

**ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОПТИМАЛЬНОЙ ТЕМПЕРАТУРЫ ИСПАРИТЕЛЯ
ВАКУУМНОЙ УСТАНОВКИ ПРИ ОДНОСТУПЕНЧАТОМ ИСПАРЕНИИ**

С. В. ПОЛОЖИЙ

Проблема использования нагретых вод для производства электрической энергии хотя и подвергалась во Франции значительным теоретическим исследованиям, однако, в части определения оптимальной температуры и соответствующей ей максимальной работы эти исследования носили отвлеченный математический характер и не учитывали ряд явлений и особенностей, присущих вакуумной установке, как энергетическому агрегату. Такие исследования не отражали действительных процессов и возможного эффекта утилизации нагретых вод и ввиду этого являются недостаточными.

Возникает необходимость всестороннего рассмотрения вопроса утилизации нагретых вод, с учетом всех явлений и особенностей вакуумной установки. Такая постановка и правильное решение этого вопроса позволят судить о возможности и экономичности использования нагретых вод в каждом конкретном случае.

Определение оптимальной температуры испарения вакуумной установки и факторов, влияющих на нее, и является целью данной работы.

Работа одного килограмма нагретой воды в вакуумной установке зависит от начальной температуры нагретой воды— T_0 , температуры охлаждающей воды— T_2 и температуры воды (пара)— T_1 , покидающей испаритель-котел вакуумной установки.

Если первые два фактора (температура горячего и холодного тела) являются обычными для всех теплосиловых установок, то третий фактор (температура воды, покидающей испаритель) является специфической особенностью вакуумных установок. При постоянной начальной и конечной температурах цикла вакуумной установки работа килограмма воды будет иметь различные значения в зависимости от температуры в испарителе, имея максимальное значение только при вполне определенной оптимальной температуре в последнем.

Во всех же других случаях, при температуре в испарителе выше или ниже оптимальной, работа килограмма воды всегда будет меньшей. При повышении температуры в испарителе выше оптимальной количество пара, выделяющегося с килограмма воды, уменьшается, но тепловой перепад, приходящийся на вакуумную турбину, увеличивается. И наоборот, при уменьшении температуры в испарителе ниже оптимальной, количество пара, выделяющееся с килограмма воды, растет, но тепловой перепад падает. Этот процесс происходит таким образом, что в крайних своих положениях работа одного килограмма воды в том и другом случае равна нулю.

В первом случае, при температуре в испарителе, равной начальной температуре нагретой воды, $T_1=T_0$, количество пара равно нулю.

Во втором случае, при температуре в испарителе, равной температуре холодного источника, $T_1=T_2$, тепловой перепад вакуумной турбины равен нулю.

Определение теоретической оптимальной температуры испарителя вакуумной установки разработано Реем [2], который определил максимальную работу килограмма нагретой воды и температуру в испарителе, соответствующую этой работе, аналитическим путем и предложил эмпирическое уравнение, весьма точно совпадающее с теоретическим. Рей при определении оптимальной температуры не принимал во внимание работу вакуумной установки в целом. Он не учитывал влияние температуры испарителя на расход энергии по перекачке нагретой и охлаждающей воды и по экстракции воздуха. Вследствие этого, теоретическая оптимальная температура, определенная Реем, не соответствует температуре, отвечающей максимальной работе действительной вакуумной установки.

Прежде чем перейти к рассмотрению влияния температуры в испарителе на работу вакуумной установки, необходимо рассмотреть цикл последней. На рис. 1 показана схема вакуумной установки.

Нагретая вода с температурой T_0 подается в испаритель, в котором за счет падения давления ниже давления кипения, за счет скрытой теплоты испарения образуется пар в количестве $\frac{T_0 - T_1}{r_1}$ килограммов на килограмм нагретой воды. Пар из испарителя поступает в вакуумную турбину, где и срабатывается от давления в испарителе— P_1 до давления в конденсаторе турбины— P_2 .

Процесс генерации пара в испарителе и получение энергии в турбине составляют основную часть цикла вакуумной установки.

Но для осуществления цикла вакуумной установки необходимо: для получения пара—подавать нагретую воду в испаритель, для конденсации пара—подавать охлаждающую воду в конденсатор турбины и для поддержания вакуума—удалять воздух из конденсатора.

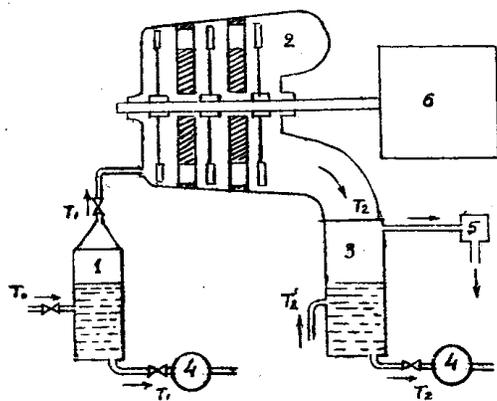


Рис. 1. 1—испаритель; 2—вакуумная турбина; 3—смешивающий конденсатор; 4—насосы; 5—экстрактор воздуха; 6—генератор.

Следовательно, часть энергии, полученной из нагретой воды, неизбежно должна затрачиваться на подачу нагретой и охлаждающей воды и на экстракцию воздуха, т. е. на собственные нужды вакуумной установки. Последние, в силу огромных удельных расходов охлаждающей и нагретой воды, значительно сокращают возможный отпуск энергии для внешних потребителей. Кроме того, расход энергии на собственные нужды вакуумной установки при постоянных температурах нагретой и охлаждающей воды и прочих равных условиях является переменной величиной, зависящей от температуры в испарителе.

Поэтому, рассматривая цикл вакуумной установки в целом, приходим к выводу о необходимости получения максимальной мощности 1 кг воды для внешних потребителей—мощности нетто (мощности без энергии, расходуемой вакуумной установкой на себя), а не потенциальной энергии, заключенной в нагретой воде.

Соответственно с этим необходимо найти такую температуру воды в испарителе вакуумной установки, при которой возможно получить максимальную мощность нетто утилизируемой нагретой воды при прочих равных условиях. Прежде чем показать ошибочность применения формулы Рея для определения оптимальной температуры с точки зрения получения максимальной мощности нетто утилизируемого источника наг-

ретой воды, необходимо показать влияние температуры испарителя вакуумной установки на количественные изменения в отдельных элементах последней.

Для простоты этот анализ проведем на частном примере, в котором принята: $T_0 = 303,7^\circ$, $T_2 = 279,7$. При постоянной температуре нагретой воды и постоянной температуре конденсации пара, меняя температуру в испарителе, получим зависимость отдельных величин от последней.

Количество пара, образующегося в испарителе, подсчитывается из выражения

$$\alpha = \frac{T_0 - T_1}{r_1} \text{ кг/кг}$$

при теплоемкости воды = 1 или по приближенной формуле

$$\alpha = \frac{T_0 - T_1}{752,2 - 0,567 T_1} \text{ кг/кг},$$

где r_1 — скрытая теплота парообразования при температуре в испарителе.

Изменение количества пара испарителя и теплового перепада турбины в функции температуры испарителя показано на рис. 2.

Удельный расход пара на квтч вакуумной турбины определяется по формуле:

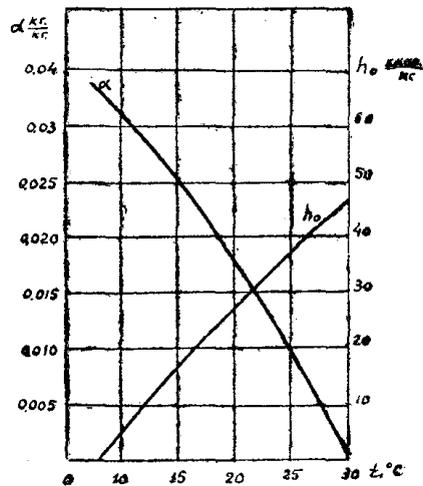


Рис. 2

$$d = \frac{860}{\eta_{0э} \cdot h_0} \text{ кг/квтч},$$

где $\eta_{0э}$ — относительный электрический КПД,

h_0 — теоретический тепловой перепад вакуумной турбины — ккал/кг.

Изменение удельного расхода пара от температуры в испарителе показано на рис. 3; удельный расход пара гиперболически растет с уменьшением температуры в испарителе. Расход нагретой воды на квтч вакуумной турбины определяется, как частное от деления расхода пара турбиной на количество пара, полученного с одного килограмма нагретой воды в испарителе,

$$q_1 = \frac{d}{\alpha} \text{ кг/квтч.}$$

Изменение удельного расхода нагретой воды вакуумной установки от температуры в испарителе показано на рис. 4, кривая q_1 . Как видно из графика, удельный расход нагретой воды имеет минимум только при вполне определенной температуре в испарителе.

Количество охлаждающей воды на квтч вакуумной турбины при смешивающей конденсации определяется из уравнения

$$q_2 = \frac{d (i_2 - t_2)}{t_2 - t'_2} \text{ кг/квтч.}$$

где — i_2 — теплосодержание пара в конденсаторе с учетом потерь в вакуумной турбине (при $\eta_{0i} = 0,70$) и давления, отвечающем температуре конденсации $t_2 = T_2 - 273$ — ккал/кг;

t_2 — температура конденсации пара в конденсаторе турбины — $^\circ\text{C}$;

t'_2 — температура охлаждающей воды, поступающей в конденсатор, — $^\circ\text{C}$;

d — удельный расход пара турбиной — кг/квтч;

q_2 — количество охлаждающей воды — кг/квтч.

Изменение количества охлаждающей воды в зависимости от температуры испарителя показано на рис. 4, кривая q_2 . Как видно из графика, количество охлаждающей воды уменьшается с повышением температуры в испарителе, и кривая не имеет выраженного минимума.

Соответственно с расходом нагретой и охлаждающей воды определяется расход энергии на перекачку этой воды.

Расход энергии на перекачку воды определяется по формуле:

$$N = \frac{q \cdot H}{3600 \cdot 75 \cdot 1.36 \cdot \eta_n} \text{ квт/квт,}$$

здесь q —расход воды (соответственно нагретой или охлаждающей)—кг/квтч,
 H —преодолеваемый напор в метрах водяного столба соответствующего водяного тракта,
 η_n —КПД насосной установки.

При прочих равных условиях расход энергии на перекачку воды пропорционален удельному расходу последней.

Зависимость расхода энергии на перекачку нагретой воды (при $H=10$ м вод. ст.) от температуры в испарителе изображена на рис. 5, кривая N_n . Характер кривой подобен кривой расхода нагретой воды.

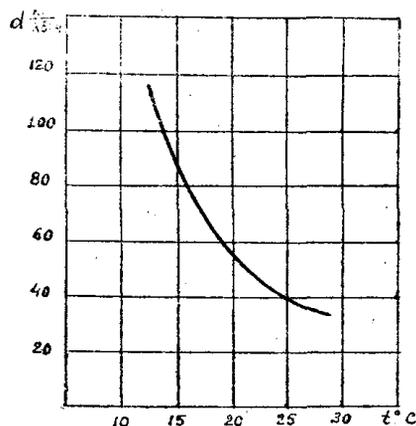


Рис. 3

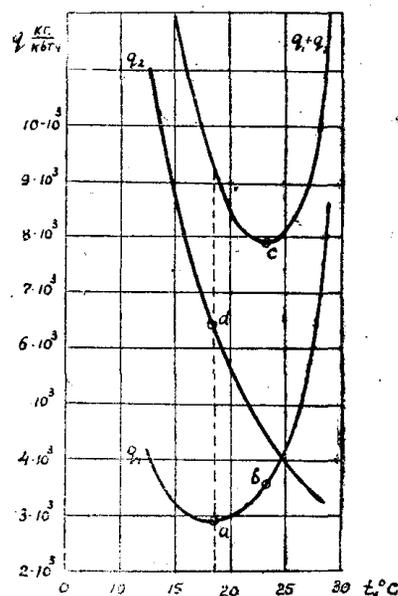


Рис. 4

Изменение расхода энергии на перекачку охлаждающей воды в зависимости от температуры испарителя представлено на этой же фигуре, кривая N_0 . Кривая подобна соответствующей кривой на рис. 4.

Суммарный расход энергии на перекачку нагретой и охлаждающей воды, в зависимости от температуры испарителя, выражается кривой $N_n + N_0$ на рис. 5. Количество растворенного воздуха, подлежащего удалению из охлаждающей воды вакуумной турбины, на квтч последней, определяется из выражения:

$$q'_2 = \frac{\gamma \cdot K \cdot n \cdot T \cdot q_2}{(T + t'_2) \cdot 1000} \text{ кг/квтч.}$$

Здесь: γ —удельный вес воздуха при нормальных условиях в кг/м³;

K —коэффициент растворимости воздуха в воде при температуре последней;

t'_2 —температура охлаждающей воды, поступающей в конденсатор, в °C;

n —доля воздуха, подлежащая экстракции (принята 0.75);

q'_2 —удельный расход охлаждающей воды в кг/квтч.

По этой же формуле определяется количество воздуха, экстрагируемого из нагретой воды, поступающей в испаритель

$$q'_1 = \frac{\gamma \cdot K \cdot n \cdot T \cdot q_1}{(T + t_0) 1000} \text{ кг/квтч}$$

Здесь: t_0 — температура нагретой воды, поступающей в испаритель, в °С;
 K — коэффициент растворимости при температуре t_0 ,
 q'_1 — удельный расход нагретой воды в кг/квтч.

Изменение количества подлежащего экстракции воздуха, в зависимости от температуры в испарителе, показано на рис. 6.

Из рассмотрения формул для определения подлежащего экстракции воздуха из охлаждающей и нагретой воды и кривых на рис. 6 следует, что изменение количества экстрагируемого воздуха с изменением тем-

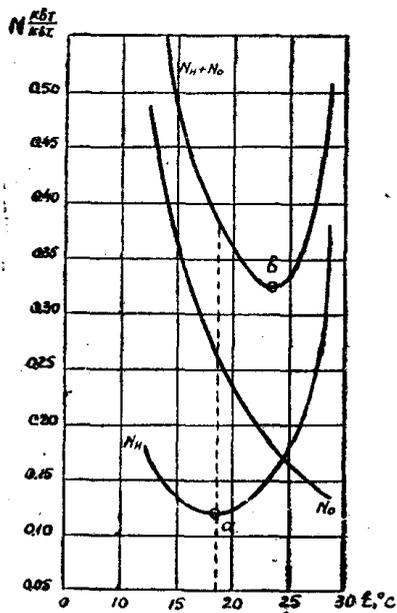


Рис. 5

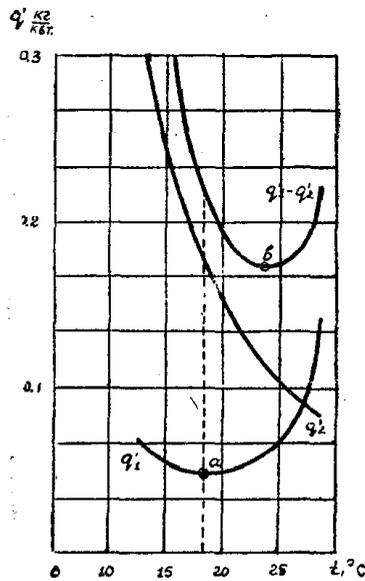


Рис. 6

пературы в испарителе пропорционально количеству воды для соответствующих температур в испарителе. При этом минимум суммарного количества экстрагируемого воздуха несколько смещен в сторону больших температур в испарителе, чем минимальный суммарный расход охлаждающей и нагретой воды. Последнее обуславливается повышенной величиной растворенного воздуха в охлаждающей воде и более низкой температурой ее.

Вопрос экстракции воздуха вакуумных установок требует еще своего разрешения, поэтому расход энергии на экстракцию воздуха точно определить затруднительно.

Но если принять фракционное удаление воздуха по способу Клода для экстрактора академика Рато [1, 3], то для разбираемого примера действительную затрачиваемую мощность на экстракцию воздуха можно определить по формуле

$$N_{\text{э}} = \frac{0.24}{\eta_{\text{экт}}} q_{\text{в}} \text{ квт/квт}$$

$\eta_{\text{экт}}$ — КПД экстрактора (принят 0.6),

$q_{\text{в}}$ — суммарное количество экстрагируемого воздуха в кг/квтч.

Зависимость расхода энергии на экстракцию воздуха от температуры в испарителе показана на рис. 7. На всех фигурах (рис. 3—10) вертикальной пунктирной линией показаны условия работы при температуре в испарителе, подсчитанной по эмпирической формуле Рея

$$T_1 = T_2 + 0.4871 (T_0 - T_2),$$

которая достаточно точно соответствует теоретической формуле для определения оптимальной температуры в испарителе и максимальной работы нагретой воды, соответствующей этой температуре.

Из рис. 4 и 6 видно, что минимальный суммарный расход нагретой и охлаждающей воды и минимальное экстрагируемое количество воздуха вакуумной установки не соответствует температуре в испарителе, подсчитанной по формуле Рея, а значительно выше ее.

При этом минимальный удельный расход нагретой воды и экстрагируемого воздуха из нее соответствуют температуре в испарителе, найденной по формуле Рея.

Расход же охлаждающей воды вакуумной установкой и подлежащее экстракции количество воздуха при температуре, найденной по формуле Рея, в два с лишним раза для данного примера больше, чем подсчитанные нами. Соотношение между расходом нагретой и охлаждающей воды зависит

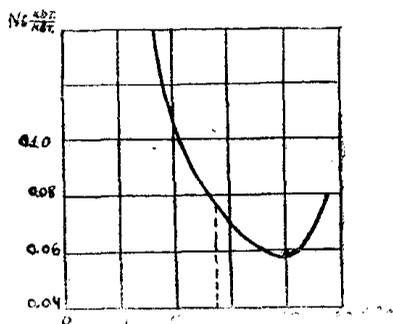


Рис. 7

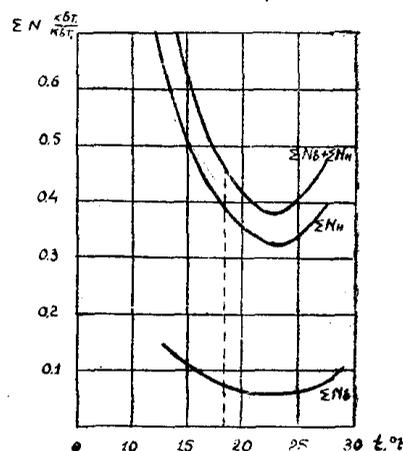


Рис. 8

в основном от температурного перепада в конденсаторе вакуумной турбины, изменяясь обратно пропорционально разности температур конденсации пара и охлаждающей воды на входе в конденсатор $t_2 - t'_2$, и может быть найдено из выражения:

$$\frac{q_2}{q_1} = \frac{\alpha (i_2 - t_2)}{t_2 - t'_2}$$

Рис. 5, 7 и 8, показывающие расход энергии на перекачку охлаждающей и нагретой воды и на экстракцию воздуха, по характеру кривых, изображенных на них, подобны соответствующим кривым рис. 4 и 6.

На рис. 8 показаны кривые суммарного расхода энергии на перекачку охлаждающей и нагретой воды (кривая ΣN_w) и на экстракцию воздуха (кривая ΣN_b), а также кривая общего расхода энергии на перекачку охлаждающей и нагретой воды и на экстракцию воздуха, т. е. расхода энергии на собственные нужды вакуумной установки на один киловаттчас последней.

Минимум расхода энергии на собственные нужды, во-первых, смещен в сторону больших температур в испарителе, чем температура, найденная по формуле Рея и, во-вторых, суммирование расхода энергии на перекачку

охлаждающей и нагретой воды с расходом энергии на экстракцию воздуха незначительно смещает минимальную точку суммарной кривой по сравнению с минимальным расходом энергии на перекачку охлаждающей воды, т. е. можно считать кривую расхода энергии на собственные нужды идентичной кривой расхода энергии по перекачке воды.

В заключение на рис. 9 показано изменение мощности нетто вакуумной установки на киловаттчас брутто последней в зависимости от температуры в испарителе для разбираемого примера. Как видно из этого рисунка, максимальной мощности нетто (мощности, которую можно использовать для внешних потребителей энергии) соответствует более высокая температура в испарителе, чем температура, найденная по формуле Рея. Следовательно, с точки зрения получения максимальной мощности нетто расчет вакуумной установки по формулам Рея является неправильным, и применять эти формулы для расчета реальной вакуумной установки не следует.

Из рассмотрения кривой удельного расхода нагретой воды убеждаемся, что температуре, отвечающей минимальному суммарному расходу нагретой и охлаждающей воды соответствует больший удельный расход нагретой воды, чем расход при температуре в испарителе, найденной по формуле Рея (точка „а“, рис. 4). Поэтому, приняв за расчетную температуру в испарителе, найденную по минимальному расходу нагретой и охлаждающей воды, которой соответствует минимальный расход энергии на соб-

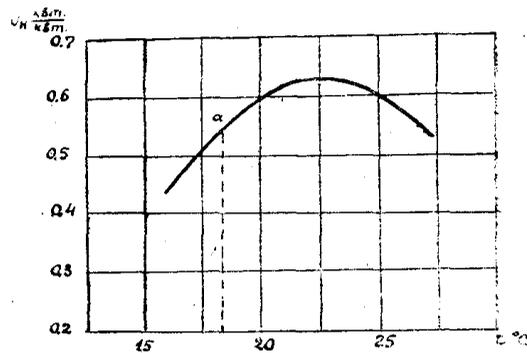


Рис. 9

ственные нужды установки, мы не сможем получить максимальную мощность всего источника утилизируемой воды вследствие большего расхода нагретой воды на киловаттчас вакуумной установки, расхода, соответствующего точке „b“ на рис. 4.

Общая мощность вакуумной установки определяется, как частное от деления всего количества утилизируемой нагретой воды Q на удельный расход нагретой воды q_1 , а именно $W = \frac{Q}{q_1}$ квт.

Таким образом, надо полагать, что оптимальная расчетная температура испарителя находится выше температуры, определенной по формуле Рея, и ниже температуры, определенной по минимальному расходу энергии на собственные нужды вакуумной установки.

Кроме несоответствия формул Рея по определению оптимальной температуры вакуумной установки максимальной работе нетто расчет вакуумной установки по этим формулам ставит в худшие условия работу последней, вследствие потребления повышенного количества охлаждающей воды на киловаттчас вакуумной турбины.

Особенно, как показывают исследования, это наблюдается при малом температурном перепаде охлаждающей воды в конденсаторе, который неизбежен при утилизации нагретой воды низкой температуры, так например, для данного примера расход охлаждающей воды в два раза превышает расход нагретой воды.

На рис. 10 показано влияние различных напоров водяного тракта на положение точки минимального расхода на перекачку охлаждающей и нагретой воды. При напорах в контуре охлаждающей воды, значительно превышающих таковые в контуре нагретой воды вакуумной установки, минимальный расход энергии на перекачку охлаждающей и нагретой воды смещается

в сторону больших температур в испарителе, например, точка „а“, кривая N_{5-30} (первый индекс—преодолеваемый напор в контуре нагретой воды, второй—в контуре охлаждающей воды в м, вод. ст.). И наоборот, при напорах в контуре нагретой воды, значительно превышающих таковые в контуре охлаждающей воды, минимальный расход на перекачку воды смещается в сторону меньших температур в испарителе (точка „б“ кривая N_{30-5}) в отношении минимума расхода энергии при одинаковых напорах в контуре нагретой и охлаждающей воды, для которых была найдена оптимальная температура в предыдущем примере.

Следовательно, минимальный расход энергии на перекачку охлаждающей и нагретой воды и соответствующая ему оптимальная температура испарителя являются переменными величинами, зависящими от соотношения преодолеваемых напоров и расходов в контуре охлаждающей и нагретой воды, и во всех случаях минимальному расходу энергии на собственные нужды вакуумной установки соответствует более высокая температура в испарителе, чем температура, найденная по формуле Рея.

Для точного определения оптимальной температуры испарителя вакуумной установки при одноступенчатом испарении предлагается новая методика расчета. Согласно этой методике температура испарителя определяется в каждом отдельном случае с учетом расхода энергии на собственные нужды и получения при этом максимальной возможной общей мощности нетто вакуумной установки.

Несоответствие формул Рея расчету вакуумной установки и применение предложенного метода расчета легко проследить на вышеприведенном частном примере.

В табл. 1 приведены значения расхода нагретой воды, удельной мощности нетто и частные от деления удельной мощности нетто на 1000 килограммов расхода нагретой воды для соответствующих температур в испарителе.

Таблица 1

Температура в испарителе t_1 °C	Удельный расход нагретой воды $q_1 \frac{1000 \text{ кг}}{\text{квт}}$	Удельная мощность нетто $W_n \frac{\text{квт}}{\text{квт}}$	$\frac{W_n}{q_1} \frac{\text{квт}}{1000 \text{ кг}}$	
12.7	4.05	0.209	0.0517	
17.2	2.95	0.502	0.17	
20.8	3.0	0.592	0.197	
23.8	3.44	0.624	0.181	
26.4	4.84	0.587	0.121	
28.6	9.0	0.516	0.0576	

По данным последней графы табл. 1 на рис. 11 построена кривая удельной мощности нетто на 1000 кг нагретой воды.

По максимуму кривой находится оптимальная температура, соответствующая максимальной работе нетто вакуумной установки, которая для данного примера равна

$$t_1^{\text{опт}} = 21.3^\circ\text{C}$$

В то время как по формуле Рея оптимальная температура равна

$$T_1^p = T_2 + 0.4871(T_0 - T_2) = 291.39^\circ\text{K},$$

или

$$t_1^p = 18.39^\circ\text{C}.$$

На рис. 11 точка „а“ кривой удельной мощности соответствует опти-

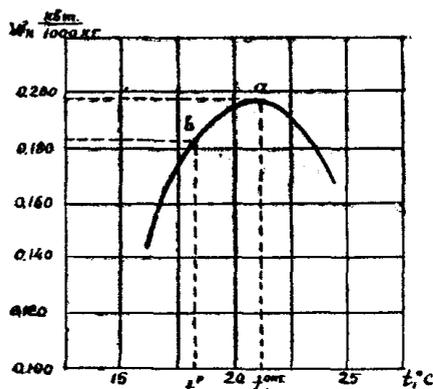


Рис. 11

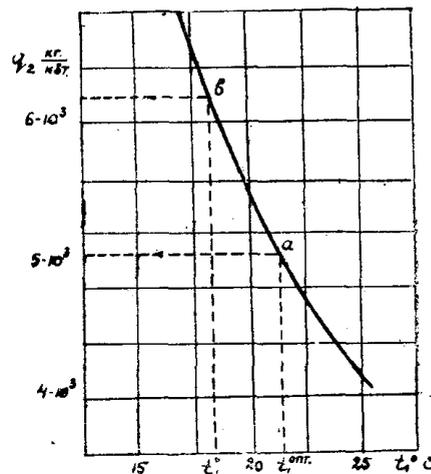


Рис. 12

мальной температуре. Точка „б“ — температуре, подсчитанной по формуле Рея. Мощность нетто по оптимальной температуре

$$W_n^{\text{опт}} = 0.199 \text{ кВт/1000 кг.}$$

При выборе температуры, по Рею,

$$W_n^p = 0.184 \text{ кВт/1000 кг.}$$

Недовыработка энергии вакуумной установкой, рассчитанной по формуле Рея,

$$\Delta W_n = \frac{0.199 - 0.184}{0.199} \cdot 100 = 7.5 \%$$

Удельный расход охлаждающей воды при оптимальной температуре

$$q_2^{\text{опт}} = 5000 \text{ кг/квт (точка „а“, рис. 12).}$$

Удельный расход охлаждающей воды при выборе температуры по Рею

$$q_2^p = 6100 \text{ кг/квт (точка „б“, рис. 12).}$$

Перерасход охлаждающей воды вакуумной установкой, рассчитанной по формуле Рея

$$\Delta q_2 = \frac{6100 - 5000}{6100} \cdot 100 = 19\%$$

ЛИТЕРАТУРА

1. И. Н. Б у т а к о в—Использование тепла циркуляционной воды на электростанциях для производства электроэнергии. Известия Томского политехнического института, том 63, 1944.
2. J. R e y—De l'utilisation de l'énergie des eaux chaudes industrielles et naturelles. „Chaleur et Industrie“, mai 1930.
3. M. C h a m b a d a l—Le degazage fractionné des eaux chaudes et froides dans le procédé Claude—Boucherat, „Chaleur et Industrie“, № 168, 1934.
4. C h a m b a d a l—Les transformations d'énergie continues et discontinues, „La Technique Moderne“, Tome XXXIX, № 15—16, 1947.