению подлежит воздух, поступающий в конденсатор с нагретой и охлаждающей водой (последнее при смешивающей конденсации); теоретическая работа насоса по удалению воздуха может быть определена из уравнения

$$AW_{\text{эск}} = 0,00295 \frac{P_2}{\gamma_2} \left(\frac{a_1 m_1}{T_0} + \frac{a_2 m_2}{T_2'} - \frac{a_3 P_2' \cdot m_2}{T_2} \right) \left[\left(\frac{P_0}{P_2} \right)^{0,285} - 1 \right]$$

P_0 — конечное давление сжатия воздуха, равное нормальному барометрическому давлению,

P_2 — давление в конденсаторе,

$a_1; a_2; a_3$ — коэффициенты растворимости воздуха при температуре нагретой воды, начальной температуре охлаждающей воды и при температуре воды на выходе из конденсатора соответственно. При поверхностной конденсации отношение

$$\frac{a_2 m_2}{T_2'} \quad \text{и} \quad \frac{a_3 P_2' \cdot m_2}{T_2} = 0.$$

Удалению подлежит воздух, вносимый только нагретой водой.

Действительная работа по удалению воздуха в сильной степени зависит от к.п.д. экстрактора и способа экстракции. Так, например, применение ступенчатой экстракции в 2—3 раза уменьшает работу по удалению воздуха. Наличие пара в экстрагируемом воздухе и присос воздуха в систему повышает работу насоса.

Для смешивающей конденсации работа одноступенчатого насоса равна

$$AW_{\text{эск}} = \frac{n}{n-1} \frac{AP_2}{\gamma_{\text{эск}}} \left[\frac{0,353}{\gamma_2} \left(\frac{a_1 m_1}{T_0} + \frac{a_2 m_2}{T_2} - \frac{a_3 P_2' \cdot m_2}{T_2'} \right) + V_n + V_{np} \right] \left[\left(\frac{P_0}{P_2} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right]$$

V_n — объем водяных паров, удаляемых вместе с воздухом,

V_{np} — присос воздуха в систему, м^3 ,

$\gamma_{\text{эск}}$ — к.п.д. экстрактора,

n — показатель политропы.

Работа цикла

Подставив соответствующие значения работы элементов цикла в общую формулу (а) или (б), получим общую работу теоретического или действительного цикла вакуумных установок. При этом как теоретическая, так и действительная работа всех элементов вакуумной установки и в целом всего цикла является функцией температуры в испарителе. Только при определенной температуре в испарителе ($t_{\text{онм}}$) теоретическая работа цикла достигает максимальной величины. При всех же других температурах в испарителе работа цикла будет иметь меньшую величину и при температуре в испарителе, близкой к температуре нагретой воды (t_0) или к температуре конденсации пара (t_2), работа цикла не только может равняться нулю, но и иметь отрицательную величину. Для иллюстрации вышесказанного на фиг. 3 графически показана зависимость теоретической работы замкнутого цикла от температуры в испарителе для частного примера ($t_0 = 70^\circ$, $t_2 = 10^\circ$).

Действительная работа цикла вакуумных установок в реальных условиях включает в себя все факторы, обуславливающие протекание процесса.

Здесь, как и в теоретическом цикле, работа каждого элемента вакуумной установки и в целом всего цикла зависит от температуры в испарителе

$$h = f(t_1), W_n = f_2(t_1), W_k = f_3(t_1), W_{эк} = f_4(t_1), W = F(t_1).$$

При этом оказывается, что оптимальная температура реального цикла не совпадает с температурой теоретического цикла. Работа расширения 1 кг пара в турбогенераторе по сравнению с теоретической, снижается, а работа остальных элементов цикла возрастает. В действительных условиях может оказаться, что

- 1) $AW > 0$, когда $h > AW_{сн}$ — положительная работа цикла,
- 2) $AW = 0$, когда $h = AW_{сн}$ — нулевая работа цикла,
- 3) $AW < 0$, когда $h < AW_{сн}$ — отрицательная работа цикла.

Действительная мощность вакуумной установки

$$N = \frac{AW \cdot D}{860} \text{ квт.}$$

Мощность турбины вакуумной установки (для подбора турбогенератора)

$$N_m = \frac{D^p h_o \cdot \eta_{oi}}{860} = \frac{Dh}{860} \text{ квт.}$$

Теоретический к.п.д. цикла

$$\eta_0 = \frac{AW_0}{r_1}$$

Действительный к.п.д. вакуумных установок

$$\eta = \frac{AWD}{Q} = \frac{AW}{x_1 r_1}$$

Q — отводимое тепло от промышленного агрегата, *ккал/час*,
 x_1, r_1 — степень сухости пара и теплота парообразования при давлении в испарителе, *ккал/кг*.

В большинстве случаев r_1 будет находиться в пределах 560 ÷ 580. При температуре $t_1 = t_{1онм}$ теоретического и действительного цикла соответствующие мощности и к.п.д. принимают максимальное, расчетное значение.

На фиг. 4 показана зависимость теоретической работы турбины, питательного и циркуляционного насосов и цикла в целом от температуры в испарителе при источнике тепла с заданным расходом теплоносителя ($t_0 - t_1 = 58^\circ$, $G_{ум} = 17300$ кг/мгкл) и гидравлическим сопротивлением ($H_{ум} = 1$ м вод. ст.) до включения источника тепла в цикл вакуумной установки. Максимальная работа цикла наступает при более низкой температуре в испарителе ($t_{1онм} 50^\circ$), чем для теоретического цикла при переменных проходных сечениях источника тепла и конденсатора вакуумной турбины, благодаря которым гидравлическое сопротивление с изменением расхода теплоносителя и охлаждающей воды остается постоянным.

При температуре в испарителе $t_1 = 68^\circ$ работа теоретического цикла равна нулю, а при больших t_1 становится отрицательной. С учетом же к.п.д. турбины и насосов, т. е. при некотором приближении к реальному циклу, почти вдвое сокращается максимальная работа и изменяется оптимальная температура (фиг. 5). При этом значительно сокращается область положительной работы цикла.

Термодинамическое рассмотрение, анализ материальной и энергетической структуры теоретического и действительного циклов вакуумных установок вскрывают их особенность и зависимость работы отдельных элементов и всего цикла от температуры в испарителе. Правильный выбор температуры в испарителе вакуумной установки является основной предпосылкой эффективности цикла, центральным вопросом, на котором базируется возможность утилизации энергии нагретых вод и правильная оценка низкопотенциальных ресурсов промышленности.

Для правильного выбора оптимальной температуры в испарителе вакуумной установки может быть рекомендован графоаналитический метод расчета. По этому методу расчета оптимальной температуры определяется работа цикла для трех—четырёх температур в испарителе. Затем по максимуму графически построенной кривой $AW = F(t_1)$ находится отвечающая этой работе оптимальная температура цикла.

Критические замечания по использованию низкопотенциальных вторичных энергоресурсов промышленности по замкнутой схеме

Проблеме использования тепла низкого потенциала в нашей стране придается большое значение, и над решением этого вопроса работают целые коллективы научных работников. Работы Энергетического института имени Г. М. Кржижановского АН СССР в области энергетического использования тепла нагретых вод промышленности опубликованы в двух статьях Г. И. Россиевского [1,2].

Предложенный Россиевским метод исследования замкнутого цикла вакуумной установки рекомендуется для разработки и анализа электроэнергетического использования вторичных энергоресурсов в ряде отраслей промышленности. Однако Россиевский не освободился полностью от ошибок французских исследователей, критика которых была уже осуществлена нами на страницах печати [3,4].

Поэтому считаем необходимым остановиться на критике отдельных положений этого исследования в части использования тепла, отводимого из систем охлаждения промышленных агрегатов.

Главными недостатками исследования Россиевского являются:

1. Раздельное рассмотрение теоретического цикла вакуумных установок. Весь цикл сведен к двум элементам—испарителю и турбине. Из сферы совместного исследования выпал источник тепла и испаритель, в совокупности являющиеся „котлом“ вакуумной установки, а также источник охлаждающей воды и конденсатор турбины.

2. Уподобление цикла вакуумных установок циклу Ренкина и распространение данных анализа работы пара в турбогенераторе на весь цикл.

3. Пренебрежение работой вспомогательных элементов теоретического цикла и их влиянием на работу всего цикла, а также игнорирование некоторых условий в теоретическом цикле, например, наличия конструктивно оформленных промышленных агрегатов, рассчитанных на определенные условия работы.

4. Несоответствие теоретических выводов практическому приложению. Теоретические предпосылки не подтверждаются действительностью, что вынуждает автора в иной плоскости рассматривать реальные циклы и учитывать влияние некоторых элементов на работу цикла и температуру в испарителе. Но раздельное рассмотрение отдельных элементов вне их общей связи не приводит к правильному решению общего вопроса.

5. Отрыв теплоты от материальной среды—теплоносителя. Оценка эффективности цикла производится по максимальной работе, полученной за счет единицы тепла, отведенного от источника без учета количества теплоносителя. Последнее приводит к ошибочному выводу о необходимости

максимального сближения температуры испарителя с температурой теплоносителя, покидающего промышленный агрегат.

Исходя из выражений $W_a = 10^6 \eta_m$, $\eta_{уст} = \eta_m \cdot \eta_{эо}$ и $N_{уст} = 1160 Q \eta_m \cdot \eta_{эо} \cdot \eta_n$, делается вывод, что „в замкнутых схемах (в отличие от разомкнутых) любое повышение температуры в испарителе увеличивает к.п.д. и полученную мощность“ и далее... для замкнутой одноступенчатой схемы при заданных t_1 и t_2 к.п.д. и полученная мощность не зависят от температуры теплоносителя, поступающего в испаритель*. Последнее легко проверяется нашим анализом замкнутого цикла.

$$Q = G(t_0 - t_1).$$

При неизменных t_1 и t_2 количество теплоносителя будет зависеть от t_0 , $G = f(t_0)$ (при постоянном количестве тепла, отводимого от промышленного агрегата Q).

Как уже было установлено выше, при неизменной работе турбины (h_0) работа цикла может принять нулевое или отрицательное значение в зависимости от температурного перепада ($t_0 - t_1$), приходящегося на элементы цикла испаритель—источник тепла.

Так, например, на 1 мккал отводимого тепла при $t_0 - t_1 = 0,1$ необходимо через испаритель пропустить количество теплоносителя, равное

$$G = \frac{10^6}{0,1} = 10^7 \text{ кг/мккал.}$$

Но так как источник тепла рассчитан на пропуск определенного количества теплоносителя, то чрезмерное повышение расхода теплоносителя увеличивает гидравлическое сопротивление источника тепла.

Влияние температуры в испарителе на работу цикла нами было показано выше. Здесь также на определенном этапе повышения t_1 работа цикла может иметь нулевую или отрицательную величину при росте работы расширения пара в турбине. Определение t_1 в замкнутом цикле Россиевский рекомендует производить с учетом факторов, лежащих „вне самого цикла“. В число этих факторов попадает ряд несомненных элементов цикла: работа питательного насоса (перекачка теплоносителя через испаритель и источник тепла), условия теплообмена в источнике тепла (где происходит часть цикла—сообщение тепла теплоносителю), условия производства пара в испарителе (связь между первым и вторым нами показана выше). Такой искусственный разрыв цикла—отделение основной его части—парогенератора является неправильным, так как не отражает действительного процесса и эффективности использования вторичных энерго-ресурсов.

Температура t_1 Россиевским определяется по максимальной разности

$$N_{уст} - N_{нас}.$$

Мощность установки нетто находится как разность

$$N_{уст}^n = N_{уст} - \Sigma N_{сн},$$

где $\Sigma N_{сн}$ — суммарная мощность двигателей собственных нужд (циркуляционные насосы конденсаторов, конденсатные насосы, эвакуация воздуха и др).

В $N_{уст}^n$ входит не мощность $N_{уст}^{max}$, учитывающая оптимальную $\Delta t_n = t_0 - t_1$, а мощность $N_{уст}$, определяемая им из выражения:

$$N_{уст} = N_э \cdot \eta_n = 1160 \eta_m \cdot \eta_{эо} \cdot \eta_n,$$

где $N_э = 1160 Q \eta_m \cdot \eta_{эо}$ — мощность турбогенератора,

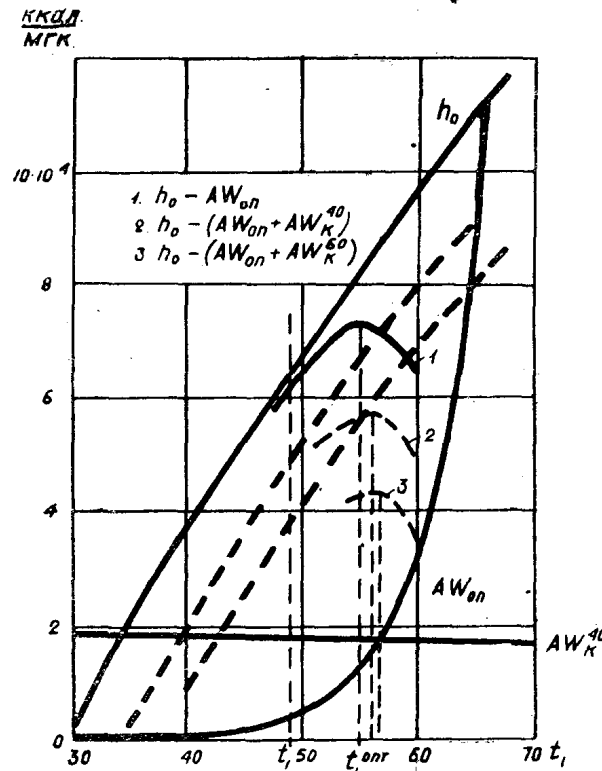
η_n — коэффициент, учитывающий потери тепла и теплоносителя.

Влияние $\Sigma N_{сн}$ на t_1 и максимальную работу не учитывается как в теоретическом, так и в реальном цикле, хотя для последнего приводится зависимость $\frac{N_{цир}}{N_{уст}}$ от t_1 (Россиевский считает суммарную мощность собственных нужд $\Sigma N_{сн}$ примерно равной мощности, потребляемой циркуляционным насосом турбогенератора $N_{цир}$, т. е. $\Sigma N_{сн} \approx N_{цир}$).

Иллюстрацией вышесказанного может служить следующий частный пример расчета идеального цикла, в котором $t_0 = 70^\circ$, $t_2 = 29^\circ$, температурный перепад в источнике тепла до включения его в цикл вакуумной установки $\Delta t_{ит} = 41^\circ$ при гидравлическом сопротивлении $H_{ит} = 10$ м вод. ст.

По исследованиям Россиевского, теоретическая температура t_1 определяется по кривой h_0 фиг. 6 и должна приближаться к t_0 , и может быть взятой, например, $t_1 = 69^\circ$.

Из энергоэкономического расчета цикла, по Россиевскому, величина оптимальной температуры t_1 , отвечающая мощности установки нетто



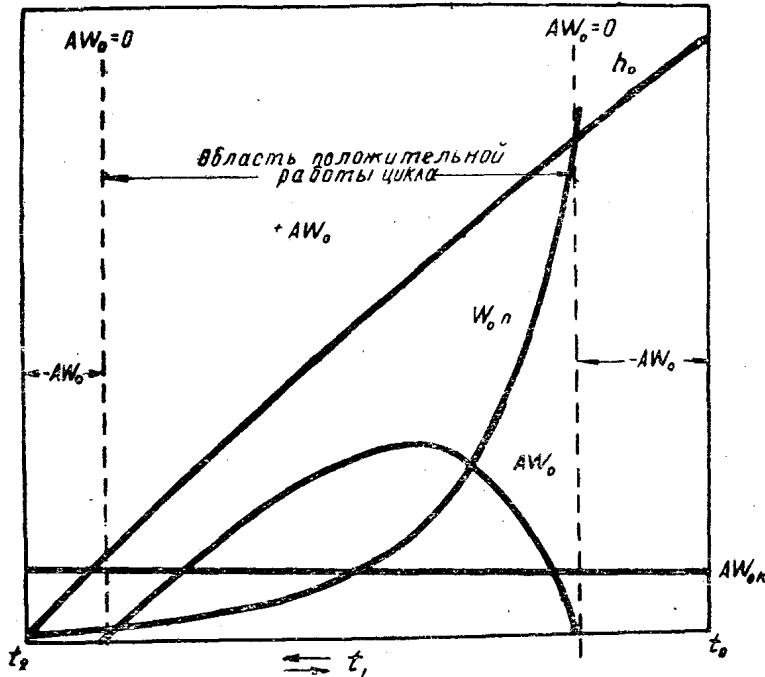
Фиг. 6

$(N_{уст}^n)$, соответствует температуре t_1 , определенной по максимальному значению кривой h_0 , имеющей относительное минимальное значение $\frac{N_{цир}}{N_{уст}}$.

Методика определения t_1 с учетом части цикла испаритель—источник тепла у Россиевского отсутствует, но если подсчитать по нашему методу, то t_1 для теоретического цикла определяется максимумом кривой 1, а работа части цикла испаритель—источник тепла—кривой $AW_{он}$.

Определение же t_1 по максимальной работе всего цикла производится по кривым (2), (3)—в зависимости от гидравлической потери напора в контуре охлаждающей воды. Как видно из фиг. 6, максимум этих кривых, а следовательно, отвечающая им оптимальная температура смещается по

сравнению с температурой t_1 , определенной без учета циркуляционного тракта (кривая 1). По данным этой фигуры также усматривается несоответ-



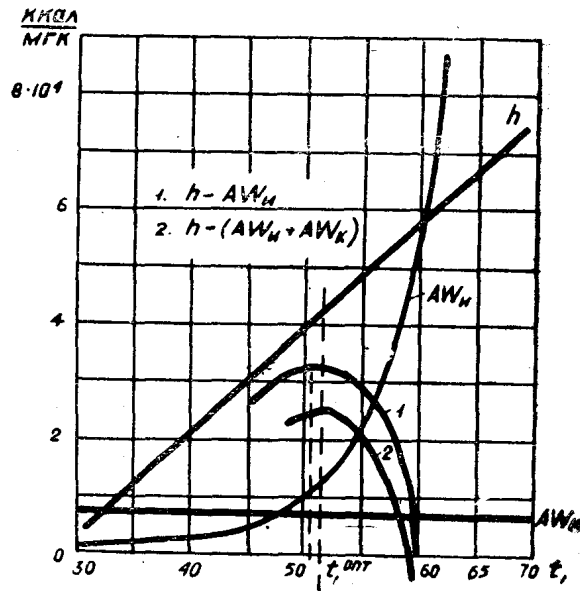
Фиг. 7

ствии теоретической работы части цикла турбина-испаритель с работой всего цикла. Кривая AW_{on} в пересечении с кривой h_0 дает температуру t_1 нулевой работы цикла—правая граница нулевой работы теоретического цикла.

Пересечение кривой h_0 с AW_{ok} также является температурой t_1 нулевой работы цикла—левая граница нулевой работы цикла. За пределами температур в испарителе нулевой работы цикла в сторону больших температур (от правой границы) и в сторону меньших температур (от левой границы) находится область отрицательной работы теоретического цикла (фиг. 7).

Таким образом, даже для теоретического цикла методика Россиевского не позволяет правильно определить оптимальную температуру и максимальную работу цикла.

Для определения оптимальной температуры в реальных условиях методика Россиевского еще более неприемлема.



Фиг. 8

В реальных условиях работы установки оптимальная температура t_1 не соответствует оптимальной температуре теоретического цикла, что еще в большей степени подчеркивает неправильность метода Россиевского. Так, например, на фиг. 8 для вышеприведенного примера показано влияние некоторых реальных условий на определение t_{1opt} и максимальной работы установки (внутренний относительный к.п.д. турбины $\eta_{oi} = 0,6$, $\eta_n = 0,6$, гидравлическое сопротивление тракта охлаждающей воды 10 м вод. ст.).

Как видно из кривых 1 и 2, t_{1opt} смещается в сторону меньших температур в испарителе и является переменной величиной.

Как показывают исследования для наиболее типичных установок, теоретическая работа всего цикла на 30—40% меньше теоретической работы турбины, принимаемой Россиевским за работу всего цикла.

В реальных условиях работа цикла еще больше отличается от работы турбины. Для температуры t_1 , определяемой по методу Россиевского, теоретическая работа всего цикла может иметь нулевое или даже отрицательное значение.

Эффективность вакуумных установок Россиевский определяет как отношение

$$\eta_{уст}^a = \frac{860 N_a}{10^6 Q}$$

или $\eta_{уст} = \eta_m \cdot \eta_{эо}$ — для идеального цикла и

$$\eta_{уст} = \frac{860 N_s}{10^6 Q}$$

или $\eta_{уст} = \eta_m \cdot \eta_{эо} \cdot \eta_n$ — для реального цикла.

Считая $\eta_{эо}$ и η_n постоянными и мало зависящими от условий протекания процесса величинами, получаем

$$\eta_{уст} = a \cdot \eta_m$$

т.е. к.п.д. вакуумной энергетической установки сводится к одному элементу цикла—вакуумной турбине.

Здесь также возможны случаи, когда при относительно высоком значении термического к.п.д. турбины и, следовательно, к.п.д. установки (по Россиевскому) работа всего цикла будет иметь нулевую или отрицательную величину.

Такое представление о цикле вакуумных установок не дает правильного понятия об эффективности утилизации тепла нагретых вод, неправильно ориентирует промышленность о возможности использования тепла нагретых вод и значительно завышает существующие вторичные энергоресурсы промышленности.

ЛИТЕРАТУРА

1. Россиевский Г. И. Электроэнергетическое использование низкопотенциальных вторичных энергетических ресурсов промышленности по замкнутой схеме. Изв. АН СССР, ОТН, № 12, 1948.
2. Россиевский Г. И. Электроэнергетическое использование тепла, отводимого из систем охлаждения производственных агрегатов. За экономию топлива, № 5, 1949.
3. Положий С. В. Определение оптимальной температуры испарителя вакуумной установки при одноступенчатом испарении. Изв. Томского политехнического института, том 66, в. 2, 1949.
4. Положий С. В. О к.п.д. вакуумных энергетических установок. Изв. Томского политехнического института, том 70, в. 1, 1950.

ЗАМЕЧЕННЫЕ ОПЕЧАТКИ

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