

АККУМУЛИРУЮЩАЯ ПИКОВАЯ ГАЗОТУРБИННАЯ УСТАНОВКА

Б. ЦИНКОЦКИ

Кафедра тепловых машин Будапештского Технического Университета

Поступило: 10 мая 1978 г.

Представлено проф. зав. кафедрой Г. Башша, ДТН.

Введение

Аккумулятивная пиковая газотурбинная установка является перспективным агрегатом пиковой мощности в энергосистемах в виду того, что компрессоры отделены от турбины и для их привода применяется избыточная и дешевая ночная электроэнергия, а не дефицитные и дорогие углеводороды. Такие агрегаты могут успешно конкурировать с гидро-аккумулятивными станциями для покрытия пиковой мощности энергосистем.

1. Компрессорная группа

Наши исследования направлены на пиковую гту аккумулятивного типа, состоящую — согласно схеме, рис. 1 — из турбины низкого давления мощностью 180 мвт, установки ГТ-100—750 завода ЛМЗ и компрессора гту мощностью 25 Мвт. В первом варианте предусмотрен компрессор одноцилиндровый, без промежуточного охлаждения (тип G-9 Машиностроительного завода Гёрлиц), во втором варианте — двухцилиндровый компрессор с промежуточным охлаждением (ГТ-25—750 ЛМЗ).

Первый компрессор при номинальной нагрузке имеет расход воздуха $G = 154,3$ кг/с и степень сжатия $\pi = 13$.

Так как максимальное давление перед турбиной в начале разрядки не может превосходить допустимое максимальное давление 7,8 бар, с учетом потерь давления степень сжатия компрессора не должна быть больше 9,34, если имеем в виду аккумуляцию при постоянном давлении. При такой частичной нагрузке кпд компрессора снижается с 0,849 на 0,781, расход воздуха по характеристике компрессора возрастет с 154,3 кг/с на 157,75 кг/с, мощность составит 52,34 Мвт, температура за компрессором будет 344,7°С.

Эти параметры неблагоприятны с той точки зрения, что из-за ограниченной степени расширения турбины снижается степень сжатия компрессора и его кпд, кроме того при хранении теряется высокая конечная температура.

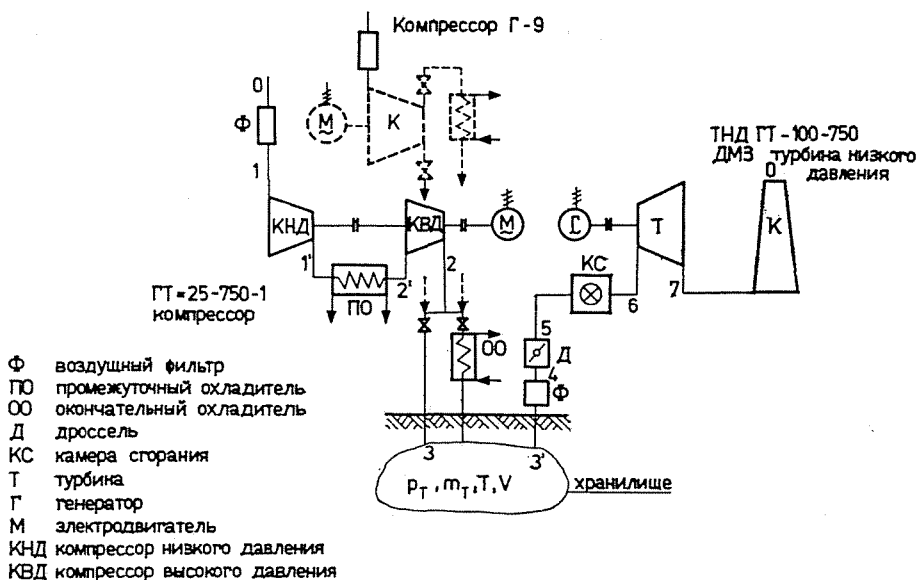


Рис. 1. Схема пиковой аккумулирующей газотурбинной установки

С целью исключения этих недостатков изыскивались дальнейшие решения, в ходе чего обратили внимание на компрессор ЛМЗ установки типа Г-25—750 мощностью 25 мвт, так как его характеристики благодаря двухцилиндровой конструкции с промежуточным охлаждением более благоприятны. Этот компрессор при оборотах 3000 1/мин на номинальной нагрузке по измерениям [4] имеет расход воздуха 197,4 кг/сек, степень сжатия компрессора низкого давления $\pi_1 = 3,23$, адиабатный кпд 0,851, коэффициент использования охладителя 0,897, степень сжатия компрессора высокого давления $\pi_2 = 3,44$, кпд его 0,847.

Так как суммарная степень сжатия при хранении постоянного давления несколько высока для турбины, поэтому степени сжатия надо снижать согласно измеренным характеристикам соответственно на $\pi_1 = 3,07$ и $\pi_2 = 3,16$. В связи с этим кпд отсеков компрессора снижается на $\eta_1 = 0,8203$ и $\eta_2 = 0,8205$, расход воздуха возрастает до 200,65 кг/сек, температура за компрессором из-за промежуточного охлаждения ниже, всего 180,3°C и мощность компрессора 55,6 мвт.

Из двух рассмотренных компрессоров выберем последний по следующим преимуществам:

- удельная мощность сжатия меньше,
- температура на выходе из компрессора меньше,
- компрессор и турбине однопоточная машина, одного завода,
- расход воздуха этого компрессора больше, что выгодно с точки зрения более быстрой зарядки хранилища.

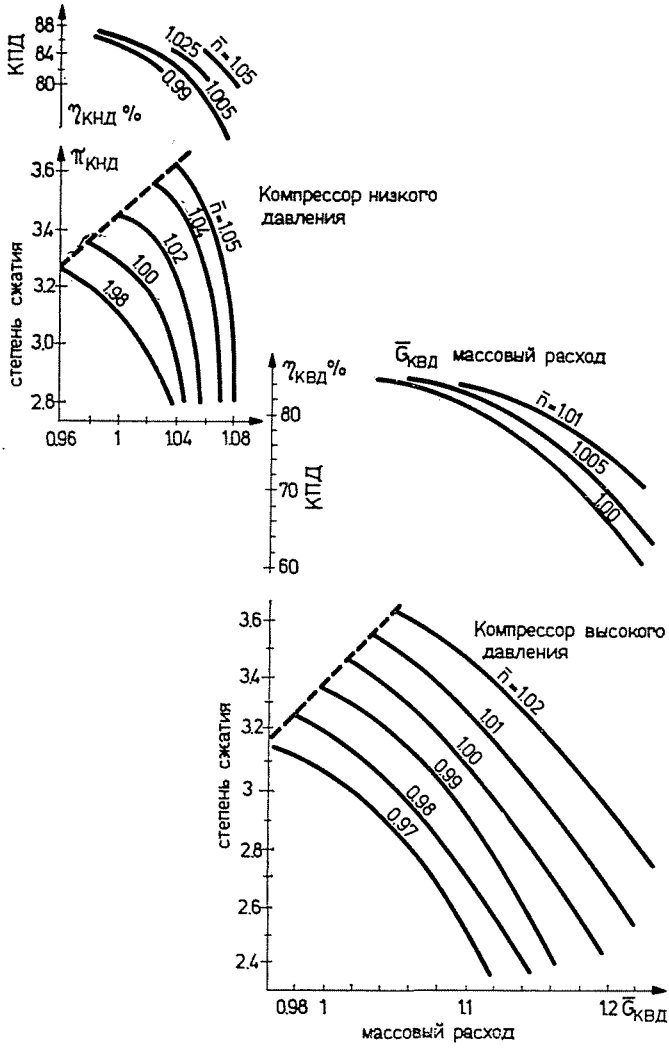


Рис. 2. Измеренные характеристики компрессора

Характеристики компрессора, определенные методом измерений [4], показываем на рис 2. Эти характеристики в функции от безразмерного массового расхода

$$\bar{G} = \frac{G \cdot \sqrt{\frac{T_1}{P_1}}}{G_n \sqrt{\frac{T_{1н}}{P_{1н}}}}$$

и безразмерного числа оборотов

$$\bar{n} = \frac{\frac{n}{\sqrt{T_1}}}{\frac{n_H}{\sqrt{T_{1H}}}}$$

дают степень сжатия компрессора.

Номинальные параметры КНД по обозначениям рис. 1.

$G_H = 197,4$ кг/сек, $T_{1H} = 291^\circ \text{K}$, $p_{1H} = 0,996$ бар, $n_H = 3000$ 1/мин.

Номинальные параметры КВД следующие: $G_H = 197,4$ кг/сек, $T_{2H} = 308,8^\circ \text{K}$, $p_{2H} = 3,085$ бар.

Для расчета процесса зарядки нужно иметь суммарную степень сжатия компрессорной группы $\pi = p_2/p_1 = \pi_1 \cdot \pi_2$ и адиабатный КПД компрессоров в функции от массового расхода.

Непосредственно характеристики КНД и КВД не суммируются, так как они могут работать только с промежуточным охлаждением, которое нужно учитывать.

Промежуточное охлаждение рассчитываем на основе данных измерений постоянным коэффициентом потери давления $\sigma_{\text{охл.}} = 0,963 = \text{const}$ и температуру за компрессором определяем и условия постоянства коэффициента использования Бошнаковича (ψ). Компрессор установки типа ГТ-25—750—1 имеет поверхность промежуточного охладителя 3400 м^2 и по данным измерений в функции от расхода охлаждающей воды коэффициент использования почти не меняется, итак, при расходе охлаждающей воды 1000 т/час $\psi = 0,88$, при расходе 2500 т/час , $\psi = 0,91$, так как водяной эквивалент охлаждающей воды почти на порядок больше водяного эквивалента воздуха. Поэтому в своих расчетах приняли условие постоянства ψ .

По этому условию по известным температурам на входе воздуха и охлаждающей воды можно определить температуру воздуха за промежуточным охладителем. Номинальная температура охлаждающей воды $T_H = 295,5^\circ \text{K}$ и номинальный коэффициент использования теплообменника $\psi_H = 0,8968$.

Адиабатный КПД всей компрессорной группы рассчитывали по следующей зависимости (по обозначениям рис. 1):

$$\eta = \frac{\eta_1 (T'_1 - T_1) + \eta_2 (T_2 - T'_2)}{(T'_1 - T_1) + (T_2 - T'_2)}$$

Составление суммарной характеристики компрессоров выполнили по следующей методике:

На воздушном фильтре происходит дросселирование, поэтому на входе компрессора имеем $T_1 = 288^\circ \text{K}$, $p_1 = 0,97$ бар при коэффициенте потерь давления фильтра $\sigma_\phi = 0,97$.

Характеристики КНД:
 массовый расход воздуха

$$G_1 = G_{1H} \cdot \sqrt{\frac{T_{1H}}{T_1} \frac{p_1}{p_{1H}}} \bar{G} = 193,25 \bar{G} \text{ [кг/сек]}$$

приведенное число оборотов

$$\bar{n}_1 = \sqrt{\frac{T_{1H}}{T_1}} = 1,005$$

По этим значениям по характеристике КНД можно найти степень сжатия и КПД.

Удельная работа сжатия КНД

$$L_1 = C_p T_1 \left(\pi_1^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right) \frac{1}{\eta_1} \text{ [кДж/кг]}$$

Температура за КНД

$$T'_1 = T_1 + \frac{L_1}{C_p} \text{ [°K]}$$

Давление за КНД

$$p'_1 = \pi_1 \cdot p_1 \text{ [бар]}$$

Параметры за промежуточным охладителем, так как

$$\psi = \frac{T'_1 - T'_2}{T'_1 - T_H} = \text{пост.}$$

Температура на выходе

$$T'_2 = T'_1 - \psi(T'_1 - T_H) = T'_1 - 0,8968(T'_1 - 295,5) \text{ [°K]}$$

Давление на выходе

$$p'_2 = p'_1 \sigma_{охл} = 0,963 \cdot p'_1 = \pi_1 \cdot 0,97 \cdot 0,963 = 0,9411 \pi_1 \text{ [бар]}$$

После этого по известным p'_2 и T'_2 на основе условия постоянства массового расхода $G_1 = G_2$ можно рассчитать критерий подобия из характеристике КВД (рис 2), затем из них можно определить π_2 и η_2 .

На основании этого удельная работа сжатия КВД

$$L_2 = C_p T'_2 \left(\pi_2^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right) \frac{1}{\eta_2} \text{ [кДж/кг]}$$

Температура на выходе из КВД

$$T_2 = T_2' + \frac{L_2}{C_p} \text{ [}^\circ\text{K]}$$

давление за КВД

$$p_2 = p_2' \pi_2 \text{ [бар]}$$

Приведенный массовый расход воздуха суммарной характеристики $\bar{G} = \bar{G}_1$, так как состояние входа и номинальные параметры одни и те же.

Суммарная степень сжатия

$$\pi = \frac{p_2}{p_1} \sigma_{охл} \cdot \pi_1 \cdot \pi_2$$

Суммарная удельная работа сжатия:

$$L = L_1 + L_2$$

Определенную таким образом суммарную характеристику компрессоров показываем на рис. 3.

В процессе зарядки хранилища рабочая точка компрессора будет перемещаться по кривой $\bar{n} = \text{пост.}$ между определенными низшими и верхними пределами. Верхний предел определяется границей помпажа компрессора. На характеристиках компрессора рис 2. граница помпажа обозначена пунктирной кривой. Нижняя граница рабочей зоны определяется срывом потока в последней ступени компрессора при больших отрицательных углах атаки или скачком уплотнения в последней ступени. Эту нижнюю границу обычно не показывают на характеристиках компрессоров, так как при совместной работе компрессора с турбиной нижняя граница определяется холостым ходом газотурбинной установки и кривая холостого хода всегда приходит выше нижней граничной кривой. У аккумулирующих ГТУ нижняя граница устойчивой работы является действительной границей.

Верхняя граница устойчивой работы при расчетных вышеприведенных оборотах $\bar{n} = 1,005$ по суммарной характеристике компрессоров, составленных из отдельных измеренных характеристик, проходит при степени сжатия $\pi_{\text{макс}} = 10,83$, а нижняя граница по оценке измерений холостого хода при $\pi_{\text{мин}} = 4,9$.

Суммарную характеристику компрессора (рис. 3) при машинных расчетах учитывали следующими приближенными квадратичными уравнениями:

$$\bar{G} = -8,9325 \cdot 10^{-4} \pi^2 + 8,7539 \cdot 10^3 \pi + 1,029$$

$$T_2 = -14750 \bar{G}^2 + 29752 \bar{G} - 14538,5$$

$$P = -28400 \bar{G}^2 + 57580 \bar{G} - 28904,18$$

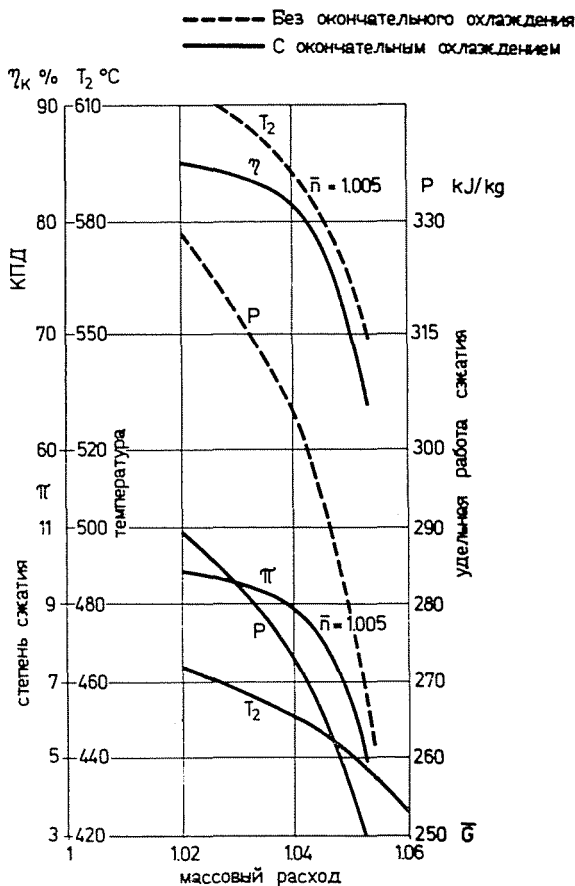


Рис. 3. Суммарные расчетные характеристики компрессоров

Хотя компрессор ГТ-25—750—1 может работать только с промежуточным охлаждением, это обстоятельство благоприятно при хранении в постоянном объеме, так как из-за промежуточного охлаждения снижается температура за компрессором, а это выгодно, потому что в данном объеме хранилища повышается масса аккумулированного воздуха при меньших энергозатратах сжатия. Надо иметь в виду, что горячий сжатый воздух при хранении со временем и так бы охладился, и эту потерю тепла в камерах сгорания дополнительно надо сообщить, поэтому целесообразно применение промежуточного охлаждения, которое по результатам расчета на 8—12% снижает удельную работу сжатия и на 22—25% температуру за компрессором.

2. Зарядка хранилища

В процессе зарядки компрессор от внешнего электропривода заряжает хранилище постоянного объема. При этом состояние входе не меняется, а давление за компрессором постоянно возрастает, поэтому рабочая точка на характеристике компрессора все время меняется.

Это изменение рабочей точки приближенно учитываем в следующей модели машинного расчета:

В модели расчета считаем неизменной рабочую точку за период времени Δt , в течение которого нагетенный воздух повышает давление в хранилище, а это определяет новую рабочую точку. Верхняя и нижняя граница расчета определяется предельными степенями сжатия π_{\max} и π_{\min} . При давлении хранилища p_x степень сжатия компрессора $\pi = \frac{p_x}{p_1}$. На основе этого из суммарной характеристики (рис. 3) получаем величины \bar{G} , η , L и T_2 . Массовый расход воздуха определяется зависимостью $G = 193,25 \cdot \bar{G}$ (кг/сек). Новую рабочую точку в конце периода Δt определяем, исходя из предположения совершенного смешивания воздушного заряда хранилища и поданного воздуха за период времени Δt Уравнение смешивания

$$m_x \cdot T_x + G \cdot \Delta t = (m_x + G\Delta t) T$$

где m_x — масса воздуха в хранилище.

Уравнение состояния идеального газа:

$$p_x \cdot V = (m_x + G\Delta t)RT_x$$

Выразим отсюда давление в хранилище

$$p_x = \frac{m_x G \Delta t}{V} R \frac{m_x T_x + G \cdot \Delta t T_2}{m_x + G \Delta t} = \frac{R}{V} (m_x T_x + G \Delta t \cdot T_2) \text{ [бар]}$$

Мощность, потребляемая компрессором:

$$N = L \cdot G \quad (\text{кВт})$$

В конце периода времени Δt новая степень сжатия составляет

$$\pi = \frac{p_x}{p_1}$$

Расчет начинается с $\pi_{\text{мин}}$ продолжается до $\pi_{\text{макс}}$ и в ходе расчета получаем изменение параметров и мощность компрессора в зависимости от времени по рис. 4.

Расход энергии компрессором получаем путем умножения мощности компрессора на интервал времени и последующего сложения результатов.

Хранение в принципе может быть постоянного давления или постоянного объема.

В случае хранения при постоянном давлении хранилище представляет собой огромный соединенный сосуд, для которого требуется значительное количество буферной воды поблизости от хранилища. Такое сранение сложнее и дороже из-за буферной системы и связано с имеющимися водоресурсами.

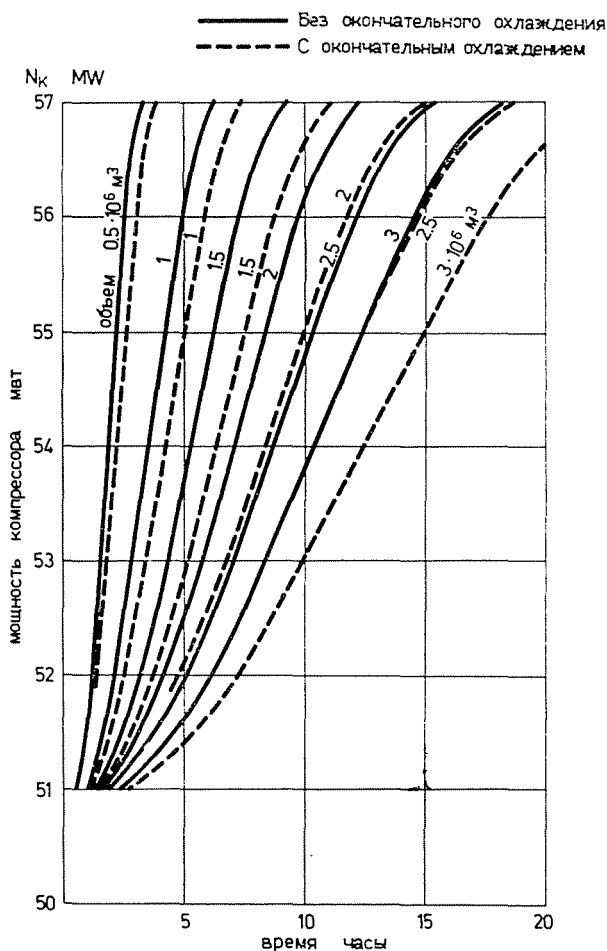


Рис. 4. Мощность с жатия при зарядженин

Необходимый объем хранилища для рассмотренной газовой турбины имеет порядок миллиона кубометров. Целесообразно применить природное водохранилище, заброшенную шахту или скважины природного газа. В первом случае из-за широких скважин аэродинамическое сопротивление будет небольшое, поэтому в расчетах предполагаем, что при зарядке и разрядке хранилища потеря давления возникает только из-за снижения температур воздуха при хранении в попятном объеме. Далее предполагали, что в шахте не имеет места утечка сжатого воздуха.

Объем хранилища считали варьируемым параметром и расчеты выполнили для объемов $(0,5 \div 3) \cdot 10^6 \text{ м}^3$ шагами $0,5 \cdot 10^6 \text{ м}^3$ -ов.

Исследование хранения в скважинах природного газа более сложно, так как хранение происходит в пористой породе, где при диффузионном движении воздуха возникает потеря давления. При таком хранении остаточный природный газ вытесняется воздухом и такое хранение может повлиять на добычу нефти и газа ближайших месторождений.

Если хранилище представляет собой объем шахты, и за компрессором применяем последующее охлаждение, тогда в этом охладителе со стороны воздуха происходит процесс дросселирования по закону $p_3 = p_2 \cdot \sigma_{\text{охл.}}$, где $\sigma_{\text{охл.}} = 0,97$ коэффициент потерь давления охладителя. Суммарное отношение дается отношением p_2 и p_1 . Если давление хранения p_x , тогда

$$p_2 = \frac{p_x}{\sigma_{\text{охл.}}} \quad \text{и} \quad \pi = \frac{p_x}{p_1 \cdot \sigma_{\text{охл.}}}$$

Так как $p_1 \cdot \sigma_{\text{охл.}} = \text{пост}$, в дальнейшем расчет ведется подобно как в случае отсутствия последующего охладителя. Надо еще учитывать, что температура T при последующем охлаждении заменяется в предыдущих формулах на место T_2 . Последующее охлаждение надо вести до достижения температуры хранилища, так как только таким образом можно избежать спад давления вследствие охлаждения воздуха в хранилище. Последующее охлаждение в расчетах учитывали условием $T_3 = \text{пост}$.

К машинному расчету процесса зарядки промежутков времени выбрали на $\Delta t = 900$ сек, температуру хранилища на 353°К и предполагали, что при последующем охлаждении температура T_3 будет эта же величина.

Результат машинного расчета процесса зарядки с последующим охлаждением и без него представлен на рис 4—8. На рис. 4 показана потребная мощность компрессора по времени при параметре объема хранилища. Ввиду того, что зарядка хранилища экономична дешевой ночной электроэнергией (выработанной электростанциями на угле), и период зарядки можно оценить в 6—8 часов, данному компрессору требуется объем хранилища не менее $(1 \div 1,5) \cdot 10^6 \text{ м}^3$, так как меньший объем заряжается компрессором за более короткое время, чем время ночного провала. Хранилище с большим объемом

данный компрессор во время ночного провала заряжает только в случае не полной разрядки, что целесообразно из-за более высокой средней мощности разрядки.

При сопоставлении процессов с последующим охлаждением и без него оказывается, что при последующем охлаждении время зарядки возрастает для любого объема, так как температура хранения, по нашим условиям, остается постоянной.

При последующем охлаждении возрастает масса воздушного заряда. Этот рост при минимальном объеме хранилища составляет 8,42—9,13%. Потребная мощность компрессора в обоих случаях примерно 53,6 мвт, поэтому из-за большего времени зарядки расход энергии на сжатие при последующем охлаждении оказывается выше на 15,1—23,4%. Дополнительный расход энергии на хранение с последующим охлаждением 1 кг дополнительной массы воздуха при минимальном объеме хранилища составляет 0,086—0,087 квтчас.

В конце процесса зарядки хранилище закрывается до начала пикового периода. За это время разницы давления и температуры сжатого воздуха выражаются, и температура воздуха приближается к температуре стенки хранилища.

В нашей расчетной модели предусмотрено мгновенное современное смешивание в хранилище, а в случае отсутствия последующего охлаждения температура нагнетенного воздуха окажется выше температуры стен, что приводит к охлаждению воздуха в хранилище. Это охлаждение зависит от времени сранения, от геометрии и материала хранилища и т. д. Для конкретного хранилища это охлаждение в зависимости от времени можно определить измерением. В крайнем случае при продолжительном сранении воздух охлаждается до температуры стен. Ввиду отсутствия детальных данных мы считаемся с этим самым благоприятным случаем.

В случае последующего охлаждения предполагаем равенство температур воздуха и стен хранилища, значит отсутствует охлаждение при хранении и максимальное давление $p_3 = p'_3 = 10,19$ бар.

При отсутствии последующего охлаждения воздух при постоянном объеме охлаждается до температуры стен, причем давление будет

$$p'_3 = p_3 \cdot \frac{T'_3}{T_3}$$

В конце зарядки температура воздуха практически не зависит от объема хранилища, так как отклонение от средней величины не превышает 0,3%. Средние параметры воздуха: $T_3 = 399,96^\circ\text{K}$, $p_3 = 10,5$ бар, $T'_3 = 353^\circ\text{K}$. В силу этого давление в конце сранения $p_3 = 10 \cdot \frac{353}{399,96} = 9,27$ бар всё еще окажется выше допустимого давления перед турбиной даже с учетом по-

ть давления, значит в начальной стадии разрядки приходится дросселировать и охлажденный воздух.

3. Турбинный агрегат

В качестве турбины пиковой аккумулирующей г. т. у. рассмотрим турбины низкого давления (ТНД) ГТ-100—750—2 производства ЛМЗ с номинальной мощностью 179 мвт. Такие турбины находятся в эксплуатации на электростанции Инота и в дальнейшем могут быть построены. Пятиступенчатый однокорпусный ТНД имеет следующие номинальные параметры:

$$G_{ТН} = 467,67 \text{ кг/сек}, p_{6Н} = 7,8 \text{ бар}, p_{7Н} = 1,05 \text{ бар}.$$

ТНД легко отсоединить от газотурбинной установки, так как она имеет отдельный вал с муфтой со стороны КНД и подшипники, так что непосредственно можно применить для привода синхронного генератора. Выбор данной турбины обусловлен и значительной единичной мощностью.

Результаты измерений [2] рабочего процесса турбины отнесены к узкому интервалу стабильной рабочей точки полной нагрузки, а в схеме аккумулирующей установки турбина будет работать из-за характера разрядки в очень широких пределах. В виду отсутствия опытных данных зависимости давлений от массового расхода определили по формуле Стодолы:

$$\left(\frac{G_T}{G_{ТН}} \right)^2 = \frac{p_6^2 - p_7^2}{p_{6Н}^2 - p_{7Н}^2} \frac{T_{6Н}}{T_6}$$

Выразим остоуда массовый расход газа:

$$G_T = G_{ТН} \sqrt{\frac{p_6^2 - p_7^2}{p_{6Н}^2 - p_{7Н}^2}} \sqrt{\frac{T_{6Н}}{T_6}}$$

где индекс «н» относится к известному номинальному режиму. С учетом номинальных параметров получаем

$$G_T = \sqrt{3661,27 p_6^2 - 4036,55} \quad [\text{кг/сек}]$$

Предполагаем, что температура перед турбиной за весь период разрядки отрегулирована на $T_6 = T_{6Н} = 1023 \text{ }^\circ\text{К}$, так как это термически целесообразное и технически осуществимое решение. В таком случае температурная поправка в уравнении Стодолы $\frac{T_{6Н}}{T_6} = 1$.

Такое регулирование температуры у исходного агрегата неосуществимо потому, что снижение мощности возможно только снижением температуры перед турбиной, так как КНД при постоянных числах оборотов имеет

примерно постоянной расход воздуха, и на этот расход режимные условия КВД на свободном валу влияют только незначительно.

Регулирование с постоянной температурой перед турбиной сравнительно простая задача у аккумулялирующей установки, так как тут отсутствуют эксплуатационные взаимосвязи компрессоров. Такое регулирование выгодно, так как при этом термический КПД цикла в ходе разрядки снижается в меньшей степени, чем при переменной температуре.

При таком регулировании коэффициент избытка воздуха в камере сгорания будет постоянным, так как температура перед камерой сгорания тоже постоянна, равна $T_5 = 353^\circ\text{K}$. Постоянный коэффициент избытка воздуха $\alpha = 3,4$, расход топлива поэтому прямо пропорционален расходу воздуха.

На основе принятых и рассчитанных данных характеристику турбины представим обычными безразмерными критериями подобия на рис. 5.

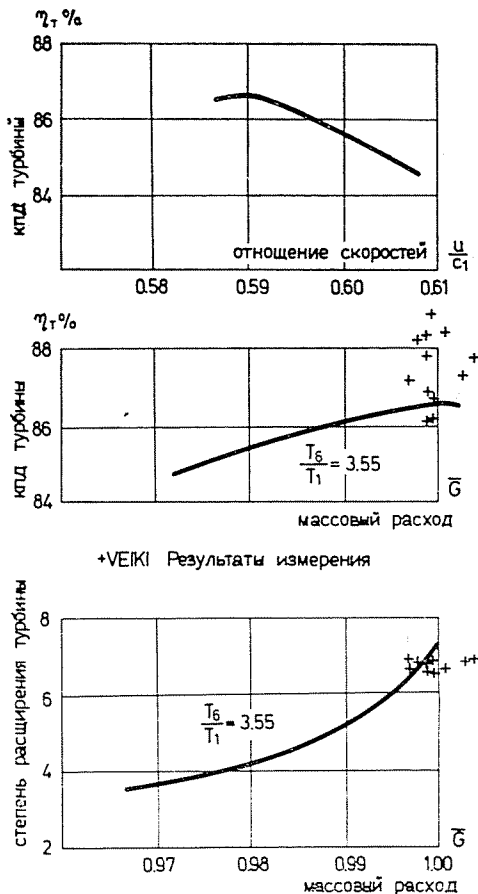


Рис. 5. Характеристики турбины

Адиабатный КПД турбины в функции массового расхода \bar{G} подсчитывали по известной диаграмме $\eta_T = f\left(\frac{u}{c_1}\right)$, так как окружная скорость (u) турбины известна, а скорость выхода из сопловой решетки c_1 определяется по известному сечению выхода и искомого массового расхода.

Помимо расчетных кривых расхода и КПД на рис. 4 показали и результаты измерений по [2]; которые дали разбросанные точки вокруг расчетных величин. Некоторое отклонение объясняется расхождением отношений характерных температур в точках измерений от расчетных значений $\frac{T_6}{T_1} = 3,55$.

При машинном расчете условия расходов учитывали уравнением Стодолы, а КПД турбины учитывали квадратным уравнением приближения:

$$\eta_T = -3,023645 \cdot 10^7 G_T^2 + 2,828137 \cdot 10^{-4} G_T + 0,799645$$

которое у расчетных точек дало отклонение не более 0,6%.

4. Разрядка хранилища

Разрядка хранилища из-за расхода сжатого воздуха происходит по времени при снижении давления в нестационарном процессе, рабочая точка турбины постоянно изменяется, но в модели расчета за короткий период времени Δt считаем постоянной, подобно спроцессу зарядки. Если давление в хранилище p_x , тогда степень расширения турбины с учетом коэффициентов потерь давления воздушного фильтра $\sigma_\phi = 0,97$ и камер сгорания $\sigma_{к.с.} = 0,927$

$$\delta = \frac{p_6}{p_7} = \frac{p_x \cdot \sigma_\phi \cdot \sigma_{к.с.}}{p_7}$$

На основе степени расширения турбины по характеристиками турбины (рис. 4) при известных параметрах перед турбиной p_6 и T_6 определяем массовый расход газа и КПД турбины. По этим данным определяется удельная работа расширения и мощности турбины, которая после умножения на промежуток времени Δt и последующего суммирования дает произведенную энергию (рис. 8).

В конце периода Δt давление в хранилище определяется, исходя из того условия, что за этот период масса сжатого воздуха снижается на величину $G \cdot \Delta t$. Предположим, что разрядка не слишком быстра, и поэтому во время разрядки температура в хранилище не меняется (изотермическая разрядка). Если в начале периода Δt масса сжатого воздуха составляет m_x тогда

$$m = m_x - G \cdot \Delta t \quad p_x = \frac{mRT_x}{V}$$

Отсюда весь расчет протекает подобно тому, как было видно при зарядке. Верхний и нижний пределы разрядки определяются режимными условиями компрессоров, верхний предел определяется помпажом компрессора, а нижний предел определяется минимальным давлением повторного пуска компрессора. С точки зрения турбины максимальное давление при температуре перед турбиной 750°C равно 7,8 бар, минимальное давление лимитируется только условием повторного заряда компрессора, турбиной не лимитируется.

Так как компрессор может создать давление больше, чем допустимо для турбины, поэтому при разрядке надо дросселировать до максимального давления перед турбиной $p_{\text{в.макс}} = 7,8$ бар. Дросселирование производится пока давление хранения не будет равно

$$P_{x, \partial p} = \frac{P_{\text{в.макс.}}}{\sigma_{\text{ф}} \cdot \sigma_{\text{к.с.}}} = \frac{7,8}{0,97 \cdot 0,927} = 8,67 \text{ бар}$$

Необходимое для дросселирования время при объеме $0,5-3 \cdot 10^6 \text{ м}^3$ по рис. 8, показывающему давлению разрядки по времени при хранении с окончательным охлаждением, составляет 0,5—3 часа, что составляет сравнительно небольшую долю полного времени разрядки (2—12 часов) особенно без окончательного охлаждения.

Отметим, что расчет процесса выполнили не совсем до помпажной границы компрессора, так как надо иметь запас устойчивости по помпажу 5—7%, по выражению

$$\frac{\pi_n}{\pi} \frac{\bar{G}}{\bar{G}_n} - 1$$

где индекс «п» относится к помпажному режиму компрессора.

Минимальный объем хранилища $(1-15) \cdot 10^6 \text{ м}^3$ с точки зрения полного использования зарядки во время ночного провала является и минимальным и с точки зрения разрядки, так как по рис. 8 можем определить, что полное время разрядки составляет 3,5—5,3 часов в день, которое уже достаточно для целей пиковой электростанции. Хранилища с большим объемом или разряжаются полностью дальше (при $3 \cdot 10^6 \text{ м}^3$ -ов в течение 12 часов) или при более короткой разрядке не полностью разряжаются, а только частично, и вследствие этого мощность по времени в меньшей степени снижается.

Результаты машинного расчета процесса разрядки хранилища с окончательным охлаждением и без него показаны на рис. 5—8, в том числе на рис. 6 показано изменение мощности турбины, на рис. 7 — изменение произ-

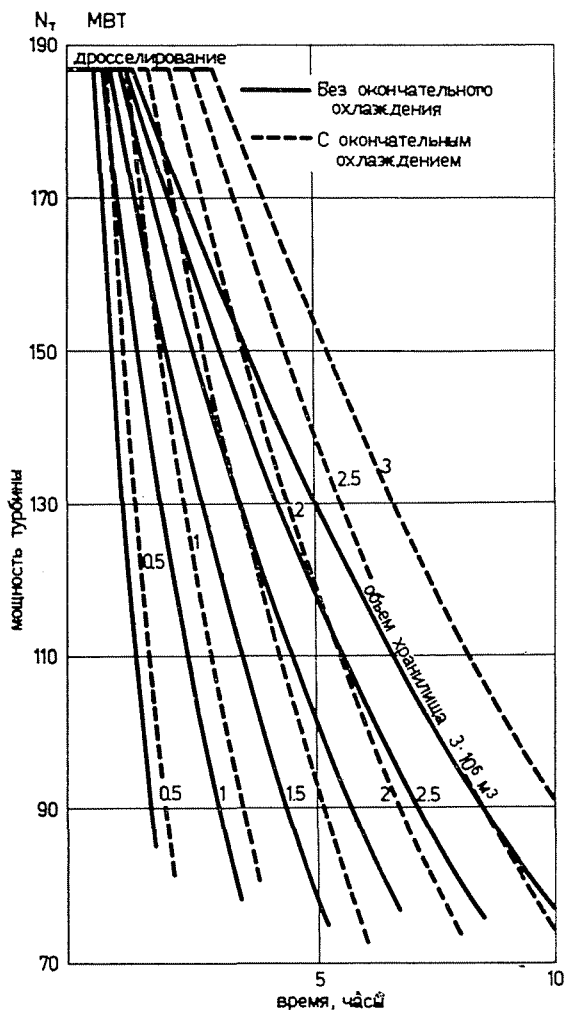


Рис. 6. Мощность турбины при разрядении

водства электроэнергии, на рис. 8 — изменение давления воздуха в зависимости от времени.

Сравнивая разрядку хранилища с двумя методами зарядки оказывается, что время разрядки хранилища при зарядке с окончательным охлаждением окажется больше (что без окончательного охлаждения и при минимальном объеме хранилища составляет всего 3,2—4,7 часов), поэтому из хранилища с окончательным охлаждением получаем большую электроэнергию, вследствие того, что при этом хранилище содержит большую массу сжатого воздуха

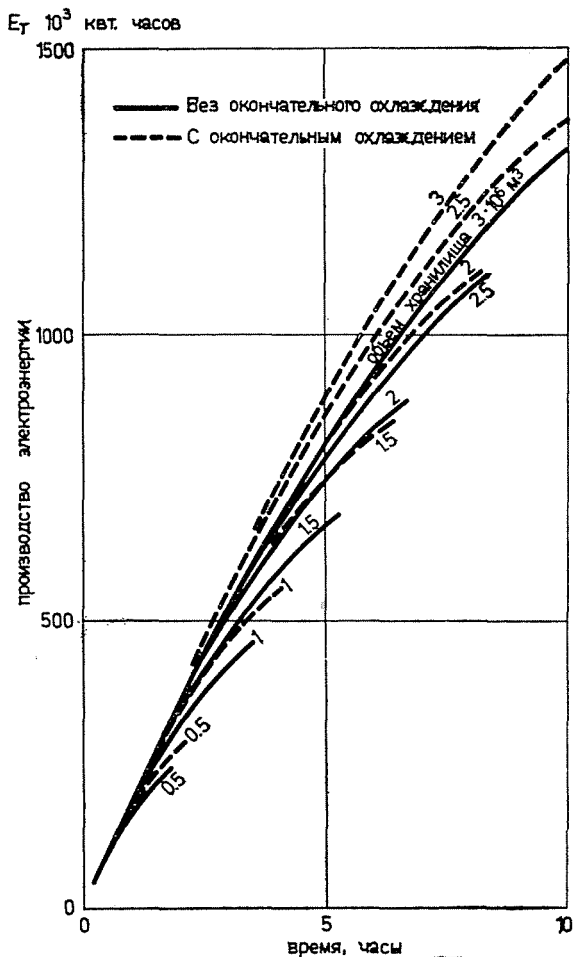


Рис. 7. Производство электроэнергии при разрядке

ха в начале разрядки и работает в более широких пределах изменения давления.

Мощность турбины в ходе разрядки имеет характер убывания, согласно рис. 6 при полностью заряженном хранилище с мощностью примерно 180 мвт снижается до 80 мвт при разряженном состоянии, причем в начале разрядки в течение дросселирования окажется постоянной. При хранении с окончательным охлаждением это снижение мощности меньше в следствие большего времени разрядки.

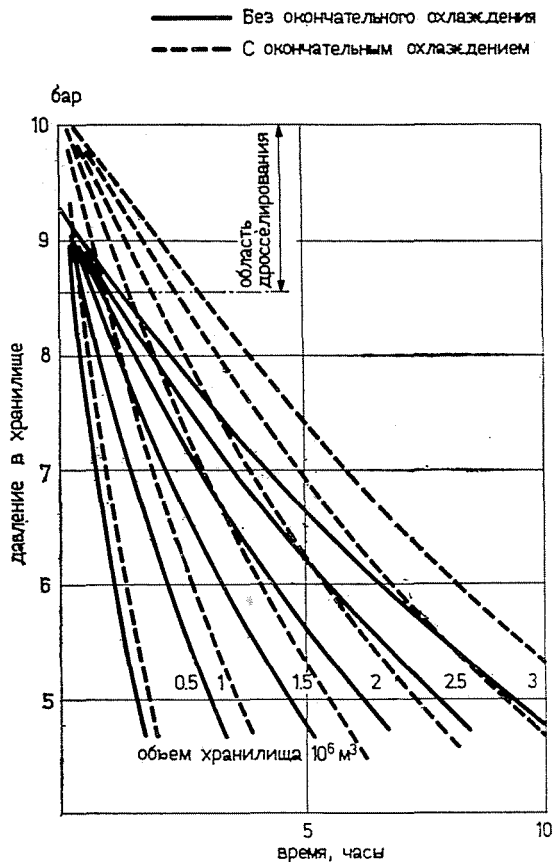


Рис. 8. Давление в хранилище в ходе разрядки

Резюме

Мы рассмотрели вариант пиковой аккумулирующей газотурбинной установки, состоящей из ТНД установки ГТ-100—175—2 производства ЛМЗ, с максимальной мощностью 180 мвт и компрессора ГТУ типа ГТ-25—750 завода ЛМЗ, включенных по схеме согласно рис. 1. На основании расчетов установили, что в качестве компрессора такой установки более целесообразно применение двухцилиндрового компрессора с промежуточным охлаждением типа ГТ-25—750 ЛМЗ мощностью 25 мвт, чем одноцилиндрового компрессора без промежуточного охлаждения ГТУ типа Г-9 такой же мощности.

На основе измеренных характеристик компрессора ГТ-25—750 методом машинного расчета определили параметры процесса зарядки хранилища постоянного объема в интервале $(0,5 \div 3) 10^6$ м³-ов и потребную мощность компрессора по времени с применением окончательного охлаждения и без него.

Рассчитали параметры максимальной зарядки и разрядки хранилища на основе условий работы компрессора. В результате определили, что для полной зарядки полностью разряженного хранилища потребуется в зависимости от окончательного охлаждения объем $(1 \div 1,5) 10^6$ м³. Процессы зарядки и разрядки определили для хранилища типа

шахтные скважины, расчет которых в результате широких сечений проще, чем расчет пористого хранилища типа заброшенных скважин природного газа.

Методом машинного расчета определили в процессе предполагаемой изотермической разрядки мощность турбины и давления в хранилище по времени при параметре объема хранища в случае зарядки с окончательным охлаждением и без него.

Литература

1. N. BERG, D. NOREN: Compressed air power plants.
2. Измерения газовых турбин ГТ-100 (A ГТ-100 gázturbina mérési). VEIKI Közlemények 1975.
3. O. WEBER- Das Luftspeicher-Gasturbinenkraftwerk Huntorf, BBC Mitteilungen 1975. 7/8.
4. Г. Г. Ольховский: Тепловые испытания стационарных установок, Москва, 1971.
5. P. ZAUS: Luftspeicherkraftwerke BBC Mitteilungen, 1975. 7/8.

Др. Ботонд Цинкоцки, H-1521 Budapest