

О К.П.Д. ВАКУУМНЫХ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ УСТАНОВОК

С. В. ПОЛОЖИЙ

Для оценки возможности и эффективности использования тепла нагретых вод с целью производства электрической энергии немаловажную роль имеют правильное толкование цикла и определение к.п.д. вакуумных установок. От этого зависит реальная оценка энергетических ресурсов естественных вод и вторичных энергоресурсов промышленности, а также возможность осуществления вакуумных установок.

Вопросом определения к.п.д. вакуумных установок занимались Рей [5], Шамбадаль [2;3] и Низолль [4].

Рей определял к.п.д. как отношение „максимальной работы“ к потенциальной тепловой энергии, заключенной в нагретой воде в температурных пределах работы установки,

$$\eta = \frac{W_{max}}{T_0 - T_2}.$$

Шамбадаль предложил метод оценки эффективности вакуумной установки, основанный на определении отношения работы установки при данном количестве испарителей к максимально возможной работе при бесконечно большом числе испарителей в виде отношения

$$\eta = \frac{n}{n+1},$$

где n — число испарителей.

К этому же результату пришел и Низолль.

Определение к.п.д. вакуумной установки по Рею

Определение максимальной работы одного килограмма нагретой воды, поступающей в испаритель вакуумной установки, Рей производил, исходя из приближенного выражения работы выданного количества пара в теоретической машине, работающей по циклу Ренкина, предложенному Рато:

$$W = \frac{c(T_0 - T_1)}{r_1} (T_1 - T_2) \left[\frac{r_1}{T_1} + \frac{T_1 - T_2}{T_1 + T_2} \right] \text{ ккал/кг},$$

где T_0 — начальная абсолютная температура нагретой воды в абс. градусах;
 T_1 — температура пара, покидающего испаритель в абс. градусах;
 T_2 — температура конденсации пара (холодного тела) в абс. градусах;
 r_1 — скрытая теплота парообразования при температуре T_1 в ккал/кг;
 c — теплоемкость воды = 1.

Взяв максимум этого выражения в пределах крайних температур T_0 и T_2 , в зависимости от температуры в испарителе T_1 , т. е.

$$\frac{dW}{dT_1} = 0,$$

Рей получил весьма сложную и громоздкую формулу, которую для практического употребления заменил более простой эмпирической формулой

$$W_m = 0,001343 (T_0 - T_2)^{1,8675}$$

и получил выражение к.п.д.

$$\eta = \frac{W_m}{T_0 - T_2} = \frac{0,001343(T_0 - T_2)^{1,8675}}{T_0 - T_2} = 0,001343 (T_0 - T_2)^{0,8675}$$

В действительности, как показывают исследования, эта максимальная работа не характеризует полностью цикл вакуумной установки, а только часть его — получение пара и превращение последнего в работу в теоретической установке, не имеющей затраты энергии на осуществление цикла (перекачка охлаждающей и нагретой воды и экстракция воздуха), которая в силу специфических особенностей вакуумных установок не только в реальных условиях, но и в теоретическом цикле составляет значительную величину. Неучет этого обстоятельства приводит к неправильным выводам и к неправильному пониманию той задачи, которая ставится в подобных условиях.

Рассмотрение формулы максимальной работы Рея показывает, что даже при незначительной разности температур $T_0 - T_2$ нагретая вода дает работу, но если посмотреть при этом, какое количество энергии требуется для осуществления цикла вакуумной установки, то окажется, что количество вырабатываемой энергии будет недостаточным для осуществления цикла установки, или в лучшем случае установка сможет обслужить сама себя, не давая свободной энергии для потребителей. В других случаях энергии, вырабатываемой из нагретой воды, может хватить на непрерывное поддержание цикла вакуумной установки, но потребление последней на собственные нужды будет достигать таких размеров, что полезная работа установки не оправдает вложения средств в осуществление и эксплуатацию такой установки.

Определение к. п. д. вакуумной установки по Шамбадалю

Определение максимальной работы вакуумной установки при многоступенчатом испарении Шамбадалем производилось из тех же предпосылок, что и Реем.

В результате сложных математических выкладок он пришел к конечному результату значения к. п. д. вакуумной установки при многоступенчатом испарении, как отношения максимальной работы при данном количестве испарителей ($W_m^{(n)}$) к максимально возможной работе при бесконечном числе испарителей ($W_m^{(\infty)}$) в виде отношения числа испарителей,

$$\eta = \frac{n}{n+1}.$$

На рис. 1 эта зависимость изображена графически. Определяемый таким образом к.п.д. установки, как не трудно видеть, не дает представления об эффективности и возможности утилизации нагретых вод для энергетических целей. Так, например, всегда и во всех случаях к.п.д. установки при одноступенчатом испарении по Шамбадалю будет равен пятидесяти процентам

$$\eta = \frac{n}{n+1} = \frac{1}{1+1} = 0,5.$$

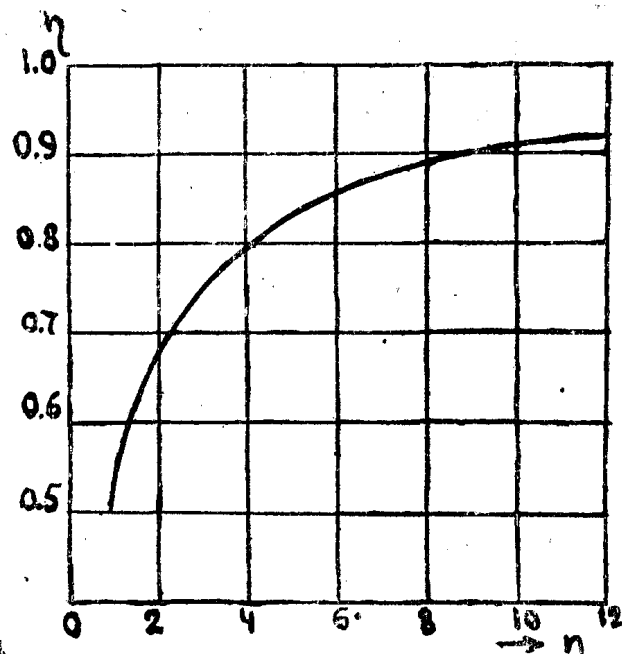


Рис. 1

По существу эта формула представляет теоретическую выгоду от увеличения числа испарителей и к тому же весьма неполную, так как она

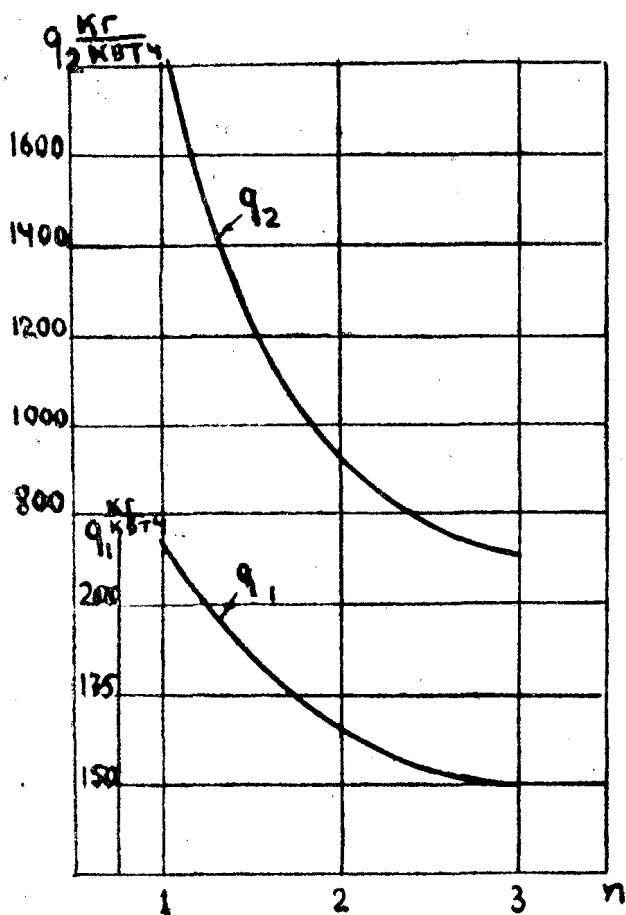


Рис. 2

совершенно не учитывает влияния ряда факторов работы теоретической, тем более реальной установки.

Для иллюстрации этого на рис. 2 показан расход нагретой и охлаждающей воды установкой в зависимости от числа испарителей на частном

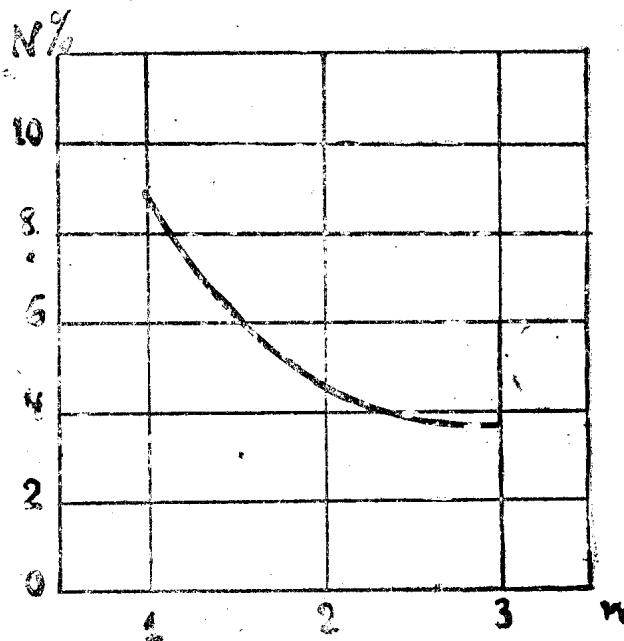


Рис. 3

примере (начальная температура нагретой воды 90°C , температура охлаждающей воды $1,7^{\circ}\text{C}$, температура конденсации пара $6,7^{\circ}\text{C}$).

Рис. 3 показывает расход энергии на перекачку этой воды на киловатт-час установки (преодолеваемый напор 10 м воды). Расход энергии на перекачку воды особенно резко падает при двух испарителях.

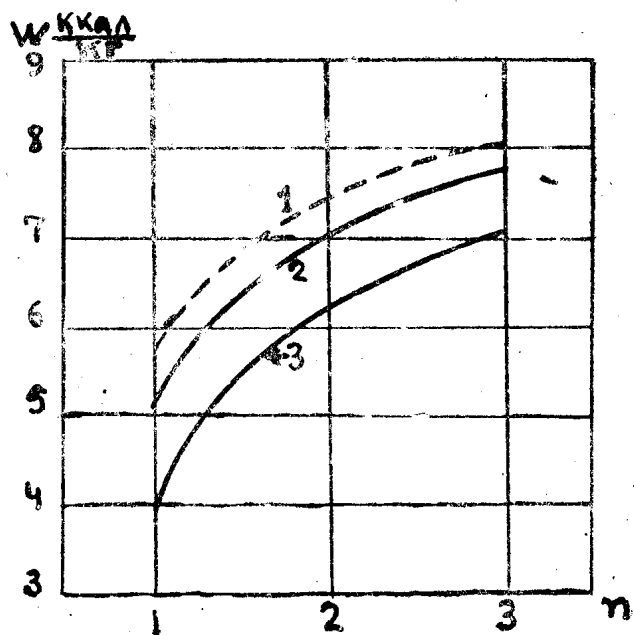


Рис. 4

Влияние преодолеваемых напоров водяного тракта на полезную работу килограмма воды (работу, произведенную для внешних потребителей) изоб-

ражено на рис. 4. Кривая 2 показывает полезную работу килограмма нагретой воды при напоре водяного тракта в 10 м вод. ст., кривая 3—в 30 м вод. ст.

К. п. д. вакуумных установок

Работы французских ученых по использованию низкотемпературных ресурсов тепла [2—5] не отражают правильно как теоретической, так и реальной возможности и эффективности использования тепла нагретых вод вследствие изолированного рассмотрения цикла вакуумных установок, пренебрежения работой вспомогательных устройств в теоретическом цикле и уподобления цикла вакуумных установок циклу Ренкина.

Применение цикла Ренкина к вакуумным установкам не может считаться правильным в силу своеобразного изменения рабочего тела, специфической зависимости между отдельными элементами цикла и значительной величины работы насосов по сравнению с работой пара в двигателе.

На рис. 5 изображены схемы вакуумных энергетических установок, в которых нагретая вода из источника тепла (тепло естественных вод или вторичное тепло воды производственных процессов) направляется в вакуумный испаритель, в котором незначительная часть воды превращается в насыщенный пар за счет падения давления ниже температуры кипения. Неиспарившаяся вода насосом подается обратно в источник тепла—замкнутая схема установки (рис. 5б) или направляется на сброс—разомкнутая схема (рис. 5а).

Для получения 1 кг пара в испаритель необходимо подать m_1 килограммов нагретой воды (кратность испарения). Приблизительно можно считать, что на каждый 10-градусный температурный перепад, срабатываемый в испарителе, требуется для образования 1 кг пара 55 кг нагретой воды. И следовательно, при одних и тех же условиях работа подачи воды в испаритель—котел вакуумной установки будет в m_1 раз больше, чем в цикле Ренкина.

Работоспособность 1 кг пара всегда возрастает с увеличением температурного перепада, приходящегося на турбину ($t_1 - t_2$), в то время как максимальная работа цикла зависит от соотношения тепловых перепадов испарителя и турбины, при котором удастся наиболее эффективно использовать энергию нагретой воды, содержащуюся в источнике тепла. В этом другое отличие цикла вакуумной установки от цикла Ренкина.

В цикле вакуумной установки нельзя пренебрегать процессом конденсации пара в конденсаторе турбины, как это делается при рассмотрении цикла Ренкина, по причине зависимости кратности охлаждения m_2 от условий работы цикла (температуры нагретой и охлаждающей воды, температуры в испарителе, перепада температуры в конденсаторе, больших удельных расходов охлаждающей воды). Кроме того при смешивающей конденсации имеет место затрата работы на удаление воздуха, могущая достигать значительной величины в зависимости от условий работы цикла.

Низкая работоспособность пара и большая работа вспомогательных агрегатов не позволяет пренебрегать работой последних при рассмотрении теоретического цикла вакуумных установок, а также изолированно рассматривать отдельные элементы цикла вне их общей связи.

Исходя из всех этих условий и особенностей циклов вакуумных установок, полезная теоретическая работа последних может быть определена из выражения:

$$AW = h_a - AW_n - AW_k - AW_{эк} \text{ ккал/кг (I),}$$

где h_a — адиабатический тепловой перепад вакуумной турбины, ккал/кг ,
 AW_u — теоретическая работа насоса по перекачке нагретой воды, ккал/кг ,
 AW_k — то же по перекачке охлаждающей воды, ккал/кг ,
 $AW_{\text{эк}}$ — теоретическая работа экстрактора воздуха, ккал/кг .

Это будет верно для идеальных вакуумных установок, в которых
 1) отсутствует удаление агрегата от источника тепла и охлаждающей воды;
 2) отсутствует разность нивелирных высот агрегата источника тепла

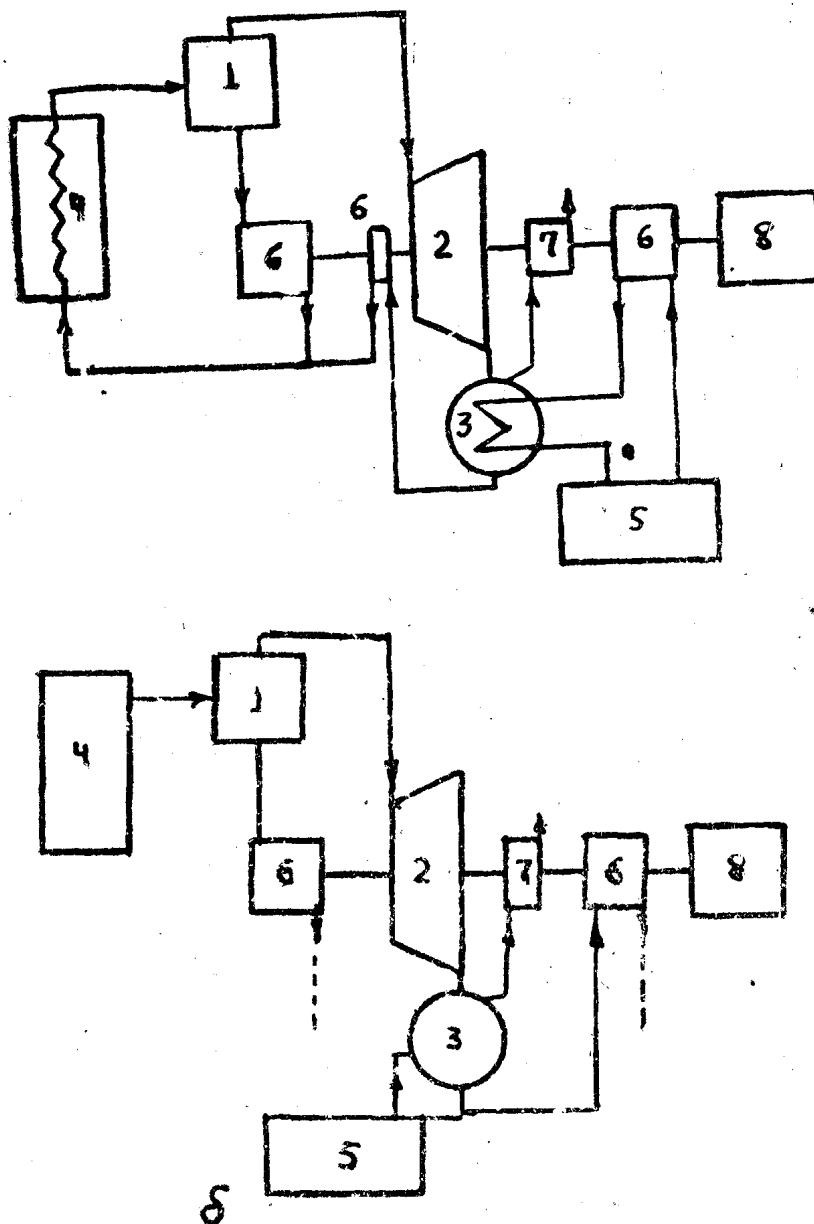


Рис. 5

1—испаритель; 2—турбина; 3—конденсатор; 4—источник
 тепла; 5—источник охлаждающей воды; 6—водяные насосы;
 7—экстрактор воздуха.

и охлаждающей воды; 3) отсутствуют потери в цикле; 4) отсутствует
 присос в системе; 5) не учитывается работа конденсатного насоса.

Это выражение имеет вид:

$$AW = (i_1 - i_2) - A(p_0 - p_1)m_1 - A(p_0 - p_2)m_2 - 0,00295 \frac{p_2}{\gamma_2} \left(\frac{a_1 m_1}{T + t_0} + \frac{a_2 m_2}{T + t'_2} - \frac{a_3 p_2 m_2}{T + t_2} \right) \times \left[\left(\frac{p_0}{p_2} \right)^{0,285} - 1 \right] \text{ ккал/кг} \quad (2)$$

для разомкнутой схемы и смешивающей конденсации.

$$AW = (i_1 - i_2) - A(p_0 - p_1)m_1 - AH_k m_2 - 0,00295 \frac{p_2}{\gamma_2} \cdot \frac{a_1 m_1}{T + t_0} \left(\frac{p_0}{p_2} \right)^{0,285} - 1 \quad (3)$$

для разомкнутой схемы и поверхностной конденсации.

$$AW = (i_1 - i_2) - AH_{uT} m_1 - AH_k m_2 - 0,00295 \frac{p_2}{\gamma_2} \frac{a_1 m_1}{T + t_0} \left[\left(\frac{p_0}{p_2} \right)^{0,285} - 1 \right] \quad (4)$$

для замкнутой схемы и поверхностной конденсации, последним членом можно пренебречь вследствие многократной деаэрации воды.

Здесь: i_1 — теплосодержание пара перед турбиной в ккал/кг,

i_2 — тоже в конденсаторе турбины в ккал/кг,

p_0 — барометрическое давление в м вод. ст.,

p_1 — давление в испарителе в м вод. ст.,

m_1 — кратность испарения, кг воды на 1 кг пара,

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

r_1 — скрытая теплота парообразования при p_1 , ккал/кг,

t_0 — температура нагретой воды, °C,

t_1 — температура в испарителе, °C,

p_2 — давление в конденсаторе, м вод. ст.,

p'_2 — давление в конденсаторе, атм,

m_2 — кратность охлаждения, кг воды на 1 кг пара,

$$m_2 = \frac{i_2 - t_2}{t_2 - t'_2} = \frac{i_2 - t_2}{\Delta t_k},$$

t_2 — температура конденсации при p_2 , °C,

t'_2 — температура охлаждающей воды на входе в конденсатор, °C,

a_3 — коэффициент растворимости воздуха при t_2 ,

γ_2 — удельный вес воздуха при p_2 , кг/м³,

a_1 — коэффициент растворимости воздуха при t_0 , кг/кг,

a_2 — то же при t'_2 , кг/кг,

H_{uT} — гидравлическое сопротивление источника тепла, м вод. ст.

H_k — гидравлическое сопротивление поверхностного конденсатора, м вод. ст.

Во всех случаях (формулы 1—4) при оптимальной температуре испарителя $t_1 = t_{1opt}$ теоретическая полезная работа цикла будет иметь максимальную величину.

Для разомкнутого цикла и сравнительных расчетов оптимальную температуру испарителя можно определять по формулам Рея.

Точное же значение t_{1opt} определяется для цикла в целом по методу, предложенному автором [1].

Для замкнутого цикла оптимальная температура определяется по точкам (формула 4) путем просчета цикла.

На рис. 6 приведены кривые зависимости теоретической работы составных элементов идеального разомкнутого цикла при температуре

$t_1 = t_{10nm.}$, подсчитанной по формуле Рея (перекачка нагретой и охлаждающей воды, экстракция воздуха) от начальной температуры нагретой воды в процентах от теоретической работы 1 кг пара при зафиксированной температуре $t_2 = 6,7^\circ\text{C}$. Как видно из характера кривых, работа от-

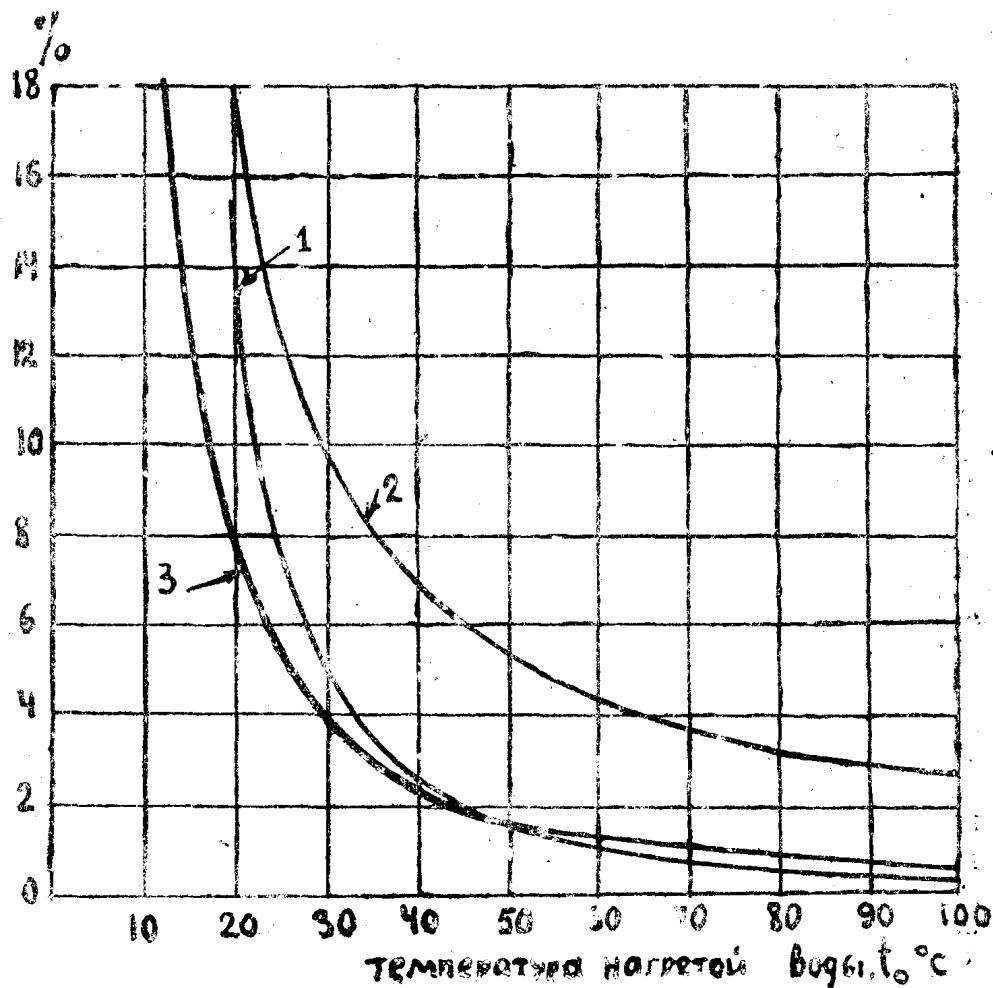


Рис. 6

1—перекачка нагретой воды; 2—перекачка охлаждающей воды;
3—экстракция воздуха.

дельных элементов цикла резко возрастает с уменьшением температуры нагретой воды.

На рис. 7 для этого же частного примера изображены теоретический расход энергии на осуществление собственного цикла (ΣAW_0) и теоретический тепловой перепад вакуумной турбины 1 кг пара, из которых видно, что полезная работа идеальной установки при определенном значении t_0 и t_2 (для данного примера $t_0 = 15^\circ\text{C}$) равна нулю.

Работа цикла вакуумных энергетических установок в реальных условиях включает в себя все факторы, обуславливающие протекание действительного процесса, и значительно снижает полезную работу последнего

$$AW_g = (i_1 - i_2) \eta_{0i} \eta_M \eta_c - \frac{A(p_0 - p_1 + H'_u)m_1}{\eta_n \cdot \eta_M \cdot \eta_{mi}} - \frac{A(p_0 - p_2 + H'_k)m_2}{\eta_n \cdot \eta_M \cdot \eta_{mk}} - \frac{AH_{kon}}{\eta_M \eta_n}$$

$$\frac{n}{n-1} A p'_2 \left[\frac{0,3529}{\gamma_2} \left(\frac{a_1 m_1}{T+t_0} + \frac{a_2 m_2}{T+t'_2} - \frac{a_3 p''_2 m_2}{T+t_2} \right) + V_n + V_{np} \right] \left[\left(\frac{p_0}{p'_2} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] \quad (5)$$

$\eta_{эк}$

для разомкнутого цикла и смешивающей конденсации.

Здесь:

- $\eta_{oi} \eta_M \cdot \eta_2 = \eta_{o2}$ — относительный электрический к.п.д. турбогенератора;
 η_n — к.п.д. водяных насосов;
 η_M — к.п.д. привода насосов;
 $\eta_{ти}$ — тепловой к.п.д. испарителя;
 $\eta_{тк}$ — тепловой к.п.д. конденсатора, учитывающий увеличение m_2 вследствие повышения i_2 в действительных условиях;
 H'_u — гидравлическое сопротивление водоводов испарителя вследствие удаления установки и разности нивелирных высот, с учетом сифонного удаления воды;

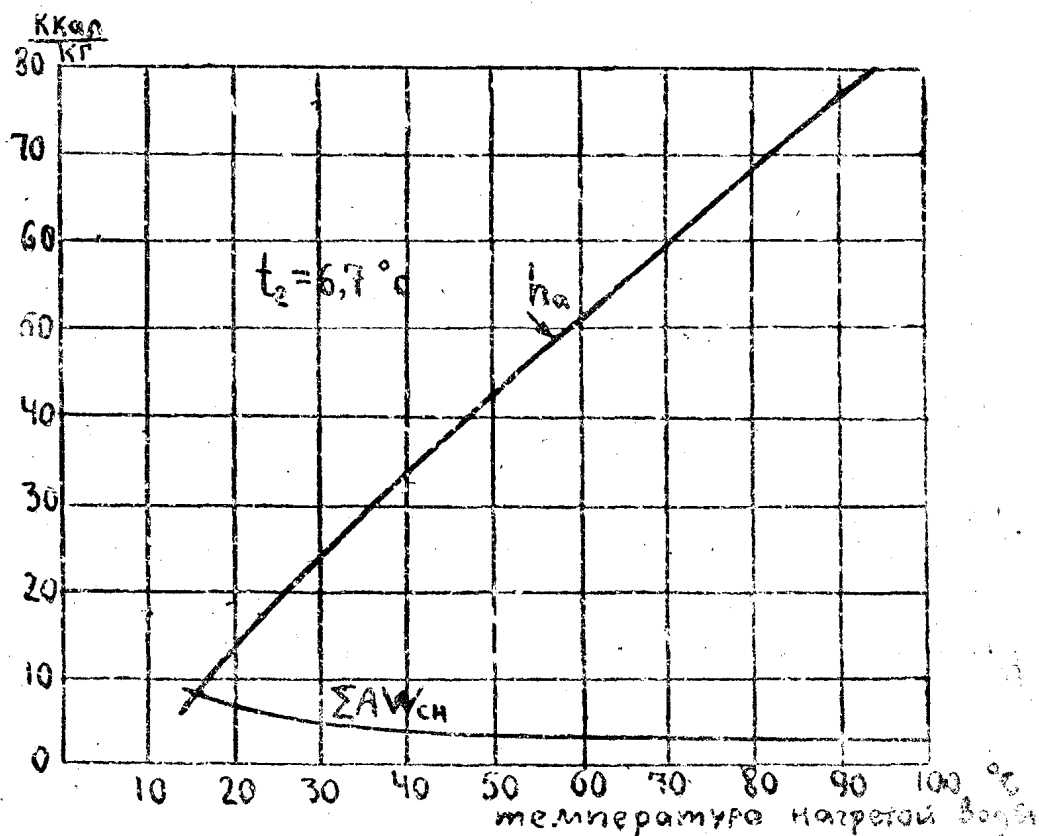


Рис. 7

- $H_{кон}$ — гидравлическое сопротивление конденсатного тракта, м вод. ст.;
 H'_k — гидравлическое сопротивление водоводов охлаждающей воды вследствие удаления установки и разности нивелирных высот, м вод. ст.;
 n — показатель политропы;
 V_n — объем водяных паров, отсасываемый вместе с воздухом, m^3 ;
 V_{np} — присос воздуха, m^3 ;
 $\eta_{эк}$ — к.п.д. экстрактора воздуха, учитывающий также способ удаления воздуха;
 p'_2 — парциальное давление воздуха в конденсаторе, $кг/м^2$.

При анализе формулы работы цикла вакуумных установок в действительных условиях, может оказаться, что

$$AW_{\partial} > 0, \text{ когда } h_{\partial} = (i_1 - i_2) \eta_{\partial\partial} > \Sigma AW_{\text{сн}},$$

$$AW_{\partial} < 0, \text{ когда } h_{\partial} < \Sigma AW_{\text{сн}},$$

$$AW_{\partial} = 0, \text{ когда } h_{\partial} = \Sigma AW_{\text{сн}}.$$

Следовательно, утилизацию энергии нагретой воды для производства электрической энергии можно осуществлять лишь в первом случае $AW_{\partial} > 0$, причем полезная работа не должна быть ниже определенной величины, обусловленной технико-экономическим расчетом, при которой вакуумная установка должна оправдать капитализационные затраты на ее осуществление.

В соответствии с методикой определения работы цикла вакуумных установок определяется к.п.д. установок.

Теоретический к.п.д. вакуумных установок

$$\eta_{\text{ауст}} = \frac{AW}{(t_0 - t_2)m_1},$$

действительный к.п.д. вакуумных установок

$$\eta_{\text{уст}} = \frac{AW_{\partial}}{(t_0 - t_2)m_{1\partial}}.$$

$$\text{При } t_1 = t_{1\text{онм}},$$

$$\eta_{\text{ауст}} \text{ и } \eta_{\text{уст}}$$

приобретают максимальное значение.¹⁾

ЛИТЕРАТУРА

1. С. В. Положий. Определение оптимальной температуры испарителя вакуумной установки при одноступенчатом испарении, Изв. Томского политехнического института, т. 66, в. 2, 1949.
2. P. Chambadal. Du fonctionnement en serie des bouilleurs servant a l'utilisation de l'energie des eaux chaudes. Chaleur et Industrie № 144, 1932.
3. P. Chambadal. Les transformations d'energie continues et discontinues. La Technique Moderne № 15, 16, 1947.
4. L. Nisolle. Du fonctionnement en serie des bouilleurs servant a l'utilisation des eaux chaudes. Chaleur et Industrie № 147, 1932.
5. I. Rey. De l'utilisation de l'energie des eaux chaudes industrielles et naturelles, Chaleur et Industrie, mai, 1930.

Примечание редакции

Вполне соглашаясь с автором в том, что к.п.д. вакуумных энергетических установок зависит от расхода энергии на собственные нужды, редакция не солидаризируется с ним в том, что это обстоятельство целесообразно учитывать при помощи конструирования специального выражения для к.п.д. цикла. Против этого могут быть сделаны серьезные возражения.