

ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕПЛООВОГО ЦИКЛА ГАЗОВОЙ ТУРБИНЫ МОЩНОСТЬЮ 100 МВТ

Б. ЦИНКОЦКИ

Кафедра тепловых машин Будапештского Технического Университета

(Поступило 28-го мая 1974 г)

Представлено проф. Г. БАШША

1. Введение

На электростанции имени 7-го ноября в г. Инота ведется сооружение и пуск двух газовых турбин типа ГТ 100—750 ЛМЗ мощностью по 100 Мвт. В связи с этим рассмотрим возможные пути совершенствования тепловой схемы с точки зрения КПД, помпажа компрессоров и чисел оборотов роторов на полной и частичной нагрузках.

Исследование тепловой схемы двухвальных газовых турбин для электростанций целесообразно проводить не только в связи с этим конкретным применением, а и потому, что подобные ранние исследования почти полностью относились к регенераторным ГТУ особенно в случае повторного перегрева, без регенератора рассматривали в основном схемы с одним перегревом [1, 2].

В ходе развития пиковых ГТУ для электростанций отказались от регенератора из-за больших габаритов, веса и короткого срока службы. В последнее время начинает распространяться утилизация тепла выхлопных газов на теплофикацию, причем теплофикация рассматривается побочно, пиковые ГТУ рассчитаны на чистый силовой режим, оптимизацию отношения давлений цикла, распределения теплоперепада двух турбин производят без учета теплофикации даже и тогда, когда как у ГТУ мощностью 100 Мвт заранее предусмотрена теплофикация.

2. Схемы двухвальных ГТУ при полной нагрузке

Ограничимся рассмотрением двухвальных ГТУ с двумя компрессорами и с двумя камерами сгорания согласно схеме ГТ 100—750.

Возможные компоновки таких схем представлены на рис. 1, их тепловые циклы в $T-S$ диаграмме на рис. 2.

Компоновки могут быть параллельными или перекрестными, по размещению генератора низкого или высокого давления.

Согласно результатам измерений прототипа ГТ 100—750 [3] при выполненной схеме (рис. 1а) при полной нагрузке КПД установки составляет 27,6%.

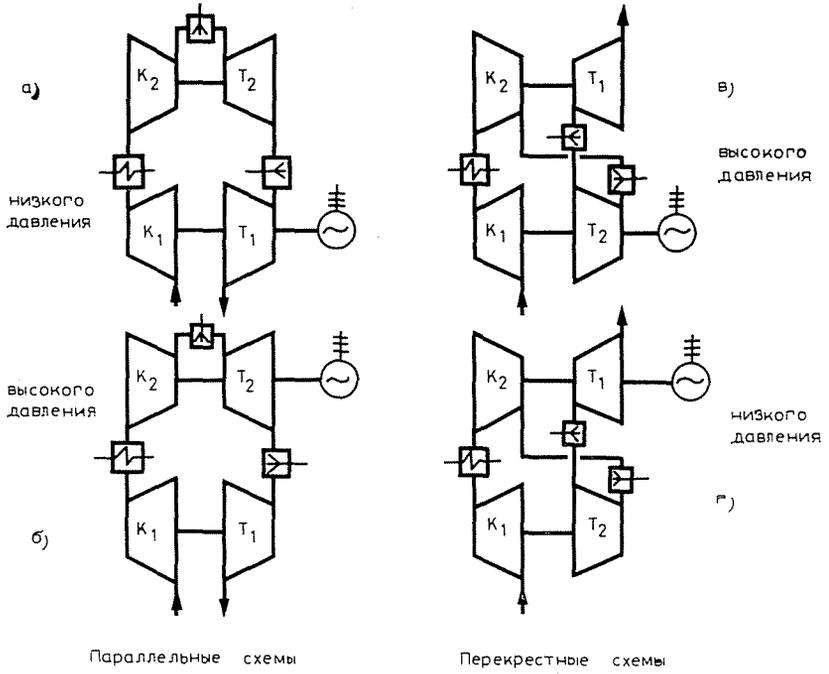


Рис. 1. Компоновки двухвальных ГТУ для электростанций

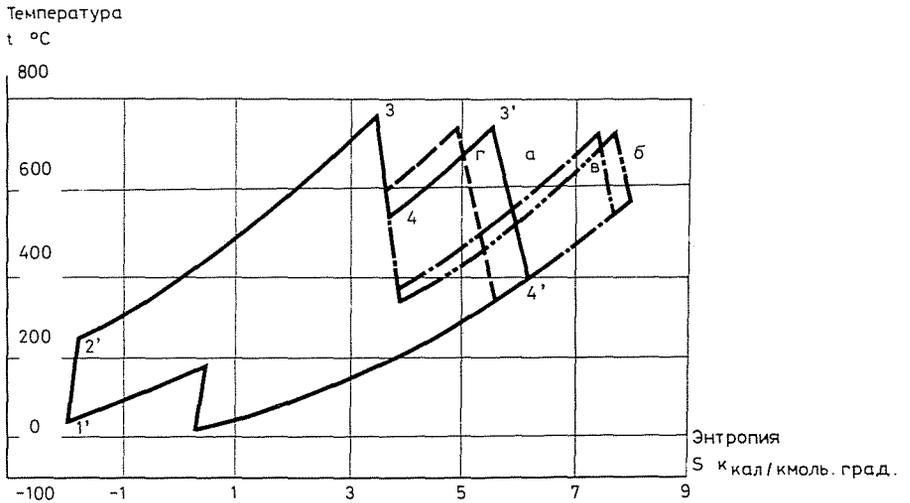


Рис. 2. Тепловые циклы ГТУ

Полная степень сжатия, по измерениям равная 23,2, представляется по [1] оптимальной при данных отношениях температур T_3/T'_3 и T_3/T_1 , кпд компрессоров и турбин, на случай безрегенераторной установки. Однако распределение теплоперепадов турбин с точки зрения кпд уже не является оптимальным, так как взамен выполненной степени расширения ТНД 7,16 оптимальным является по формуле 55 [2] 9,4.

У остальных (б, в, г) компоновок, предполагая кпд компрессоров и турбин, промежуточное охлаждение и отборы охлаждающего воздуха такими, как у выполненной схемы, получаем кпд установки 28,1% у перекрестной схемы низкого давления по рис. 1, 2. Этот 0,5%-ный прирост кпд получается из-за более рационального распределения теплоперепадов турбин, степень расширения ТНД 9,65 очень близка к оптимальному значению.

Однако такой прирост в кпд достигим в том случае, если степени сжатия компрессоров выполняем оптимальными с точки зрения минимальной работы сжатия по формуле 55 [2], то есть так, что степень сжатия КНД, засасывающий холодный воздух, принимаем большим, а степень сжатия КВД, засасывающий подогретый воздух, принимаем меньшим, значит, наоборот, чем это имеет место при выполненной схеме. В таком случае выполненная схема имела бы максимальный кпд. Если оптимальное распределение сжатия невозможно осуществить из-за конструктивных затруднений уникального крупного КНД, в таком случае имеет смысл применение перекрестной схемы.

Из рис. 2 видно, что площадь перекрестного теплового цикла (г) меньше площади выполненного цикла (а), поэтому при прочих равных условиях удельный расход воздуха увеличится с 16,42 кг/квтчас до 17,48 кг/квтчас, что неблагоприятно с точки зрения минимальных размеров машин.

Тепловые циклы остальных компоновок (рис. 1б, в) неперспективны из-за низкого кпд (соответственно 21,3% и 19%), так как давление повторного нагрева по рис. 2б, в меньше оптимального даже при идеальной регенерации, когда температура на выходе турбин должна быть одинаковой [2], поэтому в дальнейшем ограничимся рассмотрением выполненной компоновки и перекрестной схемы низкого давления.

3. Частичная нагрузка

Показатели частичной нагрузки *выполненной параллельной схемы* низкого давления на закон изменения температур $t_3 = t'_3$ нам известны по результатам измерений [3].

На основе результатов измерений на рис. 6. представлен кпд, а на рис. 5. — температура перед турбинами и расход воздуха в функции от мощности.

Со снижением нагрузки снижаются и температуры t_3 и t'_3 и в связи с этим и кпд снижается значительно.

Расход воздуха не может заметно снижаться при частичной нагрузке из-за постоянного числа оборотов, КВД с переменным числом оборотов на расход воздуха может слабо влиять только через изменение противодавления КНД, так что несмотря на двухвальную компоновку, эта схема не имеет существенный выигрыш в КПД по сравнению с одновальной компоновкой.

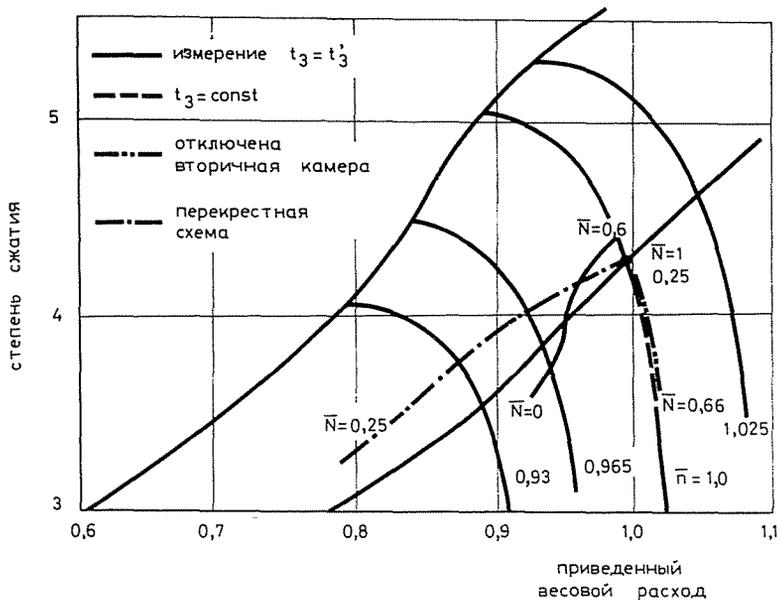


Рис. 3. Характеристика КНД

Для режимов частичной нагрузки характерна еще безпомпажная работа компрессоров. Помпажные диаграммы компрессоров представлены на рис. 3 и 4, на их универсальных характеристиках.

При выполненной схеме КНД склонен к приближению к помпажной границе. Этого можно избежать продувкой воздуха при нагрузке меньше 60 Мвт (см. кривые $G_{КНД}$ и $G_{КВД}$ на рис. 5).

Температуры перед турбинами t_3 и t'_3 можно снижать, кроме закона $t_3 = t'_3$, по бесконечно разнообразным законам, мы рассмотрим самые характерные, простые законы $t_3 = \text{const}$, $t'_3 = \text{var}$; и $t_3 = \text{var}$, $t'_3 = \text{const}$.

Режимы частичной нагрузки при отличных от осуществленных законов изменения температур исследовали расчетным путем, основой расчетов служили характеристики компрессоров и турбин, полученных измерением [4, 5].

Метод расчета на переменную нагрузку аналогичен методу, описанному в [2], характеристикой частичной нагрузки был выбран относительный

расход воздуха, и принятую переменную температуру перед одной из турбин изменяли методом подбора до тех пор, пока степень сжатия КНД, полученная из характеристики по фиксированному числу оборотов и выбранному расходу, и полученная при расчете цикла стали одинаковыми.

По расчетам на измененную нагрузку оказалось, что кпд при режиме $t_3 = \text{const}$, $t_3 = \text{var}$ меньше, чем при $t_3 = t_3'$, поэтому такой режим является невыгодным.

По закону изменения температур $t_3 = \text{const}$, $t_3' = \text{var}$ кпд при частичной нагрузке выше, чем при законе $t_3 = t_3'$ (рис. 6), так как в первом случае уровень температур выше. При нагрузке 66 Мвт и сохранении $t_3 = 765^\circ\text{C} = \text{const}$ вторичная камера сгорания должна отключаться, при меньшей нагрузке работает только первичная камера сгорания и дальнейшее снижение нагрузки возможно только снижением температуры t_3 . Несмотря на то, что начиная с момента отключения вторичной камеры сгорания, температурный уровень становится меньшим, чем у выполненной схемы при той же нагрузке, кпд всё же остается несколько выше, так как нет надобности во избежание помпажа выпустить часть поджатого воздуха из КНД.

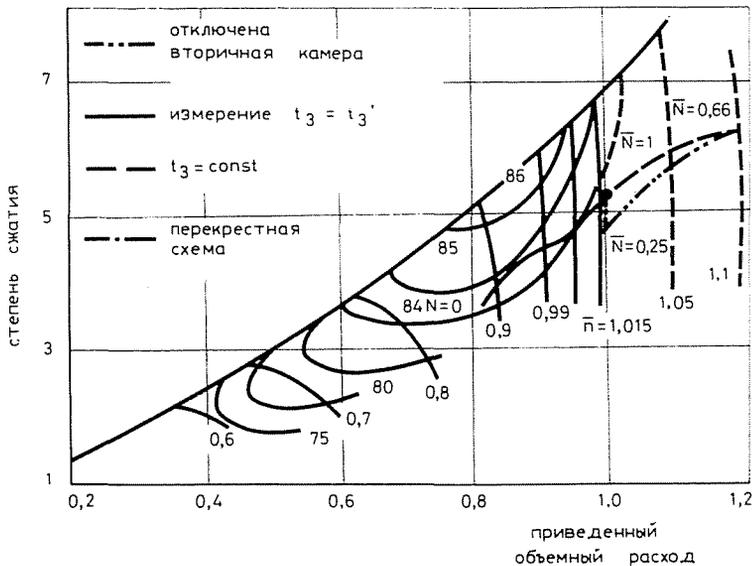


Рис. 4. Характеристика КВД

Хотя этот закон изменения температур при любой нагрузке дает наибольший кпд, непосредственно его можно применять до мощности 25 Мвт, так как при этом законе, начиная с этой мощности, начинает превышать число оборотов КВД свое номинальное значение.

При этом смещение рабочей точки на характеристике компрессоров показывает (рис. 3 и 4), что хотя ни один компрессор не приближается к границе помпажа, тем не менее число оборотов КВД примерно на 10% превосходит номинальные в точке отключения второй камеры сгорания, потом при повышении мощности до максимальной оно постепенно снижается до номинального.

До мощности 25 Мвт более выгодно работать с отключенной камерой сгорания, а при большей нагрузке это возможно только в том случае, если повысят предельное число оборотов КВД.

Эксплуатационные свойства *перекрестной схемы низкого давления* при частичной нагрузке более благоприятны, чем у выполненной схемы.

Кпд при любой нагрузке выше (рис. 6), несмотря на быстрый спад температур при снижении нагрузки, так как в то же время существенно снижается и расход воздуха. При такой схеме действительно чувствуется преиму-

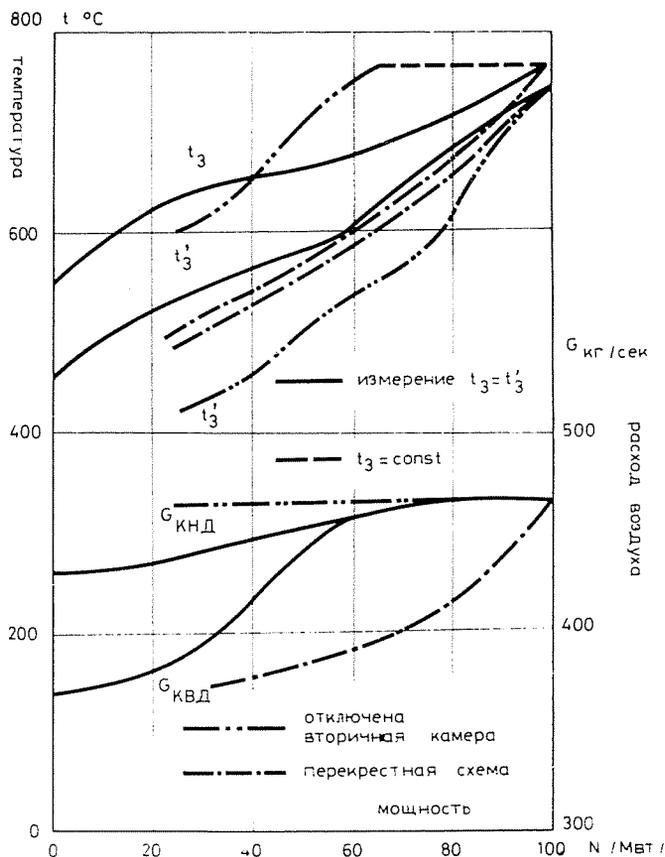


Рис. 5. Температуры и расход воздуха в зависимости от нагрузки

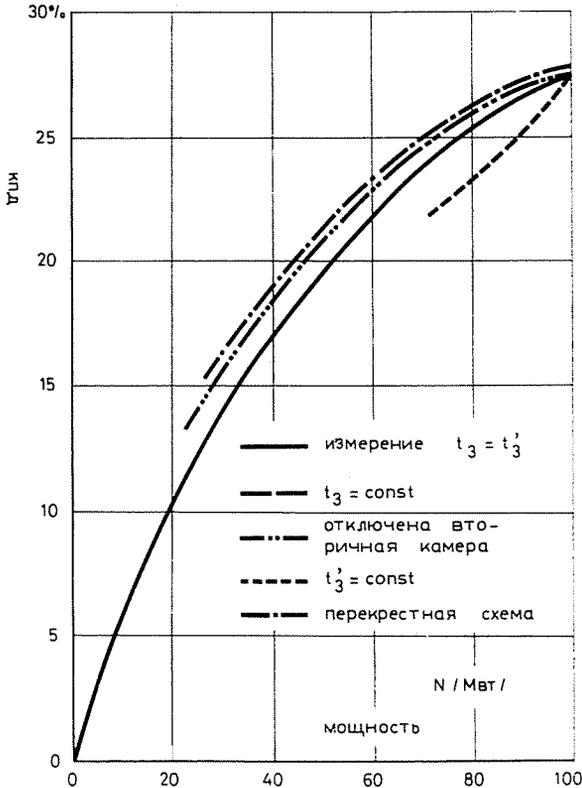


Рис. 6. КПД в зависимости от нагрузки

щество двухвальной компоновки по сравнению с одновальной, в более благоприятных свойствах при частичной нагрузке. При такой схеме оба компрессора работают без помпажа на частичной нагрузке (см. рис. 3 и 4). Рабочая линия КНД проходит примерно параллельно к границе помпажа, а рабочая линия КВД удаляется от помпажной границы на кривой постоянного приведенного числа оборотов.

При расчете на переменную нагрузку данного варианта из-за вертикального расположения кривой приведенного числа оборотов на характеристике КВД с постоянным числом оборотов, исходили из принятой степени сжатия КНД и принятые $t_3 = t'_3$ температуры подбирали до тех пор, пока степень расширения ТВД, полученная из равенства мощностей КНД и ТВД, с одной стороны, и из давлений перед турбинами, определенных по их пропускной способности, с другой стороны, не совпали.

Итак, данная схема оказалась более выгодной выполненной схемой и при частичных нагрузках.

4. Утилизация тепла на теплофикацию

У прототипа турбины ГТ—100—750 предусмотрена утилизация тепла на теплофикацию, при полной нагрузке из выхлопных газов можно получить 90 Гкал/час, из двухакционного охладителя воздуха — 2×30 Гкал/час. [6].

По результатам измерений известно изменение выхлопной температуры при частичной нагрузке для выполненной схемы [3], в случае $t_3 = t'_3$ (рис. 7а).

Кроме результатов измерений на этом рисунке на основе упомянутых расчетов на переменную нагрузку изображаем изменение выхлопной температуры этой же схемы, но при законах изменения температур $t_3 = \text{const}$, и $t'_3 = \text{const}$. В первом случае выхлопная температура быстрее падает, чем при $t_3 = t'_3$, в последнем случае примерно постоянна.

Выхлопные температуры перекрестной схемы и при полной и при частичных нагрузках ниже, чем у выполненной схемы (см. еще кривую г. на рис. 2).

На полной нагрузке выполненной схемы требуемая поверхность основного подогревателя мощностью 90 Гкал/час. составляет 12 000 м², считая это постоянным, на основе кривых выхлопной температуры определили тепловую мощность основного подогревателя (рис. 8б), причем со стороны воды предполагали температуры на входе 70°C, на выходе — 130°C, что соответствует пиковой тепловой мощности отопительной установки. Коэффициент теплопередачи при частичной нагрузке почти постоянен, за исключением перекрестной схемы, из-за почти постоянного расхода воздуха.

На рис. 8а представлены количества тепла, введенные в камеры сгорания, у выполненного варианта на основе результатов измерений, у других вариантов — на основе расчета на переменную мощность. Из подведенного тепла с вычетом использованного в основном подогревателе тепла и мощности газовой турбины определили кпд установки при утилизации тепла (рис. 7б).

По кривым изменения кпд установки можно сделать вывод, что в случае утилизации тепла параллельные и перекрестные схемы низкого давления обеспечивают примерно одинаковые кпд, у параллельной схемы режим частичной нагрузки с $t_3 = \text{const}$ несколько, а с $t'_3 = \text{const}$ намного хуже режима с $t_3 = t'_3$. Единственным преимуществом режима $t'_3 = \text{const}$ является одинаковая тепловая мощность при частичной нагрузке.

5. Выводы

1. У двухвальных ГТУ для электростанций целесообразно с точки зрения кпд, беспомпажной работы компрессоров и утилизации тепла на теплофикацию применение перекрестной компоновки низкого давления в том случае, если по конструктивным причинам не удастся обеспечить оптимальное распределение степеней сжатия, с точки зрения минимума суммарной работы сжатия.

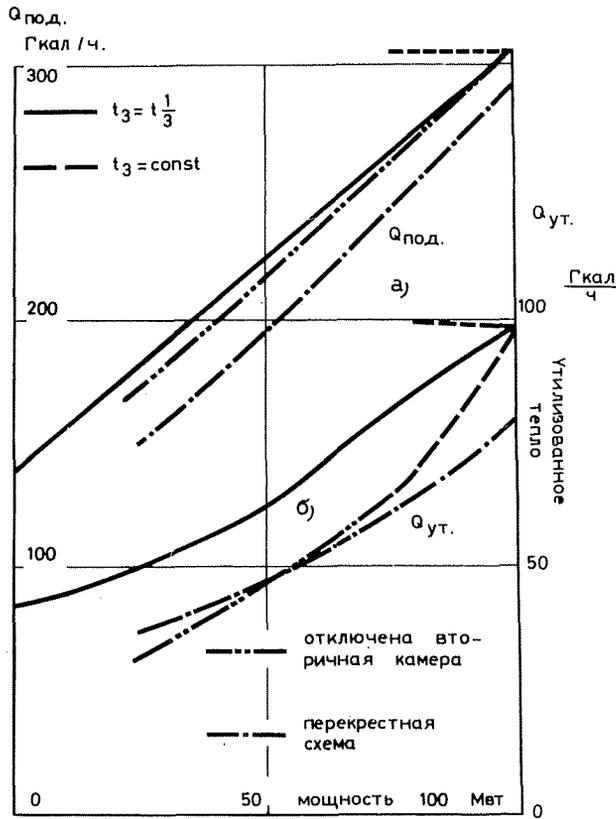


Рис. 8. Подведенное и использованное на теплофикацию тепло

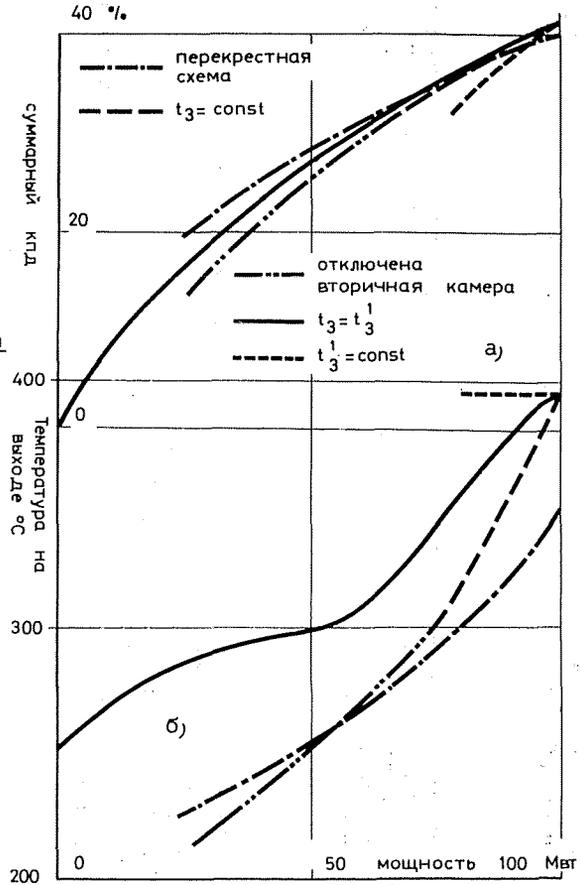


Рис. 7. Влияние утилизации тепла

2. При параллельной компоновке низкого давления самый высокий КПД достигается при отключенной вторичной камере сгорания, причем до 1/4-ой нагрузки число оборотов свободного вала высокого давления не превышает номинальных, а в момент включения второй камеры сгорания при нагрузке 2/3 это число оборотов стало бы на 10% больше номинальных.

Резюме

В статье изложено исследование теплового цикла двухвальной энергетической газовой турбины при различных законах изменения температур перед турбинами на частичной нагрузке, рассматривается их влияние на помпажные характеристики компрессоров и на возможности теплофикации. Исследуются тепловые циклы различных компоновок двухвальных газовых турбин.

Литература

1. И. И. Кириллов: Газовые турбины и газотурбинные установки. Москва. 1956.
2. А. И. Шнез: Газовые турбины. Москва. 1960.
3. Г. Г. Ольховский: Теплоэнергетика, 1972. № 6, стр. 69.
4. М. М. Бобкова: Теплоэнергетика, 1970. № II, стр. 6.
5. А. Р. Татьянkin: Энергомашиностроение. 1970. № 8.
6. Б. Цинкоцки: Утилизация тепла ГТУ на теплофикацию. Вторая международная конференция по теплофикации. Доклад А 13.

д-р Ботонд ЦИНКОЦКИ, Н-1521 Будапешт