

## ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ТЕПЛА ЦИРКУЛЯЦИОННОЙ ВОДЫ НА ЭЛЕКТРОСТАНЦИЯХ ДЛЯ ПРОИЗВОДСТВА ЭЛЕКТРО- ЭНЕРГИИ

БУТАКОВ И. Н.

Заслуженный деятель науки и техники, профессор доктор

Как известно, расчетную температуру охлаждающей воды при входе ее в конденсатор паровых турбин принимают обычно  $15^{\circ}\text{C}$ . Здесь сказались некритическое перенесение опыта Западной Европы в нашу страну, несмотря на различие климата. Температура воды  $15^{\circ}\text{—}18^{\circ}\text{C}$  является средней для большинства рек нашей страны в течение лишь трех летних месяцев, между тем как в течение чуть не семи месяцев эта температура держится  $0^{\circ}\text{—}2^{\circ}\text{C}$ . Если в конденсаторе турбины, рассчитанной для  $p_2 = 0,04\text{—}0,05$  ата и  $t_2 = 15^{\circ}\text{C}$ , вакуум вследствие более холодной циркуляционной воды окажется глубже расчетного, то конечное расширение пара будет происходить уже вне пределов облопачивания в выпускном патрубке турбины, т. е. окажется в лучшем случае совершенно неиспользованным. Если же принять во внимание, что для создания нужных проходных сечений в лопатках последних ступеней при больших объемах пара даже при  $p_2 = 0,04$  ата приходится эти проходные сечения рассчитывать в обрез, допуская большие скорости пара, чтобы избежать разнообразных конструктивных усложнений вплоть до увеличения числа корпусов, то становится понятным, что по мере углубления вакуума удельный расход пара в турбине может даже возрасти вследствие ухудшения относительного внутреннего к.п.д. К этому надо добавить снижение температуры конденсата из-за более глубокого вакуума, так что турбина, построенная для вакуума  $p_2 = 0,04\text{—}0,05$  ата, станет давать при более глубоком вакууме перерасход топлива из-за переохлаждения конденсата. Из опыта установлено, что понижение температуры конденсата на  $1^{\circ}\text{C}$  вызывает перерасход топлива примерно на  $0,15\%$ . Во избежание этого прибегают к уменьшению кратности охлаждения, чтобы получить нормальный вакуум  $p_2 = 0,04\text{—}0,05$  ата, что, однако, ухудшает коэффициент теплопередачи в конденсаторе из-за уменьшения скорости воды в трубках его. Поэтому часто предпочитают повышать температуру охлаждающей воды путем перепуска части воды из сливного канала в приемный колодец или же заглушают нижний ряд труб конденсатора. Во всех таких случаях приходится отказываться от возможности использования глубокого вакуума, обеспечиваемого климатическими и географическими условиями СССР. Из сказанного ясно, что в условиях большей части СССР, при столь резкой разнице температур в водоемах в течение года, можно выгодно утилизировать дар нашей суровой природы—низкие температуры воды—в течение около семи месяцев в году лишь в особой установке, работающей только в этой именно семимесячный период, т. е. в течение около  $4500\text{—}5000$  час/год, каковой коэффициент использо-

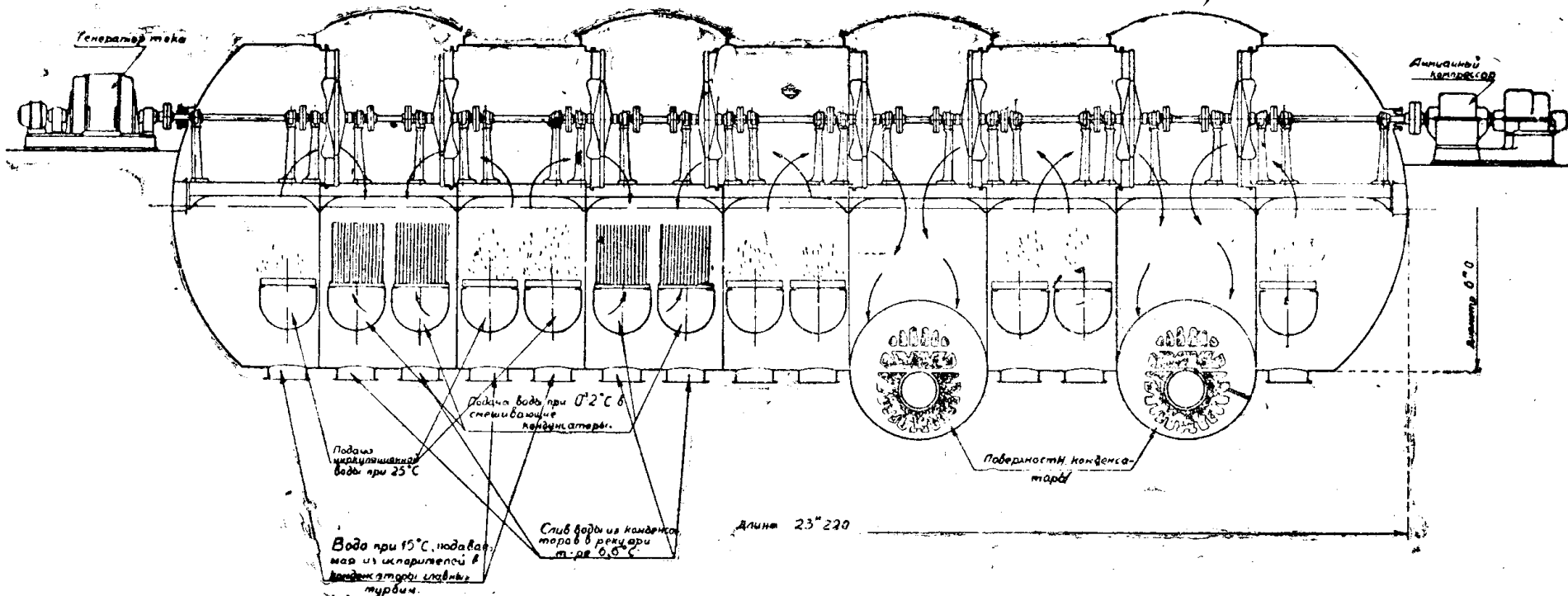


Рис.1

вания надо считать вполне достаточным для оправдания существования такой особой установки тем более, что дополнительная мощность, получаемая в этот именно период, является особенно нужной так как он охватывает осенне-зимний максимум нагрузки.

Если считать, что основные турбины станции должны получать циркуляционную воду круглый год при температуре  $15^{\circ}\text{C}$ , чтобы иметь расчетные условия для своей работы, то температура воды при выходе из конденсатора будет порядка  $25^{\circ}\text{C}$ , и, следовательно, в течение 4500—5000 часов в году для особой установки будет налицо такой же примерно перепад температур, как в установке Клода и Бушера, предназначенной для использования разницы температур в тропических морях на поверхности и на глубине 1000 метров. Отсюда следует, что и в разбираемом случае использования тепла отработавшей циркуляционной воды целесообразно применить установку по типу Клода и Бушера.

Что касается конструктивного осуществления описываемой установки, то большой интерес представляет конструкция, разработанная для первой такой установки, долженствующей работать по принципу Клода и Бушера, смонтированной на пароходе „Тунис“ (рис. 1). Общая мощность этой установки 2200 квт, которую должны вырабатывать 8 однодисковых турбинок по 275 квт каждая, работающих на общий вал, на концах которого размещены генератор тока и компрессор холодильной установки,

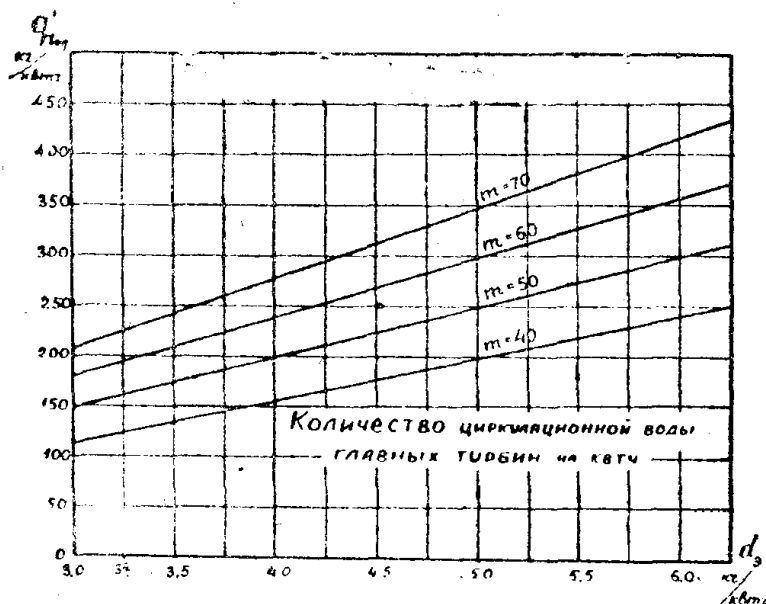


Рис. 2

которая предназначалась для выработки льда, столь необходимого для тропических стран, где намечалось пустить установку (остров Куба). Восемь турбинок заключены в общий барабан диаметром 6 м и длиной 23 м с толщиной стенок 12 мм, внутри которого и должно поддерживаться необходимое разрежение, так как там размещены камеры испарителей и смешивающих конденсаторов. Часть последних была выполнена в виде поверхностных конденсаторов.

Рассмотрение рис. 1 приводит к заключению, что выполнение такой установки не представляет больших трудностей. Она не требует обязательного участия специальных турбостроительных заводов, где бы она, конечно, могла быть выполнена с еще большим успехом. Это касается тепломеханической части. Генераторы тока, понятно, надо лучше всего получить от специальных заводов.

Если  $d_3$  — средневзвешенный удельный расход пара кг/квтч для конденсационной части станции и  $m$  — кратность охлаждения, то количество циркуляционной воды  $q'_{\text{вод}} = d_3 m$  кг/квтч. Зависимость между  $q'_{\text{вод}}$  и  $d_3$  для разных  $m$  дана на рис. 2 в виде цучка прямых.

Циркуляционная вода при температуре  $25^{\circ}\text{C}$  направляется в испаритель турбины низкого давления, причем после испарения части воды главная масса ее по выходе из испарителя (отходящая вода) имеет тем-

температуру  $15,5^{\circ}\text{C}$ <sup>1)</sup>; температуре  $15,5^{\circ}\text{C}$  отвечает теплота испарения  $r = 587$  кал., и, следовательно, с 1 кг поступающей в испаритель циркуляционной воды будет получено пара  $(25-15,5) : 587 = 9,5/587 = 0,016$  кг, или для каждого квтч главных турбин  $D = 0,016 \cdot d_3 \cdot m$  кг. На рис. 3 показана зависимость  $D$  от  $d_3$  в виде пучка прямых для разных значений  $m$ . Температуре  $15,5^{\circ}\text{C}$  воды в испарителе отвечает давление пара  $0,018$  ата, так что при давлении в конденсаторе  $0,01$  ата имеем удельный расход пара в турбине низкого давления  $d_{\text{тнд}} = 860/0,55 \cdot 17 = 90$  кг/квтч. Здесь

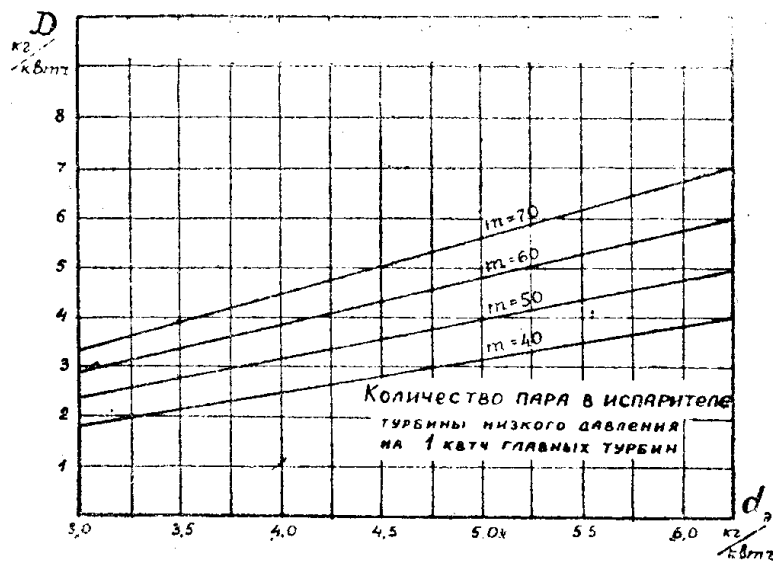


Рис. 3

осторожности ради относительный электрический к.п.д. принят всего  $\eta_e = 0,55$ .

$$\text{Мощность турбины низкого давления } N = \frac{0,016 \cdot d_3 \cdot m}{90} = 1,8 \cdot 10^{-4} \cdot d_3 \cdot m$$

квт на каждый квтч главных турбин, или, если принять, как часто бывает,  $m = 60$  и  $d_3 = 4,5$ , то получим  $N = 1,8 \cdot 60 \cdot 10^{-4} \cdot 4,5 = 0,05$  квт, т. е. мощность турбины низкого давления составляет в данном случае 5% от мощности главных турбин. Зависимость  $N$  от  $d_3$  изображена на рис. 4. Из сказанного следует, что турбина низкого давления, использующая тепло отработавшей циркуляционной воды, может во многих случаях покрыть расход электроэнергии на собственные нужды станции, так как последний составляет для торфяных, нефтяных станций и для станций с цепными решетками чаще всего 4—5% (Шатурская ГРЭС в 1939 г.—3,53%).

Количество охлаждающей воды на квтч турбины низкого давления при смешивающей конденсации определится из уравнения

$$598 \cdot d_3^{\text{тнд}} + q_3'' = 6,6 (d_3^{\text{тнд}} + q_3''),^2$$

1) Температура отходящей воды принята  $15,5^{\circ}\text{C}$ , так как для пополнения убыли циркуляционной воды из-за испарения части ее в испарителе и из-за возможных утечек необходимо давать добавку из отработавшей воды из конденсатора турбины низкого давления при температуре  $6,6^{\circ}\text{C}$ . К тому же надо учесть некоторое охлаждение воды на пути до конденсаторов главных турбин.

2) При давлении в конденсаторе  $0,01$  ата температура воды принята  $6,6^{\circ}\text{C}$ , т. е. принято, что парциальное давление воздуха будет настолько малым, что им можно пренебречь. Как увидим ниже, такое допущение не будет расходиться сильно с действительностью.

откуда

$$q_3'' = \frac{d_3^{\text{ТНД}} (598 - 6,6)}{5,6} = 107 \text{ кг,}$$

или на квтч главных турбин  $q''_{\text{вод}} = 107 \cdot 0,016 \cdot d_3 \cdot m = 1,7 d_3 \cdot m \text{ кг.}$  Зависимость  $q''_{\text{вод}}$  от  $d_3$  — на фиг. 5. Возникает вопрос о затрате энергии на соб-

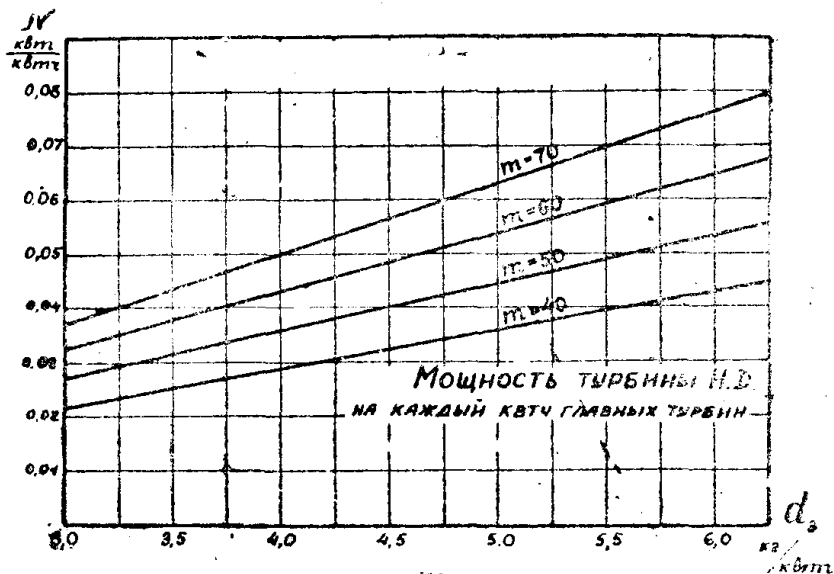


Рис. 4

ственные нужды по перекачке больших количеств воды в связи с установкой турбины низкого давления. Мощность, затрачиваемую на перекачку охлаждающей воды для турбины низкого давления на 1000 квтч глав-

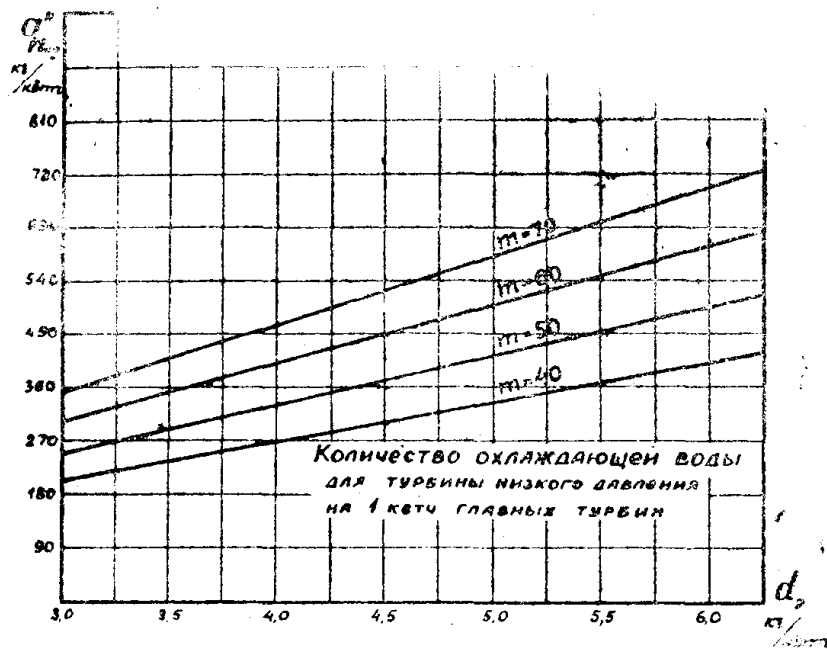


Рис. 5

ных турбин, определим, считая, что преодолеваемая высота  $H''$  в м. вод. ст. включает в себя нивелирующую  $H_1$  высоту, фрикционные и местные

ности с проистекающей отсюда порчей вакуума и возможным уменьшением расхода энергии на откачку воздуха из конденсаторов главных турбин. Это тоже одна из выгодных сторон применения описываемой установки. Итак, всего имеем воздуха на 1000 квтч главных турбин  $q_{\text{возд}}^{\text{об}} = 0,0825 d_3 \text{ m кг}$ . Конечно, не все это количество воздуха приходится экстрагировать, так как часть его остается в воде, сливаемой в реку и посылаемой в конденсаторы главных турбин. На основании опытов Клода в Угре с полупромышленной установкой позволительно считать, что

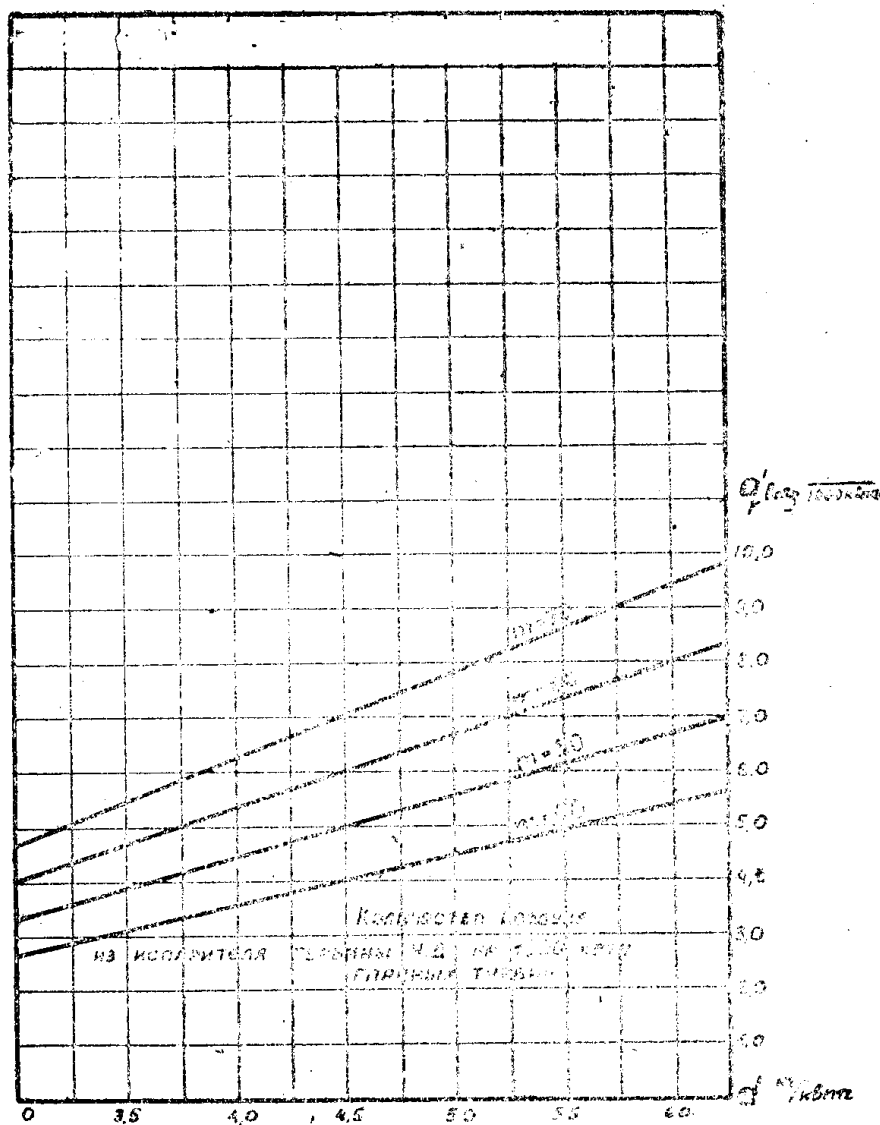


Рис. 8

речь может идти об удалении лишь  $3/4$  всего воздуха, так что подлежит экстракции  $q = 0,75 \cdot 0,0825 d_3 \text{ m} = 0,062 d_3 \text{ m}$ , причем надо понимать, что коэффициент  $3/4$  оценивает и поступление воздуха через неплотности, чем еще больше усиливается запас надежности в расчете, почему примем окончательно  $q = 0,06 d_3 \text{ m} \frac{\text{кг}}{1000 \text{ квтч}}$ .

На рис. 8 и 9 даны пучки прямых для определения количества воздуха на 1000 квтч главных турбин для разных значений кратности охлаждения.

делить мощности  $N'$  и  $N''$  для разных значений  $q_{\text{вод}}'$  и  $q_{\text{вод}}''$  и для разных высот  $H'$  и  $H''$ . Всего, следовательно, на перекачку воды затрачивается  $N = N' + N''$  квт. Но прежде до устройства утилизационной установки затрачивалось  $N_0$  квт, так что за счет утилизационной установки надо отнестись дополнительные квт  $N_{\text{доп}} = N - N_0$ . Заметим кстати, что сброс воды из смешивающего конденсатора турбины низкого давления в реку будет происходить самотеком, если нивелирная высота окажется не менее 10 м, а конец спускной трубы будет опущен под уровень воды в реке.

Гораздо серьезнее стоит вопрос об экстракции воздуха. Последний попадает в конденсатор, во-первых, с паром из испарителя, уносящим

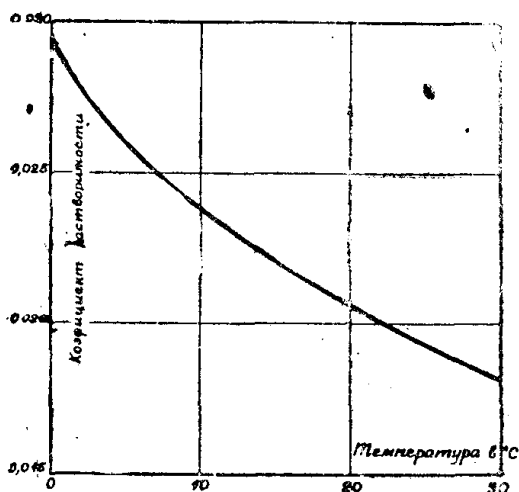


Рис. 7

газы из циркуляционной воды главных турбин; во-вторых, выделяясь из охлаждающей воды турбины низкого давления; в-третьих, через неплотности всей части тракта, находящейся под разрежением. На рис. 7 дана кривая для значений коэффициента растворения для воздуха в воде в зависимости от его температуры [1]. Коэффициент растворения есть отношение веса воздуха, содержащегося в куб. м воды данной температуры, к весу того же объема атмосферного воздуха, находящегося в соприкосновении с этой водой (закон Генри). Поэтому для холодной воды при температуре 1°C, поступающей в конденсатор турбины низкого давления, имеем

количество растворенного воздуха

$1,293 \cdot 0,028 \cdot 273/234 = 0,036$  кг/м<sup>3</sup>, т. е. на каждую 1000 квтч главных турбин:

$$q''_{\text{возд}} = 0,036 \cdot 1,7 \cdot d_3 \cdot m = 0,06 \cdot d_3 \cdot m \text{ кг.}$$

Вода, поступающая в испаритель при температуре  $25^\circ\text{C}/273 + 25 = 293$  К, должна была бы содержать воздуха  $1,293 \cdot 0,019 \cdot 273/296 = 0,0225$  кг/м<sup>3</sup>, или на 1000 квтч гл. турбин  $q_{\text{возд}} = 0,0225 d_3 m$  кг. Но эта вода, направляясь из испарителя в конденсаторы главных турбин, опять оттуда возвращается в испаритель, подвергаясь непрерывной дегазации, так что содержание воздуха в ней должно быть гораздо меньше, так как проникновение воздуха в эту воду возможно только через неплотности, причем наиболее уязвимым здесь является участок, находящийся под разрежением. Заметив это, мы все же примем в данном случае, для надежности расчета, полное количество воздуха, но не будем в последующем брать во внимание приток воздуха через неплотности в системе вследствие, с одной стороны, трудности его учета при отсутствии указаний опыта применительно к описываемой установке, а с другой стороны, и потому, что поступление воздуха через неплотности имеет большое значение в поверхностных конденсаторах нормальных турбин при ничтожном сравнительно количестве растворенных газов в конденсате. В разбираемой же установке присосом воздуха допустимо пренебречь по сравнению с огромным количеством растворенных газов, особенно в холодной воде при наличии конденсации смешением. Поскольку в испарителе турбины низкого давления будет происходить дегазация циркуляционной воды, в конденсаторах главных турбин уменьшится опасность проникновения воздуха в пределах этих конденсаторов через возможные неплот-

сопротивления  $H_2$  в м вод. ст. водовода, но уменьшена на величину  $H_3$  вод. ст. разницы между барометрическим столбом и столбом, отвечающим давлению в конденсаторе турбины низкого давления, так что  $H'' = H_1 + H_2 - H_3$  в м вод. ст.

Поэтому затрачиваемая мощность в кВт

$$N'' = \frac{1000 \cdot q_{\text{вод}}'' \cdot H''}{3600 \cdot 75 \cdot 1,36 \cdot 0,65} = 0,0042 \cdot q''_{\text{вод}} H'',$$

где к.п.д. насосного агрегата, включая электромотор,  $\eta_n = 0,65$ . Точно также для перекачки отходящей воды из испарителя через конденсатор глав.

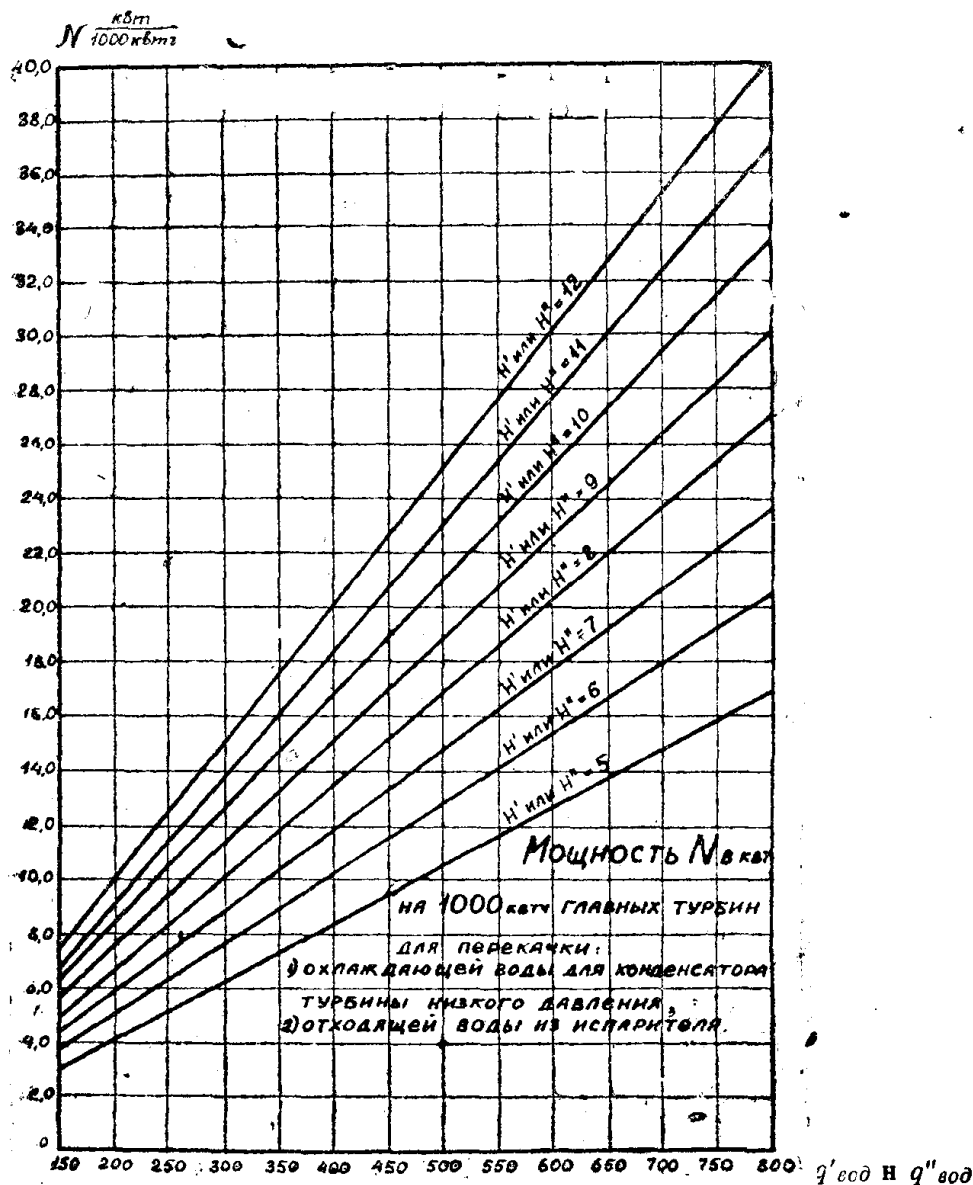


Рис. 6

ных турбин и обратно в испаритель затрачивается мощность на 1000 кВт главных турбин

$$N' = \frac{1000 \cdot q_{\text{вод}}' \cdot H'}{3600 \cdot 1,36 \cdot 75 \cdot 0,65} = 0,0042 \cdot q'_{\text{вод}} \cdot H',$$

где под  $H'$  разумеются фрикционные и местные сопротивления в м. вод. ст. всего тракта, по которому следует вода. Рис. 6 дает возможность опре-



Теперь мы можем подойти к определению парциального давления воздуха в смешивающем конденсаторе турбины низкого давления, которое, как известно, может быть найдено по формуле:

$$P_b = \frac{G_b \cdot R_b \cdot T_b}{D \cdot V_H \cdot 10000} = \frac{29,27 \cdot \gamma \cdot T_b}{10000 \cdot V_H \cdot x}$$

Здесь

$$\gamma = G_b/D = \frac{0,06 \cdot d_3 \cdot m}{16 \cdot d_3 \cdot m} = 0,0038 \text{ — отношение количества воздуха к количеству пара,}$$

$T_b = T_H = 279,6 \text{ К}$  — температура паровоздушной смеси,  
 $V_H$  — удельный объем пара в  $\text{м}^3/\text{кг}$  и паросодержание  $x = 1,0$ .

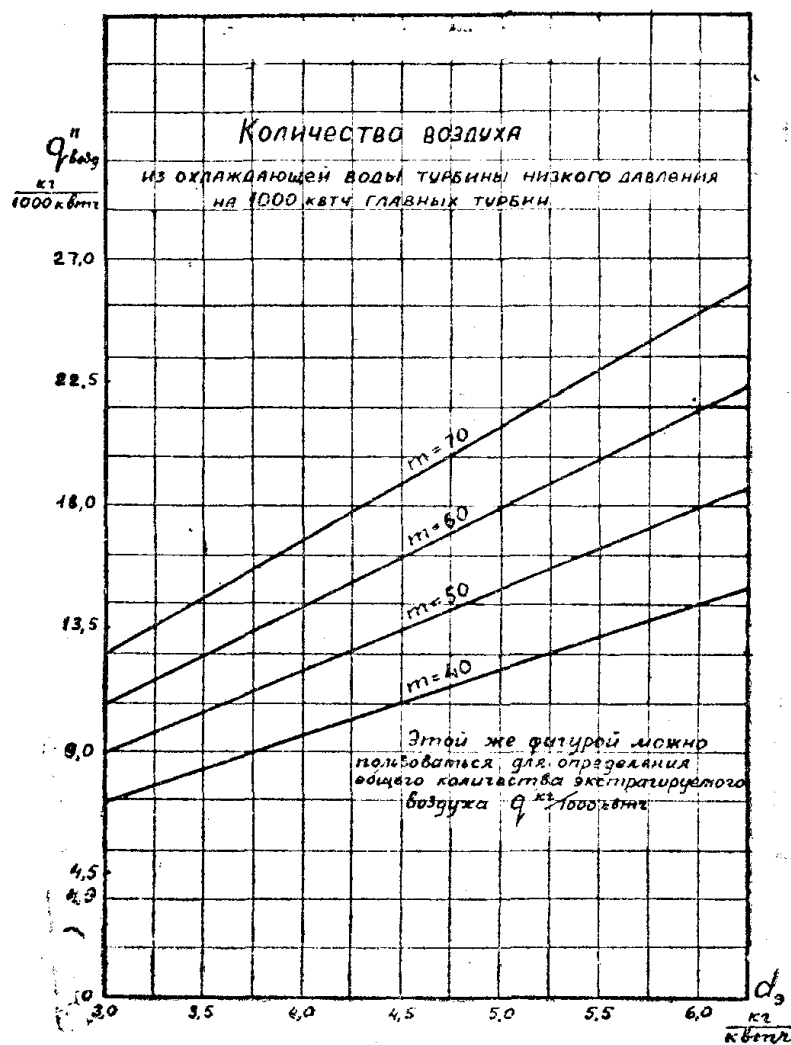


Рис. 9

Так как при  $P_2 = 0,01 \text{ ата}$   $V_H = 131,6$ , то

$$P_b = \frac{29,27 \cdot 0,0038 \cdot 279,6}{131,6 \cdot 10^4} = 0,0000238 \text{ ата.}$$

Величина  $P_b$  давления настолько мала, что ею вполне допустимо пренебречь при расчетах. Тут же мы получаем удельный объем воздуха при его парциальном давлении в конденсаторе турбины низкого давления

$$V_b = \frac{29,27 \cdot 279,6}{0,0000238} = 262 \text{ м}^3/\text{кг},$$

т. е. он оказывается в два раза больше удельного объема пара, так что при экстракции на один объем воздуха будет приходиться два объема пара.

После определения количества воздуха, подлежащего экстракции, обращаемся к определению необходимой для этого мощности. Чтобы уменьшить затрату последней, следует использовать принцип фракционного удаления воздуха, примененный Клодом в его установке и состоящий в предварительной дегазации вблизи вершин барометрических столбов холодной и теплой воды, как указано на схеме рис. 10, где В—испаритель, С—конденсатор; Д—дегазеры; Р—охладитель; Т—турбина; 1—холодная вода; 2—вода из конденсатора; 3—отходящая вода из испарителя; 4—теплая вода; а, b, с, d и e—трубопроводы для смеси воздуха и пара при

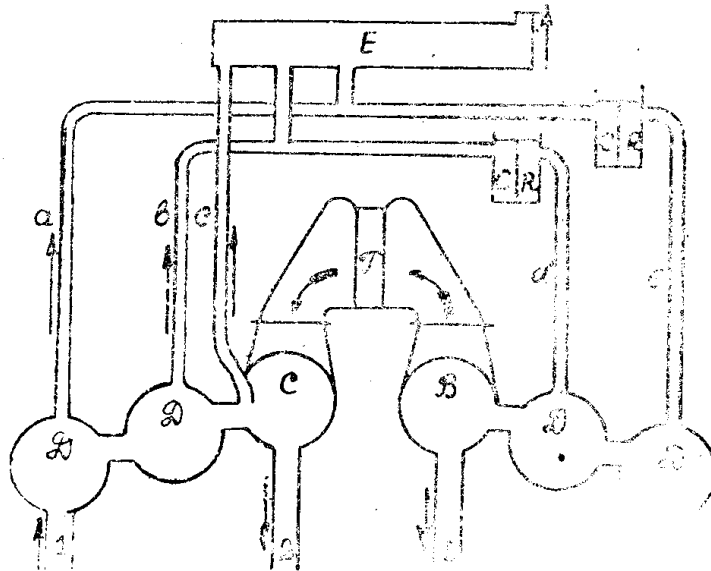


Рис. 10

температурах  $1^\circ$ — $2^\circ$  С (а, b),  $6,6^\circ$  С (с),  $25^\circ$  С (d, e) и соответственных давлениях для столбов ртути 65 мм; 35 мм; 7,35 мм; 35 мм и 65 мм. Таким образом, получается три ступени экстракции а всего получается пять заборов смеси. Вследствие этого будет уменьшена работа экстракции, так как таковая, как известно, при изотермическом сжатии пропорциональна логарифму отношения атмосферного давления к давлению в месте забора смеси, и, следовательно, при заборе смеси при давлении 0,1 ата потребуется работа экстракции пропорциональная аргументу  $\log \frac{1,0}{0,1}$ , или 1,0, между тем как эта работа после камеры конденсации пропорциональна  $\log \frac{1,00}{0,01}$ , т. е. в 2,0 и даже 3 раза более, если учесть дополнительные объемы пара, которые сильно разжижают каждый объем воздуха в конденсаторе. Поэтому-то мощность при экстракции газов из барометрических столбов потребуется примерно в 3—4 раза меньше, чем только из

конденсатора турбины низкого давления. В задании на экстрактор Клодом было определено 60% по весу воздуха извлекать из барометрических столбов при давлении 65 мм рт. ст. (0,088 ата), 25% при давлении 35 мм рт. ст. (0,048 ата) и лишь 15% при давлении конденсатора вместе с 4 объемами пара [2]. В результате применения принципа фракционного удаления воздуха работа экстракции газов снизилась, так что затрачиваемая мощность в конце концов составила не более 7—8% от мощности турбинной установки низкого давления [3]. Заметим еще, что в построенном по проекту акад. Рато экстракторе, чтобы избежать сжатия

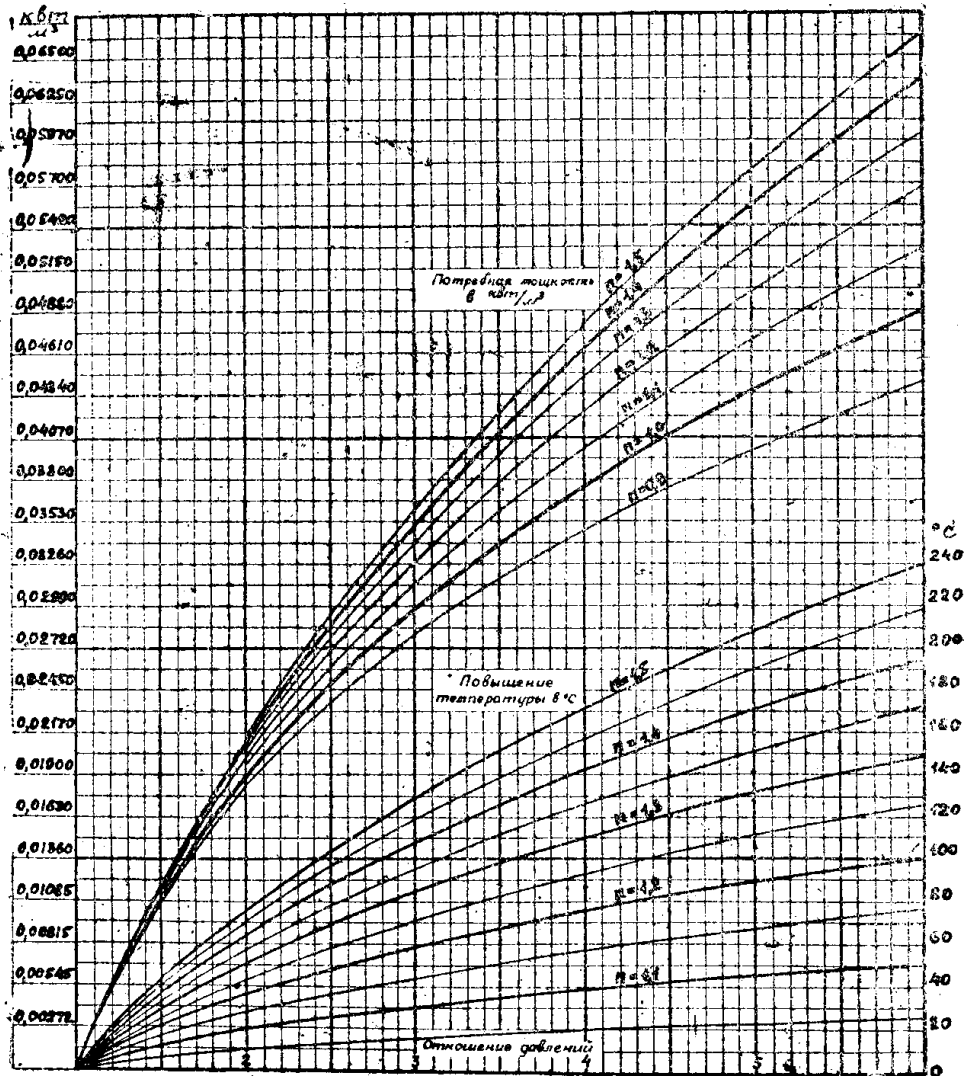


Рис. 11

до атмосферного давления смешанного с воздухом пара, предусматривается сжатие пара до давлений в промежуточных ступенях экстрактора, сообщенных с холодильниками, где пар частично конденсируется, и, таким образом, не участвует уже в последующем сжатии.

Экстрактор [4], построенный по проекту акад. Рато, состоит из 17 колес, разбитых на 3 группы, вращающихся с общей скоростью 4900 обор. мин., с приводом от электромотора через редуктор. Два первых колеса имеют диаметр 720 мм и периферическую скорость 335 м/сек. После этих двух колес выхлоп смеси при давлении 0,048 ата произво-

дится в охладитель № 1. Третье и четвертое колеса с диаметром 580 мм пропускают не только воздух из охладителя № 1, но и смесь из предварительных дегазеров при давлении 0,048 ата. Пятое колесо имеет диаметр 680 мм. Сюда подается добавок смеси воздуха и пара из второй пары дегазеров при давлении 0,088 ата. Выхлоп после пятого колеса при давлении 0,132 ата осуществляется в охладитель № 2. Три первых колеса группы среднего давления с диаметром до 560 мм дают выхлоп при 0,27 ата в охладитель № 3. Три последних колеса этой группы с уменьшенным диаметром до 380 мм выталкивают воздух при давлении 0,52 ата в охладитель № 4. Колеса двух первых групп типа с радиальными лопатками. Эти радиальные колеса имеют большое преимущество: не дают никакого аксиального усилия, так что две первых группы не получили уравнивающего приспособления. Группа высокого давления состоит из шести колес при уменьшающихся диаметрах от 360 мм до 320 мм. Они вращаются с более умеренными периферическими скоростями (177—188 м/сек). Эти колеса сжимают воздух от 0,52 ата до 1,05 ата, чтобы вытолкнуть его в атмосферу без промежуточного охлаждения. Колеса третьей группы старого типа—ячейковые, почему тут создается аксиальное давление по направлению к всасу. Поэтому для третьей группы предусмотрен уравнивающий поршень. В статье Монтейля дан продольный разрез ансамбля из трех групп-корпусов, общая длина которых, включая электромотор, 8,4 м; соединение вала между корпусами полуэластичное. Три выхода вала полностью изолированы от окружающей атмосферы, так что исключается проникновение воздуха в машину. Этот результат достигается устройством закрытых подшипников. Чтобы избежать попадания смазки в компрессор, реализован в нижней части подшипника уравнивающий канал, где устанавливается промежуточное давление между давлениями, имеющимися на обоих концах закрытого подшипника.

В нижеследующей таблице приводятся проектируемые величины давлений всаса и выхлопа по концам каждой группы колес для разбираемого нами случая утилизационной установки.

Группа колес	I	II	III	IV	V	
Колеса	1—2	3	4—6	6—8	9—11	12—17
Давление всаса в ата	0,01	0,03	0,05	0,10	0,25	0,50
Давление выхлопа в ата	0,03	0,05	0,10	0,25	0,50	1,05

Как известно, наивыгодное отношение  $x$  между конечным давлением сжатия и начальным давлением в частях многоступенчатых компрессоров с точки зрения затрачиваемой мощности получается тогда, когда

$$x = \sqrt[n]{\frac{P_n + 1}{P_1}}, \text{ где } n \text{ число отдельных сжатий. В нашем случае, следовательно, } x = \sqrt[5]{1,05/0,01} \approx 2,54.$$

Но оказывается, что избыток потребной мощности незначителен даже при больших отклонениях порядка 20% от теоретического промежуточного давления: он выражается дробными частями %, не превосходя обычно 0,5% [5]. Поэтому нет надобности гнаться за соблюдением точного выполнения наивыгодного соотношения. Тут полезно, конечно, учесть еще и опыт сооружения первого экстрактора по проекту акад. Рато. Распределение по весу по точкам отбора экстрагируемого воздуха примем: 15% в конденсаторе, 25% при давлении 0,03 ата и 60% при давлении 0,1 ата.

Обращаемся теперь к определению затрачиваемой мощности при сжатии смеси воздуха и пара с учетом фракционного принципа и наличия промежуточных охладителей. Можно в основу расчета здесь положить три гипотезы: 1) сжатие изотермическое; 2) сжатие адиабатическое; 3) сжатие политропическое. Затрачиваемые теоретические мощности на сжатие будут неравны между собой, а именно  $N_{изот} < N_{adiaб} < N_{полит}$ . Для перехода от теоретической мощности к действительной необходимо ввести для трех указанных выше процессов три разных опытных коэффициента, так что  $N_{действ} = \frac{N_{изот}}{\eta_{изот}} = \frac{N_{adiaб}}{\eta_{adiaб}} = \frac{N_{полит}}{\eta_{полит}}$ . Считая, что сжатие смеси будет происходить по политропическому закону с показателем политропы  $n = 1,3$ , так как в данном случае будет участвовать в процессе вместе с воздухом и пар, найдем потребную теоретическую мощность по формуле

$$L = \frac{n}{n-1} \cdot P_1 V_1 \left[ \left( P_2/P_1 \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right],$$

или в квт

$$N = \frac{1,3 \cdot P_1 \cdot V_1}{0,3 \cdot 3600 \cdot 75 \cdot 1,36} \left[ \left( P_2/P_1 \right)^{0,23} - 1 \right],$$

если  $V_1$  дано в м<sup>3</sup>/час. Для облегчения расчетов можно воспользоваться графиком (фиг. 11), положив  $P_1/10000 = 1$  атм. и  $V_1 = 1$  м<sup>3</sup>. Откладывая по оси абсцисс  $P_2/P_1$ , на оси ординат получим мощность в квт/м<sup>3</sup> при наличии начального давления в 1 атм. Эта мощность для первой пары колес при  $P_2/P_1 = 3$  будет равна

$$L_1 = \frac{0,03250 + 0,03580}{2} = 0,0339 \text{ квт/м}^3.$$

Количество отсасываемого воздуха из конденсатора 0,15 q кг/1000 квтч и удельный объем его 262 м<sup>3</sup>/кг., который благодаря наличию пара удвоится, ибо, как указывалось выше, на 1 объем воздуха в конденсаторе приходится два объема пара, так что в каждый момент будет извлекаться из конденсатора двойной вес пара по отношению к весу воздуха. Поэтому необходимая полная мощность для двух первых колес

$$N_1 = 0,0339 \cdot 0,15 \cdot q \cdot 262 \cdot 2 \cdot 0,01 = 0,0266 \text{ q} = 0,0016 \text{ d}_3 \cdot \text{т квт/1000 квтч.}$$

Третье колесо проходит смесь воздуха и пара из промежуточного охладителя № 1, соединенного с первой парой колес. Хотя часть пара выхлопа из этой пары конденсируется в охладителе № 1, все же пар в смеси останется в количестве, отвечающем температуре насыщения в охладителе № 1. Газ в промежуточных охладителях принято охлаждать до температуры, которая приблизительно градусов на 10 выше начальной (Hütte, 1936, т. 111, стр. 608). Так как начальная температура охлаждающей воды в наших условиях 1°—2°C, то, допуская ее нагрев в охладителе до 10°C, достаточно будет принять охлаждение смеси до 15°C. Этой температуре отвечает парциальное давление пара  $P_{пар} = 0,0174$  ата. Поэтому парциальное давление воздуха  $P_{возд} = 0,0300 - 0,0174 = 0,0126$  ата. Объем, занимаемый воздухом, после охладителя № 1 будет

$$V_{возд} = \frac{G_{возд} \cdot R_{возд} \cdot T}{P_{возд}} = \frac{29,27 \cdot 0,15 \cdot q \cdot 288}{126} = 10,1 \cdot q = 0,62 \cdot \text{d}_3 \cdot \text{т м}^3/1000 \text{ квтч.}$$

Этот воздух в состоянии насыщения при температуре 15°C принесет влаги из охладителя № 1 (фиг. 12)  $\frac{12,8 \cdot 0,62 \cdot d_3 \cdot m}{1000} = 0,008 \cdot d_3 \cdot m$  кг/1000 квтч,

или в куб. м/1000 квтч  $0,008 \cdot 78 \cdot d_3 \cdot m = 0,62 d_3 \cdot m$ , так что на 1 объем воздуха приходится 1 объем пара. После же первых двух колес поступило в охладитель (№ 1)  $0,15 \cdot 262 \cdot q$  м<sup>3</sup> воздуха и столько же пара, вес которого  $\frac{0,15 \cdot q \cdot 262}{131,6} = 0,018 \cdot d_3 \cdot m$  кг/1000 квтч.

Таким образом, останется в охладителе (0,018 — 0,008)  $d_3 \cdot m = 0,01 \cdot d_3 \cdot m$  кг/1000 квтч. Затрачиваемая мощность на третьем колесе

$$N'_1 = 0,0136 \cdot 0,03 \cdot 2 \cdot 0,62 \cdot d_3 \cdot m = 0,0005 \cdot d_3 \cdot m$$

квт/1000 квтч.

После третьего колеса поступает воздух из трубопроводов предварительной дегазации в количестве 0,25 q при давлении 0,03 ата. Парциальное давление пара в холодном столбе 0,0067 ата. Парциальное давление воздуха

$$P_{\text{возд}} = 0,05 - 0,0067 = 0,0433 \text{ ата.}$$

Объем воздуха

$$V_{\text{возд}} = \frac{29,27 \cdot 0,187 \cdot q \cdot 275}{433} = 0,21 \cdot d_3 \cdot m$$

Количество пара при насыщении воздуха при температуре 1°C (рис. 12)

$$\frac{5,6 \cdot 0,21 \cdot d_3 \cdot m}{1000} = 0,00117 \text{ кг/1000 квтч}$$

и, следовательно, на 1 м<sup>3</sup> воздуха приходится 1 м<sup>3</sup> пара.

Количество воздуха из теплого столба  $0,25 \cdot 0,75 \cdot q'_{\text{возд}}$ . Парциальное давление пара  $P_{\text{пар}} = 0,0323$  ата, так что парциальное давление воздуха  $P_{\text{возд}} = 0,05 - 0,0323 = 0,0117$  ата. Объем воздуха

$$V_{\text{возд}} = \frac{29,27 \cdot 0,75 \cdot q'_{\text{возд}} \cdot 298 \cdot 0,25}{177} = 0,208 \cdot d_3 \cdot m \text{ м}^3/1000 \text{ квтч}$$

Вес уносимого воздухом пара при температуре 25°C (рис. 12)

$$\frac{23 \cdot 0,208 \cdot d_3 \cdot m}{1000} = 0,0048 \cdot d_3 \cdot m \text{ кг/1000 квтч.}$$

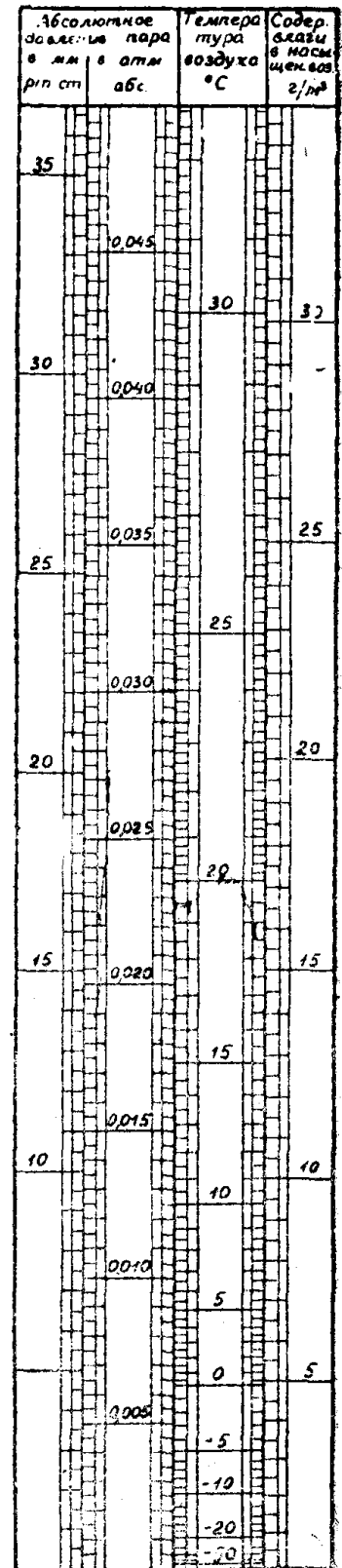


Рис. 12

Температура сжатой смеси после третьего колеса (рис. 11)  $35+15=50^{\circ}\text{C}$ . Поэтому после поступления смесей из двух трубопроводов предварительной дегазации перед четвертым колесом будем иметь температуру смеси:

$$50(0,15 \cdot 0,06 \cdot d_3 \cdot m + 2 \cdot 0,008 \cdot d_3 \cdot m) + 25(0,25 \cdot 0,75 \cdot 0,0225 \cdot d_3 \cdot m + 2 \cdot 0,0048 \cdot d_3 \cdot m) + 1(0,25 \cdot 0,75 \cdot 0,06 \cdot d_3 \cdot m + 2 \cdot 0,00117 \cdot d_3 \cdot m) = \\ = x(0,15 \cdot 0,06 \cdot d_3 \cdot m + 2 \cdot 0,008 \cdot d_3 \cdot m + 0,25 \cdot 0,75 \cdot 0,0225 \cdot d_3 \cdot m + 2 \cdot 0,0048 \cdot d_3 \cdot m + 0,25 \cdot 0,75 \cdot 0,06 \cdot d_3 \cdot m + 2 \cdot 0,00117 \cdot d_3 \cdot m),$$

откуда  $x=28^{\circ}\text{C}$ . Объем смеси из холодного столба при нагревании с  $1^{\circ}\text{C}$  до  $28^{\circ}\text{C}$  увеличится

$$2 \cdot 0,21 \cdot d_3 \cdot m \cdot 301/274 = 0,46 \cdot d_3 \cdot m.$$

Объем смеси из теплого столба тоже увеличится при повышении температуры с  $25^{\circ}\text{C}$  до  $28^{\circ}\text{C}$

$$2 \cdot 0,203 \cdot d_3 \cdot m \cdot 301/298 = 0,42 \cdot d_3 \cdot m.$$

Объем же смеси из третьего колеса уменьшится при падении температуры с  $50^{\circ}\text{C}$  до  $28^{\circ}\text{C}$  и будет

$$2 \cdot 0,62 \cdot d_3 \cdot m \cdot 301/323 = 1,16 \cdot d_3 \cdot m$$

Всего объем смеси воздуха и пара перед четвертым колесом

$$(0,46 + 0,42 + 1,16)d_3 \cdot m = 2,04 \cdot d_3 \cdot m \text{ куб. м/1000 квтч.}$$

Работа сжатия в четвертом и пятом колесах из рис. 11 при  $P_2/P_1=$

$$= 0,10/0,05 = 2 \text{ будет } \frac{0,0217 + 0,0190}{2} = 0,0203 \text{ квт/м}^3.$$

Полная потребная мощность

$$N''_2 = 0,0203 \cdot 0,05 \cdot 2,04 \cdot d_3 \cdot m = 0,00207 \cdot d_3 \cdot m \text{ квт/1000 квтч.}$$

После шестого колеса смесь попадает в охладитель № 2, куда направляется также смесь воздуха и пара из двух трубопроводов предварительной дегазации при давлении 0,1 ата. Температуру в охладителе примем  $20^{\circ}\text{C}$ , а количество воздуха будет  $q=0,06 \cdot d_3 \cdot m$ .

Парциальное давление пара при  $20^{\circ}\text{C}$   $P_{\text{пар}}=0,0238$  ата, а парциальное давление воздуха  $P_{\text{возд}}=1,0-0,0238=0,0762$  ата. Объем воздуха

$$V_{\text{возд}} = \frac{29,27 \cdot 298 \cdot 0,06 \cdot d_3 \cdot m}{762} = 0,69 \cdot d_3 \cdot m.$$

Количество пара (рис. 12), уносимого воздухом,

$$\frac{17 \cdot 0,69 \cdot d_3 \cdot m}{1000} = 0,01175 \cdot d_3 \cdot m \text{ кг/1000 квтч,}$$

чему отвечает объем пара  $0,01175 \cdot 57,8=0,69 \cdot d_3 \cdot m$ ;

следовательно, на один объем воздуха приходится один объем пара. Ра-

бота сжатия (рис. 11) при  $P_2/P_1=0,25/0,1=2,5$  будет в  $\frac{\text{квт}}{\text{м}^3}$  0,0281. Пол-

ная же работа сжатия в группе колес 6—8

$$N_3 = 0,0281 \cdot 0,1 \cdot 2 \cdot 0 \cdot 0,69 \cdot d_3 \cdot m = 0,00387 \cdot d_3 \cdot m \text{ квт/1000 квтч.}$$

После восьмого колеса охладитель № 3 с температурой смеси 20°C, так что парциальное давление пара  $P_{\text{пар}} = 0,0238$  ата и парциальное давление воздуха  $P_{\text{возд}} = 0,25 - 0,0238 = 0,2262$  ата. Объем воздуха

$$V_{\text{возд}} = \frac{29,27 \cdot q \cdot 293}{2262} = 0,228 \cdot d_3 \cdot m \text{ м}^3/1000 \text{ квтч.}$$

Количество уносимого пара (рис. 12)

$$\frac{17 \cdot 0,228 \cdot d_3 \cdot m}{1000} = 0,00388 d_3 \cdot m \text{ кг/1000 квтч.}$$

Объем пара  $0,00388 \cdot d_3 \cdot m \cdot 57,8 = 0,226 \cdot d_3 \cdot m$ . При степени сжатия  $0,5/0,25 = 2$  полная работа сжатия в группе колес 9—11

$$N_4 = 0,0203 \cdot 0,25 \cdot 2 \cdot 0,228 \cdot d_3 \cdot m = 0,00232 \cdot d_3 \cdot m$$

В охладителе № 4 примем температуру 15°C. Тогда  $P_{\text{пар}} = 0,0174$  ата и  $P_{\text{возд}} = 0,5 - 0,0174 = 0,4826$  ата. Объем воздуха

$$V_{\text{возд}} = \frac{29,27 \cdot q \cdot 288}{4826} = 0,105 \cdot d_3 \cdot m.$$

Количество уносимого пара  $\frac{13 \cdot 0,105 \cdot d_3 \cdot m}{1000} = 0,001360 d_3 \cdot m \text{ кг/1000 квтч.}$

Степень сжатия  $1,05/0,5 = 2,1$ . Полная работа сжатия в последней группе колес 12—17 будет

$$N_5 = 0,022 \cdot 0,5 \cdot 2 \cdot 0,105 \cdot d_3 \cdot m = 0,00232 \cdot d_3 \cdot m.$$

Итак мощность, которую необходимо затратить для приведения в действие экстрактора, будет

$$N_1 = 0,0016 \cdot d_3 \cdot m$$

$$N_2' = 0,0005 \cdot d_3 \cdot m$$

$$N_2'' = 0,0021 \cdot d_3 \cdot m$$

$$N_3 = 0,0039 \cdot d_3 \cdot m$$

$$N_4 = 0,0023 \cdot d_3 \cdot m$$

$$N_5 = 0,0023 \cdot d_3 \cdot m$$

$$N = 0,0127 \cdot d_3 \cdot m.$$

Если принять  $\eta_{\text{полит}} = 0,6$ , то действительно затрачиваемая мощность

$$N_{\text{действ}} = \frac{0,0127 \cdot d_3 \cdot m}{0,6} = 0,0212 \cdot d_3 \cdot m \text{ квт/1000 квтч.}$$

На рис. 13 построен пучок прямых для зависимости  $N_{\text{действ}}$  от  $d_3$  при разных значениях  $m$ .

Теперь мы имеем все данные, чтобы определить расход энергии на собственные нужды утилизационной установки для любой конденсационной станции, имеющей рабочую мощность  $N_{\text{гл.тур}}$  главных турбин. Возьмем пример такой станции мощностью  $N_{\text{гл.тур}} = 14000$  квт,  $d_3 = 6,25$  кг/квтч и  $m = 60$ . Тогда:

$$\text{Из рис. 2: } q'_{\text{вод}} = 375 \text{ кг/квтч;}$$

$$\text{Из рис. 3: } D = 6,0 \text{ кг/квтч}$$



Из рис. 4:  $N = 0,067$  кВт/квтч

Из рис. 5:  $q''_{\text{вод}} = 620$  кг/квтч.

Из рис. 6 имеем: 1) при сопротивлении тракта через конденсаторы главных турбин  $N' = 10,25$  получим  $N'' = 16$  кВт/1000 квтч; 2) для подачи охлаждающей воды в конденсатор турбины низкого давления при  $N'' = 10$  м получим  $N''' = 25$  кВт/1000 квтч. Всего же  $14 (25 + 16) = 575$ . Мощность же, поглощаемая насосами для подачи циркуляционной воды в главные турбины,  $N_0 = 420$  кВт, так что потребная дополнительная мощность  $N_{\text{доп}} = 575 - 420 = 155$  кВт. Мощность, необходимая для экстрактора воздуха (рис. 13)

$$N_{\text{дейст}} = 110 \text{ кВт.}$$

Всего же энергии на собственные нужды утилизационной установки  $N_{\text{соб.н}} = 155 + 110 = 265$  кВт. Полная же мощность утилизационной установки (рис. 4)  $14000 \cdot 0,067 = 940$  кВт, так что расход энергии на соб-

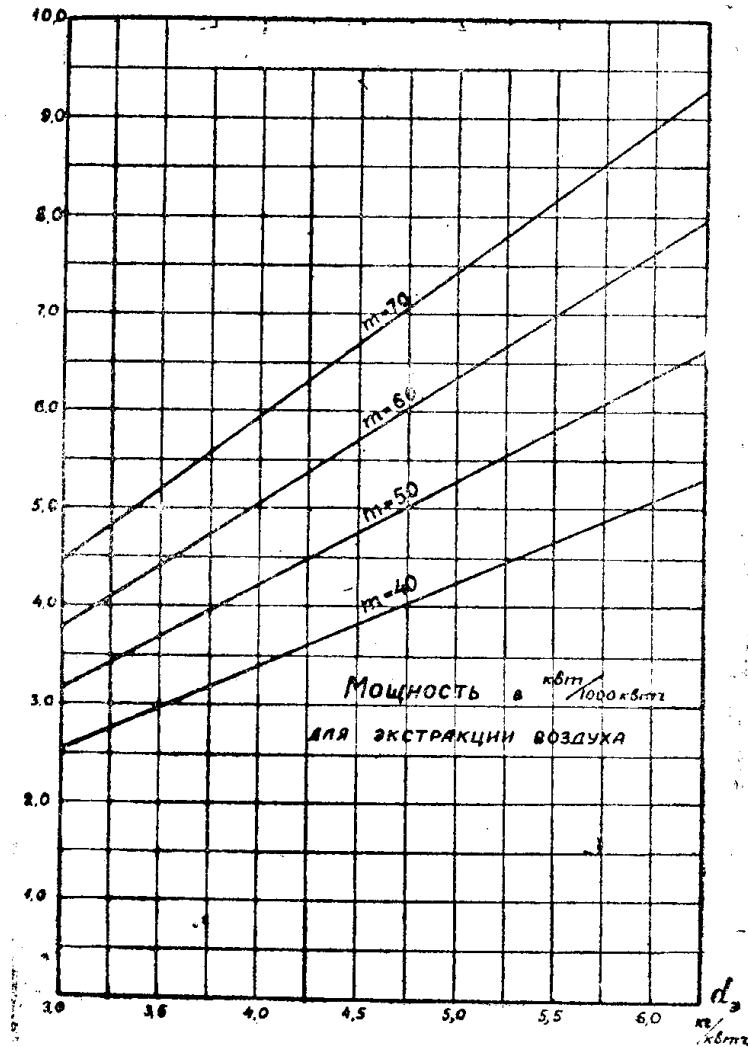


Рис. 13

ственные нужды  $265 \cdot 100 / 940 = 28\%$ . Для покрытия прочих собственных нужд электростанции остается  $940 - 265 = 675$  кВт, т. е.  $675 \cdot 100 / 14000 = 4,8\%$ . Расход энергии на экстракцию воздуха составляет  $110 \cdot 100 / 940 = 11,7\%$ , в то время как таковой у Клода был определен  $7-8\%$ . Этот перерасход надо объяснять, повидимому, тем, что в утилизационной установке принят более глубокий вакуум  $0,01$  ата против  $0,019$  у Клода. В действи-

тельности можно ожидать снижения расхода энергии на экстракцию воздуха, ибо, как указывалось выше, отходящая вода из испарителя, направляемая в конденсатор главных турбин, в значительной мере будет дегазирована. Некоторого снижения мощности на экстракцию воздуха удастся, вероятно, добиться большим приближением к наивыгодному отношению  $x$  между конечным давлением сжатия и начальным давлением в частях многоступенчатого компрессора; наконец, не надо упускать из вида и того, что самая мощность турбины низкого давления была подсчитана с большой осторожностью: в действительности позволительно ожидать более высокого значения относительного к.п.д. этой турбины, а, следовательно, и уменьшения  $\delta\%$  энергии, расходуемой на собственные нужды.

В заключение необходимо подчеркнуть еще раз, что с применением утилизационной установки будет достигнута экономия в расходе топлива из-за устранения возможности переохлаждения конденсата<sup>1)</sup>, а также из-за уменьшения расхода пара на эжекторы конденсаторов главных турбин вследствие дегазации циркуляционной воды, долженствующей уменьшить попадание воздуха чрез неплотности конденсатора с одновременным увеличением вакуума вследствие повышения коэффициента теплопередачи, что в свою очередь будет способствовать экономии топлива. Если к тому же пойти на химочистку испарившегося добавка циркуляционной воды, то этим ко всему сказанному устранены будут осложнения в котельной от водных неплотностей в конденсаторах главных турбин. Кроме того удастся несомненно сократить этим путем количество промывок и чисток конденсаторов главных турбин, загрязнение которых причиняет порчу вакуума и, следовательно, ведет тоже к перерасходу топлива, нарушает нередко бесперебойную работу станций и вызывает недоотпуск нередко электроэнергии потребителям<sup>2)</sup>. Как известно, проблема поддержания конденсаторов в надлежащем порядке становится все более и более трудной вследствие растущего загрязнения источников охлаждающей воды канализационными сточными водами промышленности и крупных населенных центров. Следует обсудить еще один вероятный момент экономии тут, а именно потенциальное уменьшение расхода электроэнергии на собственные нужды электростанций вследствие возможности выработки в утилизационной установке постоянного тока, как это имеет место на многих станциях США. Постоянный ток допускает экономичную регулировку скорости в широких пределах, что важно для электромоторов многих исполнительных механизмов электростанций и что может иметь особый смысл при предстоящем массовом внедрении автоматике. Но главное уменьшение удельного расхода топлива получится, конечно, из-за дополнительной выработки квтч в турбине низкого давления.

Как указывалось выше, часть конденсаторов установки Клода и Бушера предусматривалась в виде поверхностных, что имело в виду получение дистиллята, предназначавшегося для приготовления льда. Для наших условий эта возможность получения конденсата в утилизационной установке типа Клода и Бушера может иметь особое значение, поскольку она может избавить нас от необходимости пользования для добавка при утере конденсата на станции химически очищенной водой в течение 6—7 месяцев в году в периоды самой напряженной работы электростанций.

<sup>1)</sup> Переохлаждение конденсата в некоторых случаях зимою достигало на наших станциях  $10^{\circ}$ — $20^{\circ}$ С. На ШГЭС лишь путем введения ряда мероприятий удалось снизить это переохлаждение и держать в пределах  $3^{\circ}$ — $5^{\circ}$  С (ШГЭС им В. И. Ленина. 1925—1935 г.г. стр. 114). На ТЭЦ Горьковского автозавода это переохлаждение держится  $2^{\circ}$ — $3^{\circ}$  С (Тепло и Сила. 1935, № 2 статья Лаврова, стр. 20). Таким образом, можно считать, что переохлаждение конденсата увеличивает расход пара, по крайней мере, на 0,5%.

<sup>2)</sup> На Чегрэс введение регулярной чистки конденсаторов каустической содой через 6 суток дало повышение к.п.д. турбин примерно на 0,5% (Теплосиловое хозяйство, 1940, № 12, ст. Гвоздецкого).

Дистиллят этот дегазирован, что является также весьма ценным. В ряде случаев момент возможности получения такого конденсата для добавка может оказаться решающим, и тогда не придется придавать большого значения неизбежному уменьшению мощности утилизационной установки вследствие ухудшения вакуума при применении поверхностных конденсаторов.

Если считать, что утилизационная установка даст всего 5% экономии в удельном расходе топлива, то для рассмотренного выше частного примера денежная экономия в год при стоимости условного топлива 50 рублей тонна и удельном расходе такого топлива 1,2 кг/квтч будет  $14000 \cdot 4500 \cdot 1,2 \cdot 0,05 \cdot 50 / 1000 = 190000$  рубл. При 10% отчислений по капитализационному фактору это обеспечивает возможность капитализировать сумму 1900000 руб., чтобы без денежного ущерба для народного хозяйства получить 5% экономии в удельном расходе топлива. Отсюда предельно-допустимая величина стоимости установленного квт  $1900000 / 940 = 2000$  руб. Соответственные расчеты, сделанные для условий Шатурской ГРЭС при ее удельном расходе условного топлива 0,54 кг/квтч и стоимости этого топлива 91 руб./т., дают предельно-допустимую стоимость установленного квт утилизационной установки около тоже 2000 руб. в предположении, что экономия в топливе будет всего 4%. Обе эти цифры свидетельствуют, что предельно-допустимая величина капиталовложений на установленный квт утилизационной установки должна оказаться достаточной, чтобы реализовать такие установки для получения сбережения в расходе топлива.

Интересно попутно отметить, что крупные установки Клода и Бушера для утилизации разности температур в тропических морях, по данным Бушера, должны были обходиться по 1000—1500 бумажных франков (1926 г) за установленный квт [6] в то время как крупные конденсационные станции в Европе обходились тогда 300—450 франков золотом за установ. квт, что в бумажных франках давало по тогдашнему курсу 2100—3100 франков [7], т. е. установленный квт этих станций был раза в два дороже, чем у Клода и Бушера.

Но интересы народного хозяйства требуют от нас не только борьбы на экономию топлива: они декретируют нам напряженную борьбу и за экономию металла, так как запас в частности железных руд в мире довольно ограниченный. Некоторые предварительные расчеты, проделанные в дипломном проекте студентки Томского Политехнического института Тихоновой З. А., показывают, что расход металла на установленный квт утилизационной установки при ГРЭС мощностью 14 мвт не превосходят таковой для локомотивной установки той же мощности (около 200 кг/квт). Таким образом нельзя сказать, что этот расход металла является недопустимым. Тем не менее имеется вероятная возможность значительно сократить такой расход. Дело в том, что утилизационная установка работает в условиях вакуума, т. е. барабан ее, наиболее громоздкая часть, подвержена наружному сжатию со стороны атмосферного давления. В этих условиях соблазнительно барабан конструировать из элементов каменного литья, которое, как известно, прекрасно работает на сжатие и удовлетворительно на изгиб, давая временное сопротивление сжатию при звездчатой структуре порядка до 10000 кг/см<sup>2</sup> и на изгиб 550—740 кг/см<sup>2</sup> [8]. Проблему освоения каменного литья, как машиностроительного материала, необходимо серьезно ставить уже перед отечественным машиностроением независимо от утилизационной установки. Весьма сомнительно, однако, что большие барабаны утилизационных установок удастся изготовить цельными из каменного литья: они, надо думать, будут получаться из отдельных элементов, которые потребуются соединить между собою, добиваясь состояния полной плотности, парализующей всякую возможность про-

никновения воздуха во внутреннюю полость барабана. Должно быть разработано какое-то подобие технологии сварки отдельных элементов в применении к каменному литью. Задача, конечно, не непреодолимая, долженствующая рано или поздно стать перед инженерами-энтузиастами этого дела, склонными прокладывать новые пути в технике. Вот тогда-то углизационная установка станет еще более заманчивой, приобретет еще одно серьезное преимущество.

Не исключена возможность изготовления барабана турбины низкого давления из бетона с применением плотных смесей с нанесением плотной штукатурки с затиркой, для достижения воздухо непроницаемости которой в данном случае будет благоприятствовать постоянное орошение стенок внутри барабана. [9] Толщина стенок  $\delta$  барабана должна получиться вполне приемлемой, так как наружный радиус цилиндрического сосуда, нагруженного одним наружным давлением  $p_n$ , определяется по формуле [10]

$$r_2 \geq r_1 \cdot \sqrt{\frac{R_d}{R_d - 2p_n}},$$

где  $R_d$  — допустимое напряжение на сжатие. Принимая  $p_n = 1$  ата и для бетона  $R_d = 30$  кг/см<sup>2</sup>, получаем  $r_2 = 310$  см, так что  $\delta \cong 100$  мм. Фактически эту толщину придется сделать несколько больше ибо при производстве работ трудно избежать небольших неправильностей цилиндрической части соотклонением в сторону овальности, почему на практике и требуется лишь соблюдение условия [11]

$$e = 2 \frac{r_1 - r'_1}{r_1 + r'_1} < 0,01,$$

Во всяком случае толщина стенок барабана получится приемлемой. Если дальнейшее исследование этого вопроса подтвердит целесообразность применения бетона, то задача сооружения турбин низкого давления значительно упростится. Некоторых трудностей возможно ожидать здесь в связи с вибрациями роторов турбины, могущими повести к нарушению плотности барабана.

#### ЛИТЕРАТУРА.

- 1) Ch a m b a d a l. Le degazage fractionné des eaux chaude et froide dans le procédé Claude—Boucherat. Chaleur et Industrie, 1934, № 168, p. 911.
- 2) G. Claude. L' extraction des gaz dissous dans le procédé Claude—Boucherot utilisation de l'énergie thermique des mers tropicales. Le Génie civil, t. C., № 23, p. 571.
- 3) G. Claude. Sur l'utilisation de l'énergie thermique des mers Comptes rendus, t. 185, p. 988.
- 4) C. Monteil. Description et essais en usine d'un extracteur d'air, Système Rateau, devant être utilisé dans les appareils Claude—Boucherot. Rev. gén. de l'électricité, 18/II 1933, pp. 217—229.
- 5) Гинц. Термодинамические основы поршневых и турбокомпрессоров. 1933 г. Энергоиздат, стр. 40.
- 6) Boucharic. L'utilisation de l'énergie thermique des océans. Chaleur et Industrie 1928, № 94, p. 60.
- 7) Le Paige. Les Tendances actuelles dans construction des supercentrales électriques Rev. univ. des mines, 8-e serie, t. II, № 6, 15/IX 1929, p. 25.
- 8) Строительная промышленность, 1935, № 3, стр. 4. По данным акад. Будникова (Химическое машиностроение, 1940 г., № 4—5, статья Володина и Клинова) соответственные цифры 830 и 980 кг/см<sup>2</sup>.
- 9) Техническая энциклопедия, Т. II, 1937, стр. 738, статья В. Скрамтаева о бетонах.
- 10) Кадыков В. И. Расчет цилиндрических сосудов. Ленинград, 1933 г. стр. 23.
- 11) Булгаков В. В. Влияние отклонений формы трубы от круглой на ее сопротивление внешнему давлению ГТИ. Москва, 1930, стр. 3.

ЗАМЕЧЕННЫЕ ОПЕЧАТКИ

Страница	Строка	Напечатано	Должно быть
89	Рис. 3	(Рисунок перевернут)	
92	7 снизу	$i_{02}$	$-i_{02}$
95	19 снизу	$Z$	$Z_T$
97			В уравнении (27) $\alpha$ является показателем степени
98	19 снизу	$Z_m \Delta$	$Z_m V$
101	15 снизу	окружающей	окружностей
178	17 снизу	$s = \frac{n}{n}$	$s = \frac{n}{n_0}$
193	4 сверху	$I_2^2 = \frac{E}{1 + Z^2}$	$I_2^2 = \frac{\varepsilon}{1 + Z^2}$
203	12 сверху	$I = I_M \left( 1 - e^{-\frac{\Gamma_M}{L_M} t} \right) = \dots$	$I = I_M \left( 1 - e^{-\frac{\Gamma_M}{L_M} t} \right) = \dots$
203	17 снизу	закрывающихся	закрывающийся
214	8 снизу	(28)	(26)
221	4 сверху	$\dots \frac{i_{02} - i''_a}{i_{01} - i''_a}$	$\dots \frac{i_{02} - i''_a}{i_{01} - i''_a}$
318	Подпись к рис. 5	Потери тепла неполноты горения.	Потери тепла от неполноты горения.
318	14 снизу	(рис. 3)	(рис. 4)
323	1 сверху	аттуру	пературу
323	1 сверху	$r = 58$	$r = 587$
325	На рис. 6	$q'_{\text{вод}} \text{ и } q''_{\text{вод}}$	$q'_{\text{вод}} \text{ и } q''_{\text{вод}}$
326	33 сверху	$/2 \cdot 3 + 25 = 293 \text{ K,}$	$/273 + 25 = 293 \text{ K,}$