

Б.П.ПОРШАКОВ

ГАЗОТУРБИННЫЕ УСТАНОВКИ

Допущено
Государственным комитетом СССР
по народному образованию
в качестве учебника для студентов вузов,
обучающихся по специальности
"Проектирование и эксплуатация газонефтепроводов,
газохранилищ и нефтебаз"



Москва "Недра" 1992

ББК 39.76
П 59
УДК 621.438:622.69

Рецензенты: кафедра теплотехники Уфимского нефтяного института, канд. техн. наук А.Д. Седых

Поршаков Б.П.

П 59 Газотурбинные установки: Учеб. для вузов. — М.: Недра, 1992. — 238 с.: ил.
ISBN 5-247-01848-6

Изложены основы термодинамических расчетов газотурбинных установок (ГТУ), дано краткое описание конструкций их основных элементов, используемых на газопроводах: осевых компрессоров, камер сгорания, газовых турбин. Основное внимание уделено эксплуатационным характеристикам ГТУ, техническому обслуживанию, а также повышению экономичности их использования на газопроводах.

Для студентов нефтяных вузов, обучающихся по специальности "Проектирование и эксплуатация газонефтепроводов, газохранилищ и нефтебаз".

2503010500-188
П 043 (01) - 92 342-92

ББК 39.76

ISBN 5-247-01848-6

© Б.П. Поршаков, 1992

ВВЕДЕНИЕ

Основная учебная литература по газотурбинным установкам (ГТУ) предназначена для студентов энергетических, машиностроительных и авиационных институтов. В этих руководствах изложены основы теории конструирования турбомашин, однако многие вопросы, представляющие существенный интерес для инженеров газовой промышленности, освещены недостаточно или полностью опущены. Сегодня именно газовая промышленность (после авиационной) является основным потребителем газотурбинных установок, используемых для привода центробежных нагнетателей на газопроводах. Среди довольно обширной литературы по газотурбинным установкам трудно выбрать книгу, которая бы полностью или в значительной степени отвечала требованиям этого курса для вузов нефтяной и газовой промышленности. Это определяется главным образом тем, что особенности эксплуатации газотурбинных установок в той или иной отрасли промышленности предъявляют свои требования к выбору и обоснованию схем ГТУ, требуют освещения специфических для данной отрасли вопросов и т.д. Именно этим и была вызвана в основном необходимость создания учебника по приводным газотурбинным установкам, предназначенным для эксплуатации на магистральных газопроводах.

Острый недостаток в ГТУ, специально созданных для работы на газопроводах, привел к тому, что в настоящее время на компрессорных станциях используется большое число газотурбинных установок различных схем и конструкций: стационарные, транспортные, авиационные, судовые, импортные, с регенерацией или без регенерации теплоты отходящих газов. Все эти установки вместе с центробежными нагнетателями получили наименование газоперекачивающих агрегатов (ГПА) с газотурбинным приводом, который является определяющим видом привода на газопроводах по числу установленных агрегатов и по их суммарной мощности. Более 80 % всей установленной мощности на газопроводах составляют газоперекачивающие агрегаты с газотурбинным приводом.

Недостаточное количество учебной литературы по использованию ГТУ на газопроводах в определенной степени компенсируется наличием книг монографического плана, освещающих конструкцию, особенности эксплуатации приводных газотурбинных установок и их элементов, перспективы развития ГТУ на газопроводах. Следует отметить и рекомендовать к использованию книги: Б.С. Ревзина "Газотурбинные газоперекачивающие агрегаты" [11].

В основу настоящего учебника положены в основном материалы лекций, читаемых автором для студентов ГАНГ им. И.М. Губкина, обучающихся по специальности "Проектирование, сооружение и эксплуатация газонефтепроводов и газонефтехранилищ".

Основные разделы учебника снабжены примерами, облегчающим понимание физического смысла излагаемого материала и использование приводимых расчетных соотношений для определения характеристик ГТУ. Отдельные разделы настоящего учебника могут быть полезны инженерно-техническим работникам, занимающимся эксплуатацией ГТ на газопроводах.

При написании учебника предполагалось, что читатель знаком с основами курсов термодинамики, теплопередачи и общей теорией работ лопаточных машин.

Глава 1

РЕЖИМЫ И ПОКАЗАТЕЛИ РАБОТЫ МАГИСТРАЛЬНЫХ ГАЗОПРОВОДОВ

1.1. Особенности трубопроводного транспорта природных газов. Виды энергопривода компрессорных станций

Основные месторождения газа в СССР расположены, как правило, вдали от его основных потребителей и в настоящее время наблюдается четкая тенденция дальнейшего перемещения основных источников добычи природного газа в районы Западной Сибири, Средней Азии и Казахстана с сохранением основных его потребителей в Европейской части страны. Это и приводит к опережающему развитию трубопроводного транспорта газа.

Природный газ нельзя транспортировать в достаточном количестве и на большие расстояния по трубам только за счет естественного пластового давления, поэтому развитие трубопроводного транспорта газа неразрывно связано со строительством и эксплуатацией системы компрессорных станций (КС), устанавливаемых на трассе газопроводов через каждые 100–150 км. Эти КС, как правило, имеют типовую обвязку технологических линий и оборудуются разного рода газоперекачивающими агрегатами мощностью, соответствующей расходу транспортируемого газа и перепаду давлений по станции.

В связи с увеличением протяженности магистральных газопроводов, их диаметров, объема газа, передаваемого на большие расстояния, повышением числа газоперекачивающих агрегатов (ГПА) и мощности компрессорных станций непрерывно растут и требования к оценке состояния и повышению экономичности использования установленного на КС силового оборудования.

На газопроводах в качестве энергопривода компрессорных станций в основном эксплуатируются газомоторкомпрессоры (ГМК) – поршневые компрессоры с приводом от поршневых двигателей внутреннего сгорания, работающих на газе, электродвигатели и газотурбинные установки различных схем и конструкций для привода центробежных нагнетателей природного газа. Используются, правда крайне редко, газоперекачивающие агрегаты, созданные на базе парогазового цикла, центробежные нагнетатели с приводом от паровых турбин и поршневые компрессоры с приводом от газовых турбин.

Газотурбинный привод как основной вид энергопривода компрессорных станций по мощности в настоящее время распределяется (в %) следующим образом: стационарные ГТУ – 69,3; ГТУ авиационного типа – 23,9; привод от судовых ГТУ – 6,8.

Вид привода на КС в основном определяется пропускной способностью газопровода. Для газопроводов небольшой пропускной способно-

сти (менее 20–30 млн. м³/сут) на КС целесообразно использовать поршневые газомотокомпрессоры, для газопроводов с пропускной способностью свыше 20–30 млн. м³/сут наиболее эффективными оказываются центробежные нагнетатели с приводом от газотурбинных установок и электродвигателей.

Газомотокомпрессоры – сравнительно тихоходные машины с частотой вращения 300–350 об/мин. Они имеют высокий к.п.д. привода (35–38 %), возможность получения большой степени сжатия, а также приемлемые внешние характеристики. К недостаткам ГМК следует отнести прежде всего малую агрегатную мощность и подачу, сложность конструкции, большую металлоемкость, относительно небольшой моторесурс (до 45–50 тыс. ч) при межремонтном периоде эксплуатации 5–8 тыс. ч. Наиболее перспективной областью применения ГМК следует считать станции подземного хранения газа и низкотемпературной сепарации.

Основные преимущества электроприводных ГПА заключаются в большом моторесурсе (150 тыс. ч), простоте автоматизации и управления, повышенной культуре эксплуатации и экологической безопасности. Применение электрического привода центробежных нагнетателей на газопроводах позволяет упростить условия автоматизации управления технологическими процессами компрессорных станций, сократить численность обслуживающего персонала сравнительно с КС, оборудованной газомотокомпрессорами на 20–30 %, и улучшить условия труда рабочих. Электроприводные газоперекачивающие агрегаты характеризуются повышенной пожарной опасностью, независимостью мощности энергопривода от времени эксплуатации. Пуск центробежного компрессора от электрического двигателя осуществляется быстро и относительно просто.

К недостаткам ГПА с электроприводом следует отнести необходимость относительно дешевой электроэнергии в районе КС, слабую приспособленность этого вида привода к переменным режимам работы из-за постоянства частоты вращения двигателя. Отсутствие в непосредственной близости от КС электроэнергии вынуждает строить линии электропередач и соответствующие системы энергообустройства, что связано с большими капитальными затратами. Так, удельная стоимость установленной мощности электростанции с конденсационными паровыми турбинами при мощности блоков 500 кВт, работающих на угле, составляет примерно 130–140 руб/кВт. Средняя стоимость 1 км высоковольтной линии электропередачи на дешевых железобетонных опорах в настоящее время составляет: в центральных районах Европейской части СССР 20÷25 тыс. руб., в Западной Сибири и на Урале – 50 тыс. руб., в районе Крайнего Севера – 90÷95 тыс. руб. Все это практически и сдерживает развитие электроприводных ГПА, которые и сооружают только в районах с дешевой и доступной для использования электроэнергией.

На КС газопроводов относительно широкое распространение получили стационарные газотурбинные установки с регенерацией и без регенерации теплоты отходящих газов, конвертированные авиационные и су-

Таблица 1.1

Удельные технико-экономические показатели ГПА различной мощности

Показатели	Мощность ГПА, МВт				
	4	6	10	16	25
Подача	1	1,40	2,20	3,40	5,20
Металловложения	1	0,74	0,50	0,37	0,30
Капиталовложения на единицу мощности	1	0,80	0,72	6,5	0,58
Эксплуатационные расходы на единицу мощности	1	0,89	0,83	0,80	0,78

вые установки, комбинированные ГТУ, состоящие из авиационного двигателя, выполняющего роль газогенератора, и стационарной силовой турбины.

Газотурбинные установки по сравнению, например, с газомотокомпрессорами имеют более простую конструкцию, позволяют значительно концентрировать мощность в одном агрегате, относительно просты, полностью уравновешены, хорошо поддаются автоматизации, имеют малый удельный вес на единицу мощности и относительно небольшие габаритные размеры.

Основные недостатки современных ГТУ — их низкая экономичность (к.п.д. не более 26–30 %) и сильное влияние переменного режима работы на к.п.д. ГТУ, а следовательно, и на расход газа на нужды КС. Газотурбинные установки по сравнению с электроприводом — это автономный вид привода КС. Они хорошо работают на том же газе, который и перекачивают.

Применение в целом ряде случаев на КС авиационных газотурбинных двигателей позволяет создать мобильные газоперекачивающие агрегаты без сооружения громоздких и дорогих помещений для компрессорных цехов с относительно высоким к.п.д. на валу машины.

Для компрессорных станций магистральных газопроводов разработаны компрессорные установки с различной мощностью (в кВт) привода: 4000, 6000, 10 000, 12 000 (для электроприводных ГПА), 16 000 и 25 000. Нормальный ряд мощностей для КС определяется несколькими параметрами и прежде всего давлением транспортируемого газа, диаметром газопровода, соотношением давлений сжатия по компрессорной станции. Мощность единичных агрегатов связана с приведенными ранее параметрами примерно такой зависимостью: для газопроводов диаметром 720–1020 мм с рабочим давлением газа на выходе КС 5,5 МПа используются агрегаты мощностью 4–6 МВт; для газопроводов диаметром 1220 мм с давлением 5,5 МПа — агрегаты мощностью 6–10 МВт; при том же диаметре, но с давлением газа 7,5 МПа — агрегаты мощностью 10 МВт; при диаметре газопровода 1420 мм и давлении 7,5 МПа —

агрегаты мощностью 16 и 25 МВт. При проектировании и эксплуатации газопроводов соотношение давлений сжатия ϵ по КС выбирают в диапазоне 1,3–1,6.

В первом приближении влияние единичной мощности ГПА с газотурбинным приводом на его удельные технико-экономические показатели в относительных единицах характеризуется данными табл. 1.1.

1.2. Режимы работы магистральных газопроводов и энергопривода компрессорных станций

Режим работы современного газопровода, несмотря на наличие буферных потребителей газа подземных газохранилищ в той или иной степени характеризуется неравномерностью подачи газа. В зависимости от постановки задачи колебания пропускной способности газопровода можно рассматривать в пределах суток (дневное и ночное потребление газа), в пределах недели (потребление газа в рабочие и выходные дни) и в пределах года – сезонное (зимнее и летнее потребление газа).

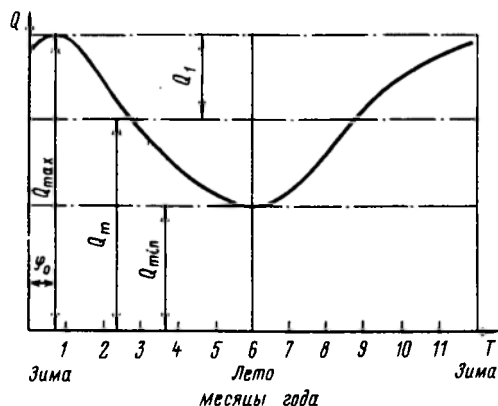
Оборудование и обвязка компрессорных станций практически всегда приспособлены к переменному режиму работы. Количество перекачиваемого через КС газа можно регулировать включением или отключением отдельных ГПА, изменением частоты вращения силовой турбины у газотурбинных агрегатов. Однако во всех случаях стремятся к тому, чтобы плановая подача газа была осуществлена за счет меньшего числа работающих агрегатов, что и приводит к меньшему расходу топливного газа на нужды перекачки.

Регулирование пропускной способности газопровода отключением работы отдельных КС при определенном форсировании режима работы соседних по газопроводу КС обычно не практикуется из-за перерасхода энергозатрат на компримирование газа при такой схеме регулирования.

Значительный интерес представляет анализ сезонных периодических колебаний пропускной способности газопровода, когда изменение мощности энергопривода в зимний период по отношению к летнему периоду эксплуатации может достигать значительной величины (колебание мощности в 1,2–1,5 раза).

Характерный вид кривой изменения производительности стабильно работающего газопровода в течение года показан на рис. 1.1. Из рисунка видно, что пропускная способность газопровода в течение года в первом приближении может быть описана уравнением косинусоиды. Максимум пропускной способности приходится примерно на середину декабря – января, минимум – на летние месяцы года. Для задач такого анализа нецелесообразно аппроксимировать элементарными функциями, прежде всего такими, которые наиболее наглядны и наименее трудоемки при дальнейшем применении. Использование же аналитического выражения пропускной способности газопроводов позволяет оценить колебание

Рис. 1.1. График сезонного транспортирования газа по газопроводу



мощности энергопривода КС и его среднюю загрузку в условиях газопровода, т.е. определить специфические условия работы энергопривода на компрессорных станциях.

Характер изменения среднесуточной пропускной способности газопровода (см. рис. 1.1.) дает возможность описать ее уравнением следующего вида (по типу быстро сходящегося ряда Фурье):

$$Q = Q_m + Q_1 \cos(\varphi - \varphi_0); \quad (1.1)$$

$$\varphi = 2\pi \frac{t}{T}; \quad \varphi_0 = 2\pi \frac{t_0}{T},$$

где Q — среднесуточная пропускная способность газопровода по месяцам в течение года; Q_m — средняя пропускная способность газопровода в течение года; T — период изменения основной составляющей производительности газопровода ($T = 365$ сут); t — время в сутках от начала календарного года; t_0 — время (от начала календарного года), соответствующее моменту максимума производительности газопровода ($t = t_0$; $Q = Q_{\max}$); Q_1 — амплитуда изменения производительности газопровода ($Q_1 = Q_{\max} - Q_m$).

Относительная амплитуда гармонической составляющей пропускной способности газопровода β — основная характеристика его переменного режима работы, определяется соотношением:

$$\beta = \frac{Q_1}{Q_m} = \frac{Q_{\max} - Q_m}{Q_m}. \quad (1.2)$$

Коэффициенты Q_m , Q_1 уравнения (1.1) определяют на основе обработки данных о среднесуточной пропускной способности газопровода, например по месяцам данного года, аппроксимируя уравнением (1.1)

фактическую пропускную способность газопроводов и ее изменение в течение данного года.

В условиях эксплуатации режим работы газопровода может изменяться из года в год в результате истощения газовых месторождений, появления новых и отключения старых потребителей газа. Поддачи газа через КС в начале и конце года могут не совпадать между собой по численной величине. В этом случае уравнение пропускной способности газопровода (1.1) можно записать в форме

$$Q = Q_m + Q_1 \cos(\varphi - \varphi_0) \pm Q' \frac{t}{T},$$

где Q' — приращение или снижение подачи газа через КС за рассматриваемый период (год).

Результаты анализа статистических данных о пропускной способности различных газопроводных систем показывают, что характеристика β изменяется в диапазоне 0,05—0,15. Меньшие значения соответствуют более высокому уровню освоения газопроводной системы — наличие подземных газохранилищ, буферных потребителей газа и т.д.

Анализ уравнения (1.1) показывает, что наибольшая и наименьшая относительные суточные пропускные способности газопровода определяются соотношениями

$$\frac{Q_{\max}}{Q_m} = 1 + \frac{Q_1}{Q_m} = 1 + \beta; \quad (1.3)$$

$$\frac{Q_{\min}}{Q_m} = 1 - \frac{Q_1}{Q_m} = 1 - \beta. \quad (1.4)$$

Коэффициент загрузки агрегатов компрессорных станций в функции относительной амплитуды колебаний пропускной способности газопровода β определяется соотношением

$$\sigma = \frac{N_{em}}{N_e^{(0)}} \approx \frac{N_{pm}}{N_{p \max}} \frac{N_p^{(0)}}{N_e^{(0)}} \frac{N_{e \max}}{N_p^{(0)}}, \quad (1.5)$$

где N_{em} — средняя эффективная мощность работающих агрегатов на КС; $N_e^{(0)}$ — паспортная мощность работающих агрегатов; N_{pm} , $N_{p \max}$ — средняя и максимальная гидравлическая мощность газопровода; $N_p^{(0)}$ — гидравлическая мощность газопровода при его средней пропускной способности Q_m .

Расчетное выражение для средней гидравлической мощности газопровода определяется соотношением

$$\begin{aligned} N_{pm} &= G_{сек} w_{1,2} = -G_{сек} \int_1^2 v dp = -G_{сек} \int_1^2 z RT \frac{dp}{p} = \\ &= G_{сек} z_m R T_m \frac{p_1}{p_2}, \\ w_{1,2} &= - \int_1^2 v dp, \end{aligned} \quad (1)$$

где $G_{сек}$ — массовый расход газа; $w_{1,2}$ — удельная работа сжатия (и расширения); z_m — среднее значение фактора сжимаемости газа в пределах изменения давления $p_1 - p_2$; T_m — среднее значение температуры газа в газопроводе; R — газовая постоянная.

Падение давления на элементарном участке газопровода можно считать уравнением Дарси

$$dp = -\lambda_{пр} \frac{\rho c^2}{2} \frac{dl}{D} = -\lambda_{пр} \frac{u^2}{2\rho} \cdot \frac{dl}{D}, \quad (1)$$

где $\lambda_{пр}$ — приведенный коэффициент сопротивления трения и мест сопротивления; ρ — плотность газа; c, u — соответственно линейная массовая скорости истечения газа,

$$u = c\rho = \frac{G}{F} = \text{idem}; \quad (1)$$

D — диаметр трубопровода; F — площадь сечения трубопровода.

Из уравнения (1.7) имеем

$$\frac{dp}{p} = - \frac{\lambda_{пр}}{p} \frac{u^2}{2\rho} \cdot \frac{dl}{D}, \quad (1)$$

отсюда

$$\ln \frac{p_1}{p_2} = \lambda_{пр} \frac{u^2}{p_m 2\rho_m} \frac{l}{D} = \lambda_{пр} \frac{z_m R T_m}{2p_m^2} \frac{G_{сек}^2}{F^2} \frac{l}{D}, \quad (1.10)$$

l — длина участка газопровода; ρ_m — средняя плотность газа в газопроводе.

Сопоставляя уравнение (1.10) с уравнением (1.6), получаем:

$$N_{pm} = \lambda_{пр} \frac{z_m^2 R^2 T_m^2}{2p_m^2} \frac{G_{сек}^3}{F^2} \frac{l}{D}. \quad (1.11)$$

Анализ уравнения (1.11) показывает, что, с точки зрения затрат мощности ГПА на перекачку газа, всегда выгодно поддерживать максимальное давление газа в трубопроводе (при прочих равных условиях). В этом случае объемный расход газа будет минимальным при заданном массовом расходе в силу повышенного значения плотности газа ($G = Q\rho = \text{idem}$)

$$N_{pm} = \lambda_{\text{пр}} \frac{z_m^2 R^2 T_m^2}{2p_m^2} \frac{G_{\text{сек}}^3}{F^2} \frac{l}{D} = C_1 \frac{G_{\text{сек}}^3}{p_m^2}; \quad (1.12)$$

$$C_1 = \lambda_{\text{пр}} \frac{z_m^2 R^2 T_m^2}{2F^2} \frac{l}{D} \approx \text{idem}.$$

Поэтому в реальных эксплуатационных условиях и стремятся поддерживать давление газа на выходе КС на максимально допустимом уровне при всех расходах газа за счет соответствующей схемы включения агрегатов на станции.

Последовательное соединение агрегатов применяют в том случае, когда при заданном расходе одна установка не может обеспечить нужного перепада давления по КС из-за ограниченной мощности. Параллельное соединение ГПА используют, когда поток газа не может быть перекачан одним агрегатом. Газовый поток делится на два или несколько, каждый из которых компримируется своими агрегатами, а после сжатия потоки снова соединяются и поступают в общий газопровод или систему газопроводов.

В условиях, когда при изменении давления и расхода схемы последовательного и параллельного соединения агрегатов не обеспечивают нужную пропускную способность, применяют схемы последовательно-параллельного соединения.

Если принять предпосылку о том, что мощность, затрачиваемая на перекачку газа, пропорциональна кубу пропускной способности (см. соотношение (1.12)), то текущую относительную гидравлическую мощность газопровода при установившемся режиме можно определить из уравнения (см. соотношение (1.1)):

$$\frac{N_{pm}}{N_p^{(0)}} = \left(\frac{Q}{Q_m} \right)^3 = [1 + \beta \cos(\varphi - \varphi_0)]^3. \quad (1.13)$$

Отношение средней годовой гидравлической мощности газопровода к гидравлической мощности газопровода за год при средней его пропускной способности определяется уравнением:

$$\frac{N_{pm}}{N_p^{(0)}} = \frac{1}{N_p^{(0)}} \int_0^t N_p \frac{dt}{T} = \frac{1}{2\pi} \int_{\varphi=-\varphi_0}^{\varphi=2\pi-\varphi_0} [1 + \beta \cos(\varphi - \varphi_0)]^3 d\varphi =$$

$$= \frac{1}{2\pi} \int_{\varphi = -\varphi_0}^{\varphi = 2\pi - \varphi_0} [1 + 3\beta \cos(\varphi - \varphi_0) + 3\beta^2 \cos^2(\varphi - \varphi_0) + \beta^3 \cos^3(\varphi - \varphi_0)] d\varphi = 1 + \frac{3}{2}\beta^2; \quad (1.14)$$

$$\varphi = 2\pi \frac{t}{T}; \quad d\varphi = \frac{2\pi}{T} dt;$$

$$\cos^2(\varphi - \varphi_0) = \frac{1}{2} [1 + \cos^2(\varphi - \varphi_0)].$$

При $\beta = 0,1$

$$\frac{N_{pm}}{N_p^{(0)}} = 1 + \frac{3}{2}\beta^2 = 1,015.$$

Отношение наибольшего значения гидравлической мощности газопровода $N_{p \max}$ к гидравлической мощности $N_p^{(0)}$ при средней пропускной способности составляет

$$\frac{N_{p \max}}{N_p^{(0)}} = \left(\frac{Q_{\max}}{Q_m} \right)^3 = (1 + \beta)^3. \quad (1.15)$$

При $\beta = 0,1$

$$\frac{N_{p \max}}{N_p^{(0)}} = (1 + \beta)^3 = 1,331.$$

Отношение наибольшей гидравлической мощности газопровода $N_{p \max}$ к его средней годовой мощности определяется через соотношения (1.14) и (1.15)

$$\frac{N_{p \max}}{N_{pm}} = \frac{(1 + \beta)^3}{1 + \frac{3}{2}\beta^2}. \quad (1.16)$$

При $\beta = 1,1$

$$\frac{N_{p \max}}{N_{pm}} = \frac{1,331}{1,015} = 1,3113.$$

Отношение наибольшей и наименьшей мощности газопровода при $\beta = 0,10$ составит

$$\frac{N_{p \max}}{N_{p \min}} = \frac{(1 + \beta)^3}{(1 - \beta)^3} = 1,84. \quad (1.17)$$

Приведенные данные показывают, что энергопривод компрессорных станций в течение года загружен неравномерно и колебания мощности по загрузке КС достигают значительной величины.

Силовые агрегаты, устанавливаемые на КС, всегда обладают некоторым запасом мощности по сравнению с той мощностью, какую они должны развивать при максимальной пропускной способности газопровода. Этот запас мощности, определяемый в целом ряде случаев условиями прочности узлов агрегата, составляет величину $k \approx 10 \div 15\%$ от номинальной мощности. Это значит, что средняя загрузка энергопривода КС в течение года может быть определена из соотношения (1.16) с учетом коэффициента запаса мощности

$$\sigma = k \frac{N_{pm}}{N_{p \max}} = k \frac{1 + \frac{3}{2} \beta^2}{(1 + \beta)^3}. \quad (1.18)$$

При $\beta = 0,1$ эта величина составит $\sigma = 0,84 \div 0,88$.

Следовательно, агрегаты на газопроводах загружены (при значениях $\beta = 0,10$) в среднем на 84–88 %.

Приведенные соотношения характеризуют особенности работы энергопривода на КС и говорят о том, что двигатели энергопривода должны быть рассчитаны на переменный режим нагрузки (как посредством регулирования мощности каждого агрегата, так и изменением числа работающих агрегатов на станции).

В связи с тем, что наибольшая пропускная способность газопроводов по времени совпадает с минимальной температурой наружного воздуха, при выборе вида энергопривода для КС большое значение приобретает способность двигателей изменять свою мощность при изменении температуры наружного воздуха. Среди первичных двигателей наибольшие изменения мощности при изменении температуры наружного воздуха характерны для газотурбинных установок.

1.3. Принципиальные схемы головных и линейных компрессорных станций

Современная компрессорная станция — это крупное и сложное инженерное сооружение, обеспечивающее основные технологические процессы по подготовке и транспорту газа: очистку газа от пыли, его компримирование и охлаждение на выходе из КС и т.д.

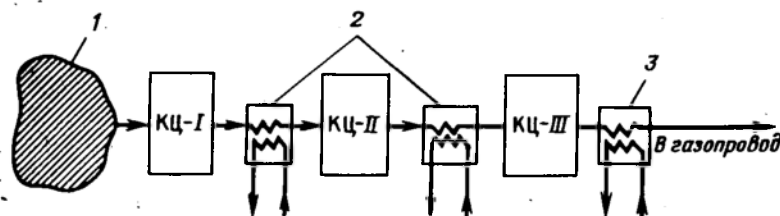


Рис. 1.2. Технологическая схема головной КС с тремя компрессорными цехами КЦ-I, КЦ-II, КЦ-III:

1 – месторождение газа, 2 – системы промежуточного охлаждения газа; 3 – система охлаждения газа на выходе КС (например, в аппаратах воздушного охлаждения)

На магистральном газопроводе в общем случае различают два типа станций: головные компрессорные станции (ГКС), устанавливаемые в непосредственной близости от газового месторождения, и линейные компрессорные станции (КС), сооружаемые вдоль трассы газопровода на расстояниях 100–150 км одна от другой.

В начальный период разработки газового месторождения, когда пластовое давление еще велико, необходимость в головной компрессорной станции для компримирования газа практически отсутствует. Такую станцию строят вблизи месторождения только по мере снижения пластового давления с целью дожатия газа до уровня давления в магистральном газопроводе. На ГКС осуществляют сепарацию, осушку, очистку, охлаждение, одоризацию газа и измеряют его количество. Принципиальная технологическая схема головной КС с тремя ступенями сжатия (компрессорными цехами) показана на рис. 1.2.

Процесс сжатия на ГКС можно представить в виде последовательных этапов. На первом этапе обеспечивается давление, равное входному давлению линейной КС (режим работы дожимных КС), на втором – расчетное давление магистрального газопровода (режим работы линейной КС). Характерной особенностью головных КС является то, что по мере падения пластового давления наращивается мощность КС, увеличивается степень сжатия по станции, соответственно изменяется режим ее работы. Поэтому при полном своем развитии головная КС обладает большей мощностью и степенью сжатия, чем соответствующие показатели линейных КС. На станциях используются агрегаты различных типов и мощности с введением промежуточного охлаждения компримируемого газа.

Линейные компрессорные станции размещают по трассе газопровода более или менее равномерно, что позволяет проектировать КС с типовой обвязкой и однотипными ГПА. Строительство компрессорных станций вдоль трассы газопровода стараются осуществить с привязкой ее к населенным пунктам, источникам водоснабжения и электроснабжения, с учетом подъездных дорог, что вызывает в ряде случаев изменение расстояния между станциями на газопроводе и, как следствие, отклонение

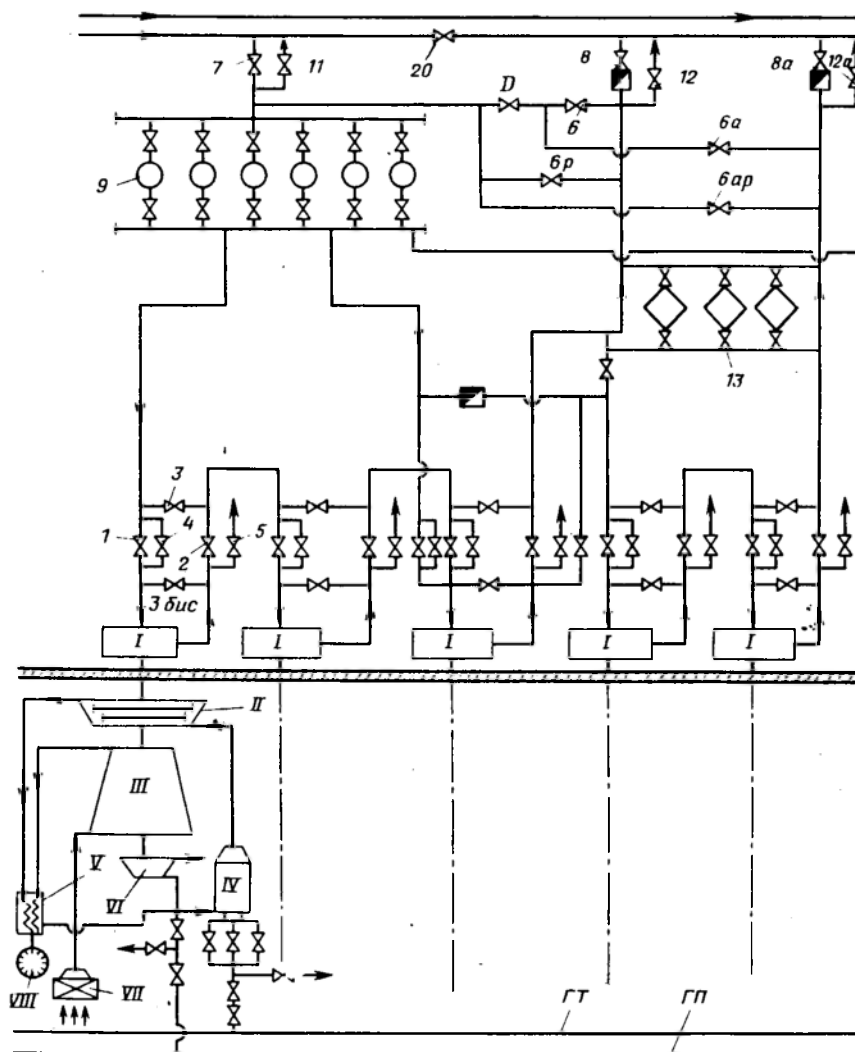
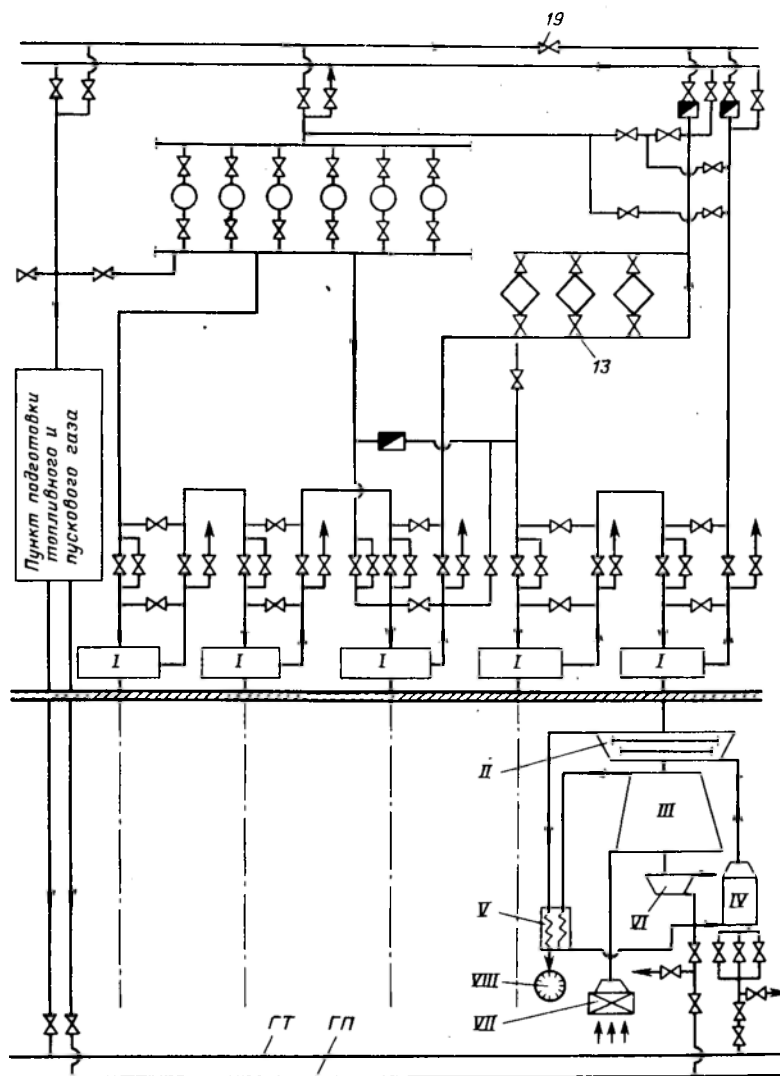


Рис. 1.3. Технологическая схема линейной КС:

I – центробежный нагнетатель; *II* – газовая турбина; *III* – осевой воздушный компрессор; *IV* – камера сгорания; *V* – регенератор; *VI* – турбодандер; *VII* – воздушный фильтр; *VIII* – выхлопная труба; *ГТ* – трубопровод топливного газа, *ГП* – трубопровод пускового газа



фактических соотношений давлений сжатия КС от оптимальных значений.

На всех компрессорных станциях, кроме оборудования для выполнения основных технологических процессов транспорта газа (очистка, компримирование, охлаждение), имеются установки вспомогательного назначения, обеспечивающие электроводоснабжение, маслоснабжение, вентиляцию и отопление служебных помещений и т.д.

Технологическая схема КС зависит от степени сжатия по станции пропускной способности магистрального газопровода, типа установленного оборудования, числа последовательно и параллельно работающих групп агрегатов и включает в себя: прием, регулирование, замер и очистку газа на приеме, компримирование, охлаждение газа.

На рис. 1.3 приведена схема КС с десятью газотурбинными агрегатами, допускающими работу по различным схемам включения, в частности по схеме: четыре параллельные группы и два последовательно включенных агрегата. На каждые четыре нагнетателя приходится один резервный (средний по схеме). Технологические краны на рис. 1.3 пронумерованы так, как это принято на КС магистральных газопроводов страны. Нумерация кранов для простоты показана только на обвязке левого крайнего агрегата.

Из магистрального газопровода через кран 7 транспортируемый газ поступает в пылеуловители 9, где осуществляется очистка газа от механических примесей и капельной влаги. После пылеуловителей газ поступает в центробежные нагнетатели, где сжимается до требуемого давления.

Запорная арматура, обеспечивающая основные технологические процессы по перекачке газа в пределах нагнетателя, состоит из шести кранов: 1, 2, 3, 3 бис, 4, 5. Краны 1 (входной) и 2 (выходной) — непосредственно отсекающие; все краны с автоматическим управлением, хотя возможно также управление с местного щита или узла, установленного в непосредственной близости от крана. Кран 3 — проходной, открыт при неработающем агрегате, краны 1 и 2 в этом случае закрыты. Кран 4 — загрузочный. Через него и далее свечу с установленным на ней краном продувают систему перед загрузкой агрегата и заполняют контур нагнетателя газом при закрытии крана 5. Кран 3 бис образует малый контур нагнетателя; открыт при выводе агрегата на режим холостого хода, при загрузке и его остановке, закрыт — при нормальной работе центробежного нагнетателя. Кроме того, каждый агрегат обвязан системой подвода пускового газа к турбодетандеру VI, системой подвода топливного газа к камере сгорания IV и системой отвода газа из уплотнителей. Система отвода газа из уплотнителей нагнетателя на рис. 1.3 не показана.

На схеме КС показаны проходные краны 19, 20 и так называемые общестанционные. К ним относятся краны 6, 6а, Д, 6р, 6ар, а также краны, обеспечивающие подключение КС к магистральному газопроводу: 7, 8, 8а, 11, 12, 12а. Краны 6, 6а, Д, 6р, 6ар, установленные на перемычке между приемным и нагнетательным участками газопровода образуют большой или пусковой контур КС и используются при загрузке станции в сеть газопровода. Краны 6р и 6ар используются также для противопомпажного регулирования работой всей КС посредством перепуска части газа с линии нагнетания на линию входа. Например, при последовательной работе двух агрегатов и внезапной остановке одного из них система защиты предусматривает одновременно открытие кранов 6 и 6а в зависимости от того, в какой паре агрегатов

произошла аварийная обстановка. Кран *Д* при работе КС на большой контур используют в качестве дросселя для создания необходимого сопротивления, так как в противном случае машины будут работать в зоне больших объемных расходов, что в свою очередь приведет к росту усилий на роторы нагнетателей.

Обратные клапаны перед кранами *8* и *8а* предупреждают перепуск газа со стороны нагнетания в сторону всасывания. Краны *11*, *12* предназначены для стравливания газа из контура КС при ее остановке.

После компримирования природный газ перед поступлением в газопровод проходит через аппараты воздушного охлаждения *13*, где его температура обычно понижается на 10–20 °С (в зависимости от числа работающих аппаратов). Охлаждение газа перед поступлением его в газопровод используется прежде всего с целью обеспечения устойчивой работы уложенного в грунт трубопровода.

Представленная на рис. 1.3 универсальная обвязка компрессорной станции позволяет эксплуатировать КС в относительно широком диапазоне изменения степеней сжатия, возникающих из-за различного расстояния между станциями.

Совместные характеристики режимов работы нагнетателей и газопроводов для удобства обычно рассматривают в условиях постоянного давления за КС в координатах — давление газа на входе в станцию p — подача нагнетателя Q (рис. 1.4). Совместный режим работы нагнетателей и прилегающего к КС участка газопровода возможен только в точках пересечения их совместных характеристик, располагаемых вдоль характеристики газопровода. Небольшое изменение режима работы нагнетателя достигается частичным изменением частоты его вращения, большое — включением или отключением агрегатов (см. рис. 1.4). Обычно возможный диапазон изменения частоты вращения вала нагнетателя находится в пределах 70–105 % от номинального значения.

Частичный режим работы КС на газопроводе может быть обеспечен и за счет дросселирования газа на входе КС. Однако этот режим работы неэкономичен и приводит к перерасходу топливного газа по станции до 15–20 %. При пусковых режимах работы или при выводе нагнетателя из помпажа иногда используют байпасирование или перепуск газа с линии нагнетания на всасывание, что также приводит к изменению характеристики сети. Однако и этот метод обеспечения частичных режимов работы газопровода в условиях эксплуатации малоприменим в силу его неэкономичности. Наиболее эффективным средством регулирования работы КС на газопроводе является последовательное и параллельное соединение нагнетателей, чему и служит универсальная обвязка компрессорной станции.

Стремление проектантов и эксплуатационников компрессорных станций упростить обвязку КС и уменьшить число разного рода кранов в обвязке станции с соответствующим уменьшением строительно-монтажных работ привело к развитию схемы параллельного соединения с использованием полнонапорных нагнетателей. Под полнонапорными

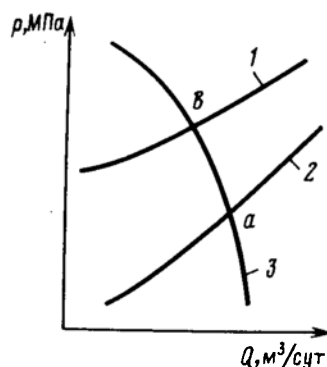


Рис. 1.4. Принципиальный вид совмещенных характеристик одного (1) и двух (2) последовательно работающих нагнетателей с участком газопровода (3) в условиях постоянного давления на выходе КС:
а — номинальный режим работы двух последовательно работающих нагнетателей; б — режим работы при отключении одного из нагнетателей

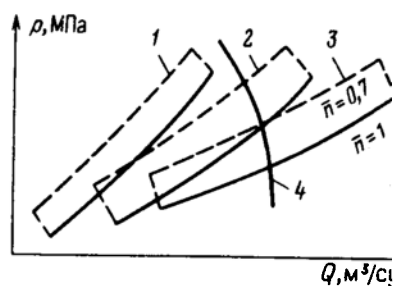


Рис. 1.5. Общий вид совмещенных характеристик одного (1), двух (2) и трех (3) параллельно работающих нагнетателей и участка газопровода (4) при постоянном давлении нагнетания и относительном изменении давления $\bar{p}$

нагнетателями принято понимать нагнетатели, обеспечивающие всю необходимую степень сжатия по КС в одном агрегате. Полнонапорные нагнетатели в этом случае конструктивно выполняются как двухступенчатые или одноступенчатые с высокой удельной быстроходности. При параллельном соединении полнонапорных нагнетателей наиболее предпочтительна схема из трех рабочих и одного резервного агрегата, работающих на одну нитку газопровода (рис. 1.5). При низком уровне надежности агрегатов число резервных ГПА может быть увеличено и до двух.

Наиболее сложной операцией эксплуатации КС является пуск агрегатов в работу, который осуществляется после того, как участки газопроводов КС до кранов 1 и 2 заполнены газом (см. рис. 1.3). При работе ГТУ на холостом режиме открывается кран 4 и контур нагнетателя через кран 5 продувают в течение ~30 с. После закрытия крана 5 контур нагнетателя заполняют газом и агрегат работает через кран 3бис на малом контуре. Затем открывают краны 1 и 2, а кран 3бис закрывают. Агрегат начинает работать на большой контур, после чего его переводят на работу в сеть магистрального газопровода.

Все коммуникации КС в пределах станции выполняют подземным за исключением обвязки собственно компрессорного цеха КС. Компрессорный цех с использованием стационарных газотурбинных установок и электродвигателей обычно размещается в двухпролетном здании

разделенном глухой стеной на помещение машинного зала и галерею нагнетателей. Таким образом происходит разделение взрывоопасного оборудования КС и силового.

В последние годы при использовании на КС ГТУ авиационного типа компрессорные станции выполняют одноэтажными, блочными с легкими перекрытиями, что значительно сокращает время и средства на их сооружение. Одновременно блочность этих установок позволяет относительно легко осуществлять монтаж и смену отдельных газоперекачивающих агрегатов.

1.4. Центробежные нагнетатели природного газа, их характеристики

Нагнетателями природных газов принято называть лопаточные компрессорные машины с соотношением давления сжатия свыше 1,1 и не имеющие специальных устройств для охлаждения газа в процессе его сжатия. В процессе развития трубопроводного транспорта газа отечественная промышленность хорошо освоила выпуск высокоэкономичных нагнетателей с осевым (нагнетатели типа 280) и с тангенциальным подводом газа (нагнетатели типа 300, 370, 520 и др.).

Подача нагнетателя — одна из основных его характеристик применительно к газопроводу определяется как массовая, объемная и коммерческая. Массовая подача характеризует количество газа, протекающее в единицу времени через сечение всасывающего патрубка. Объемная подача $Q = G/\rho$, где ρ — плотность газа, определяемая по параметрам состояния во всасывающем патрубке; G — массовый расход. Коммерческая подача Q_k определяется по параметрам состояния во всасывающем патрубке, приведенным к нормальным физическим условиям ($t = 20^\circ\text{C}$; $p \approx 0,101\text{ МПа}$).

Геометрические размеры нагнетателя определяются, как известно, его объемной подачей. Нагнетатели природного газа, приводимые во вращение от ГТУ или электродвигателей для компрессорных станций, выполняются только центробежными с одной или двумя ступенями сжатия.

При рассмотрении особенностей конструктивного устройства центробежных нагнетателей различают две существенно различных ступени: промежуточную и концевую (рис. 1.6). Промежуточной ступенью (рис. 1.6, а) принято называть сочетание рабочего колеса, диффузора и обратного направляющего аппарата, концевой ступенью (рис. 1.6, б) — сочетание рабочего колеса, диффузора и нагнетательной камеры или улитки. Диффузор вместе с нагнетательной камерой часто называют выходным устройством. Любая ступень может быть выполнена с осевым входом газа или со всасывающей камерой.

Задача входного устройства — обеспечить подвод газа к рабочему колесу с минимальными гидравлическими потерями, максимальной равно-

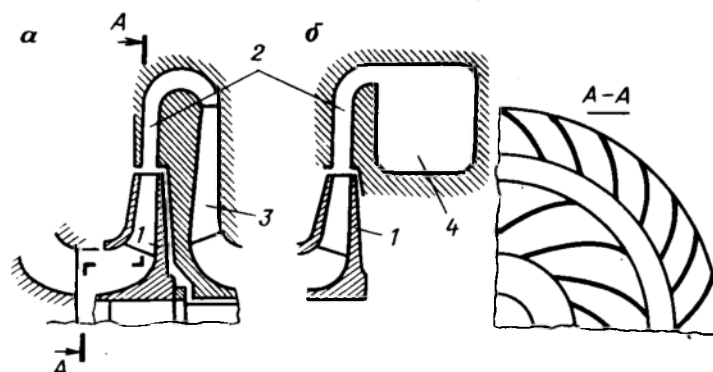


Рис. 1.6. Схема ступени центробежного нагнетателя:
а – промежуточный; *б* – концевой; 1 – рабочее колесо; 2 – диффузор; 3 – обратный направляющий аппарат; 4 – сборная камера

мерностью по величине и направлению скорости. Отход от этого приводит к снижению к.п.д. нагнетателя и приближает его рабочую характеристику к зоне неустойчивых режимов работы.

Рабочее колесо в центробежном нагнетателе – наиболее важный элемент конструкции, где механическая энергия силовой турбины ГТ преобразуется в энергию потока природного газа. Конструкция рабочего колеса проектируется с учетом высокой плотности перекачиваемого природного газа.

Наиболее часто рабочие колеса изготавливают с лопатками, выфрезерованными из тела основного диска колеса, покрывающий диск крепят с помощью заклепок или сварки; в некоторых случаях рабочие лопатки приваривают к основному и покрывающему дискам.

Диффузор – наиболее важная часть выходного устройства, где кинетическая энергия газового потока после рабочего колеса преобразуется в потенциальную. Одновременно при этом диффузор обеспечивает относительную равномерность потока по величине и направлению скорости в значительной степени снижая закрутку потока по направлению вращения рабочего колеса.

Обратные направляющие аппараты используют только в двух- и многоступенчатых нагнетателях и служат для создания равномерности потока газа на входе в последующую ступень после выхода его из предыдущей ступени. Частично в обратном направляющем аппарате происходит и дальнейшее преобразование кинетической энергии в потенциальную, т.е. в энергию давления.

На газопроводах нашей страны используют нагнетатели Невского машиностроительного завода им. В.И. Ленина (НЗЛ), Свердловского турбомоторного завода (ТМЗ), Сумского машиностроительного производственного объединения (МПО) им. М.В. Фрунзе.

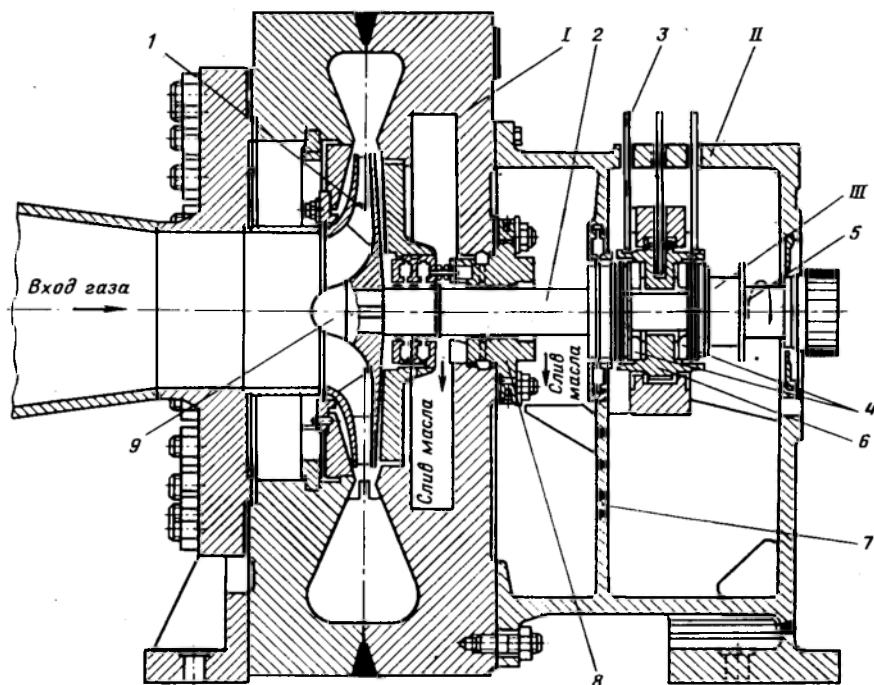
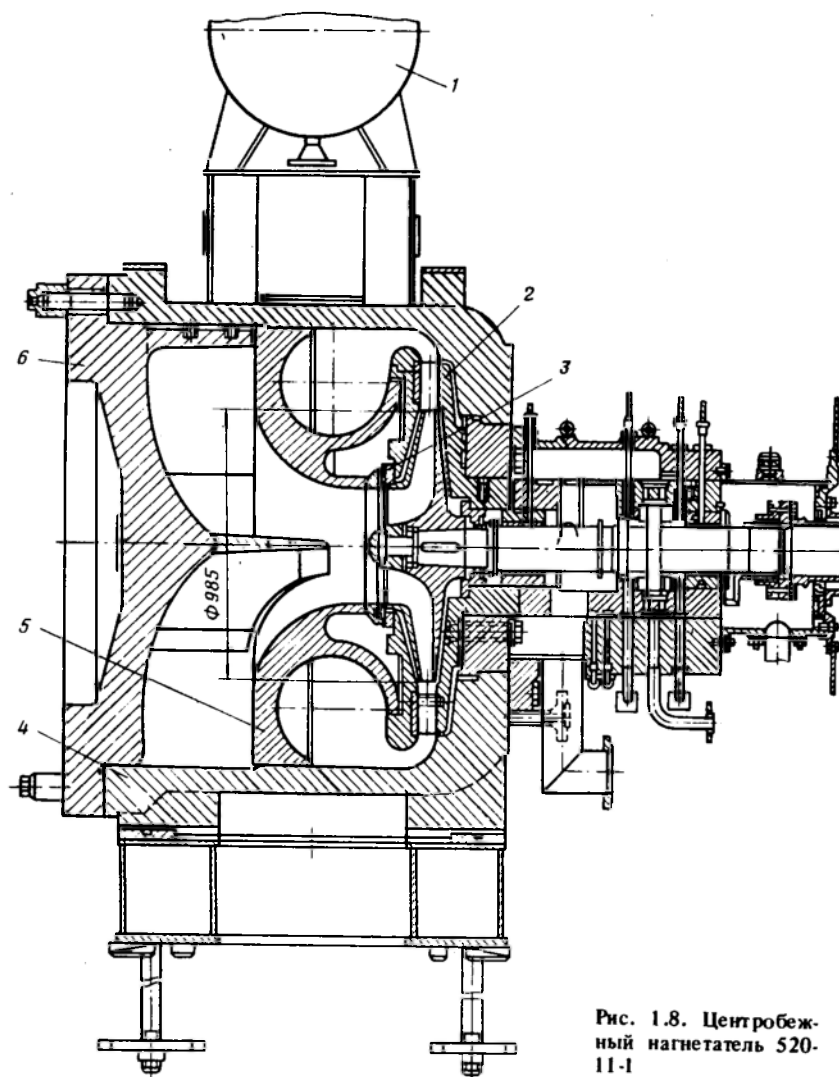


Рис. 1.7. Центробежный нагнетатель 280-11-1 (2)

Первыми нагнетателями конструкции НЗЛ были нагнетатели типа 280 (рис. 1.7) с приводом от электродвигателей и ГТУ мощностью 4000 кВт. Номинальная частота вращения ротора нагнетателя составляла 7950 об/мин. С энергоприводом нагнетатель соединялся через повышающий зубчатый редуктор.

Нагнетатель состоял из корпуса I, корпуса подшипника II, ротора III, всасывающего и нагнетательного потрубок. Корпус нагнетателя представлял собой стальную улитку, сваренную из двух половин с одним вертикальным разъемом. Ротор нагнетателя состоял из вала 2, на конец которого на шпонке было насажено рабочее колесо 1. На резьбовой конец вала навинчивалась гайка-обтекатель 9. Конструкция нагнетателя отличалась простотой и надежностью.

Корпус подшипника нагнетателя разделялся перегородкой 7 на две полости — загазованного и чистого масла. Каждая полость имела патрубки для слива масла. Упорный диск 4, расположенный ближе к рабочему колесу, имел кольцевые выступы для уплотнения перегородки 7. Внутри корпуса подшипника устанавливалось реле осевого сдвига ротора 5 для подачи импульса на остановку агрегата при аварийном осевом сдвиге ротора; на крышке корпуса подшипника 6 устанавливались термометры



сопротивления 3, подававшие импульс на остановку агрегата при аварийном повышении температуры вкладышей или упорных колодок подшипников. Ротор нагнетателя устанавливался на опорный 8 и опорно-упорный 6 подшипники скольжения.

Широкое распространение на газопроводах получили нагнетатели НЗЛ типов 370, 520 (рис. 1.8), 260. Эти нагнетатели приводятся во вращение уже непосредственно от силовой турбины и рассчитаны на давле-

ние 5,5 и 7,5 МПа. Корпуса нагнетателей имеют вертикальный разъем, тангенциальные соосные входные и выходные патрубки.

Нагнетатель состоит из сварно-литого корпуса 4 бочкообразной формы. В корпусе нагнетателя установлена улитка 5 и закреплен с помощью болтового соединения диффузор 2 с цельнофрезерованными лопатками. К лопаточному диффузору крепится уплотнение 3 крышки колеса. Улитка 5 прижимается крышкой 6 корпуса нагнетателя. В верхней части корпуса нагнетателя на специальной площадке сварной конструкции установлен аккумулятор масла 1.

Нагнетатель снабжен независимой масляной системой уплотнения, позволяющей резко снизить количество загазованного масла. Ротор нагнетателя вместе с подшипниками, уплотнениями, диффузором образуют единый сварочный узел, который, имея горизонтальный разъем, позволяет относительно легко проверять правильность взаимного расположения деталей.

На НЗЛ были разработаны и полнонапорные двухступенчатые нагнетатели типов 235-21 и 650-21 (рис. 1.9) для агрегатов ГТК-10 и ГТН-25.

Нагнетатель 650-21 имеет литой корпус 4, изготовленный из низколегированной стали, с тангенциальными соосно-расположенными входными и выходными патрубками. Корпус имеет один вертикальный разъем. Проточная часть нагнетателя вместе с ротором образует как бы единый сборный узел, допускающий возможность его замены в целом в условиях эксплуатации. Рабочие колеса 2 первой и второй ступеней сжатия несколько различаются между собой по ширине, в остальном их геометрия одинакова. Лопаточный диффузоры 3 и обратные направляющие аппараты — сварной конструкции. За диффузором второй ступени расположена сборная камера 5. Мощность от силовой турбины передается к ротору нагнетателя с зубчатых муфт 1 с бочкообразным зубом. Компенсация осевого усилия осуществляется думмисом 7. В сварной опорной раме располагаются поплавковая камера, пусковой насос уплотнения, маслопроводы и т.п.

Первым нагнетателем Свердловского турбомоторного завода был нагнетатель Н-300-1,23 для газотурбинной установки ГТ-6-750 мощностью 6000 кВт (рис. 1.10). Нагнетатель Н-300-1,23 представляет собой одноступенчатый агрегат с консольным расположением рабочего колеса. Ротор 1, уплотнение 2, детали корпуса 3, поплавковая камера и другие узлы нагнетателя объединены в единый блок. Всасывающий 4 и напорный 5 патрубки расположены по бокам корпуса соосно один другому. Корпус нагнетателя 3 литой, без горизонтального разъема. Вертикальный разъем с торцевой крышкой 6 предназначен для сборки и разборки агрегата. Ротор нагнетателя консольный, с одним насадным рабочим колесом 7. Лопатки и колесо выполнены как одно целое — цельнофрезерованные. При пуске нагнетателя под давлением, для облегчения работы упорного подшипника 8 предусмотрено специально разгрузочное устройство, состоящее из диска 9 на роторе и лабиринтовых уплотнений по его окружности. Масло в разгрузочное устройство при

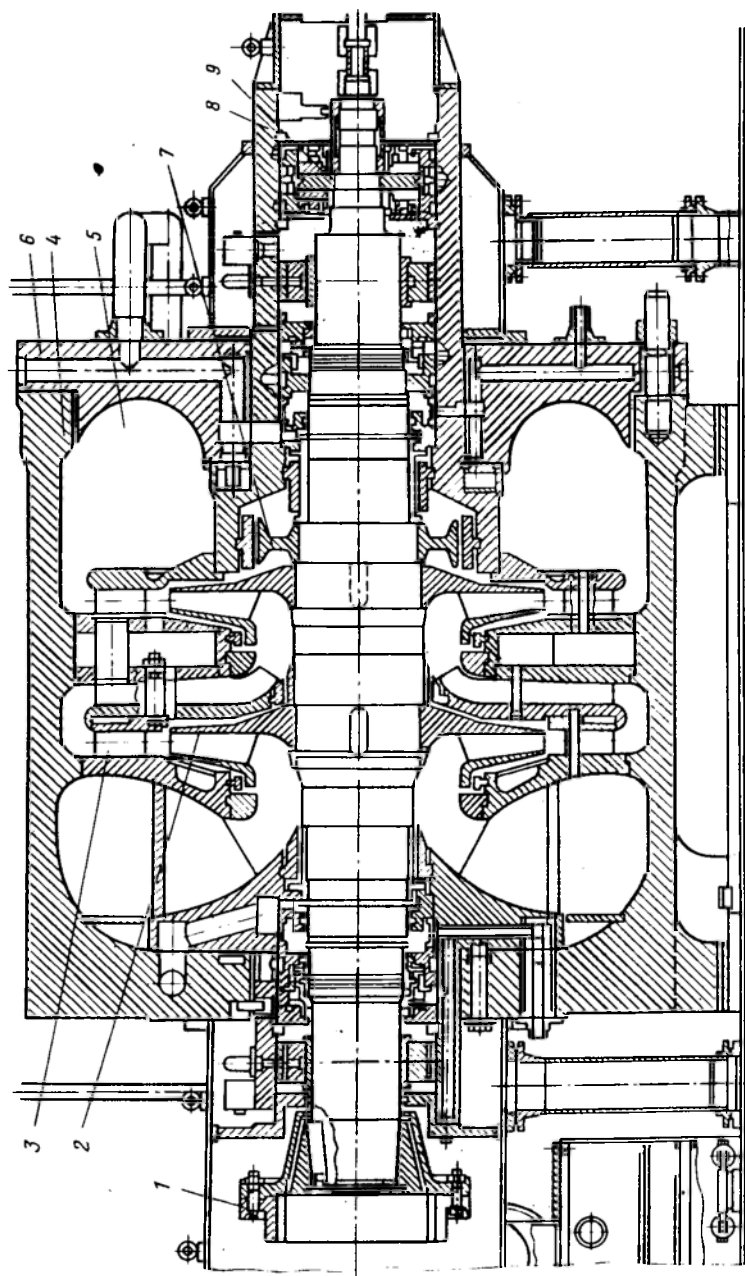
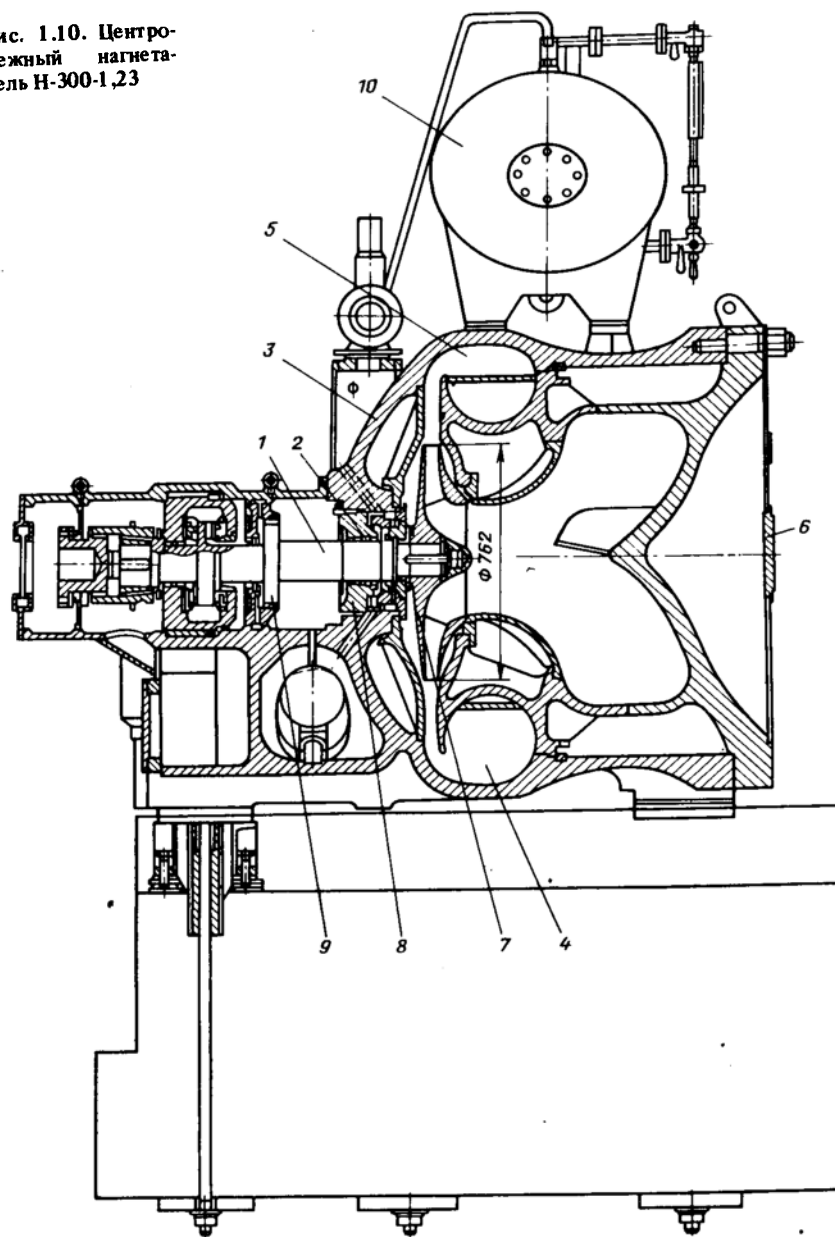


Рис. 1.9. Центробежный нагнетатель НЗЛ типа 650-21:
 1 – полумуфта; 2 – рабочее колесо; 3 – лопаточный диффузор; 4 – корпус; 5 – сборная камера; 6 – крышка; 7 – думмис;
 8 – пакет ротора; 9 – гребень упорного подшипника

Рис. 1.10. Центро-
бежный нагнета-
тель Н-300-1,23



пуске нагнетателя подводится под давлением 10–12 МПа, что приводит к снижению осевого усилия в 2–3 раза.

Особенностью данного нагнетателя явилась развитая система лабиринтового уплотнения, после которого газ используется в топливной системе ГТУ. Система уплотнения нагнетателя состоит из двух ступеней: первая ступень — лабиринтного типа, здесь давление газа снижается с 5,6 до 1 МПа, вторая ступень — гидравлического типа, в ней давление газа на 0,1–0,3 МПа меньше давления масла. Такая система уплотнения позволяет отказаться от маслососов высокого давления. Нагнетатель имеет свой маслосборник 10 объемом 3,5 м³, в котором установлены инжектор пусковой и аварийный насос, газоотделитель и подогреватель масла. При аварийном отключении электроэнергии или срыве пускового масляного насоса масло к подшипникам и в систему уплотнения подается из маслосборника 10, установленного на корпусе нагнетателя. Масляная система нагнетателя отделена от масляной системы ГТУ.

На базе нагнетателя Н-300-1,23 была разработана и выпущена целая серия линейных и дожимных нагнетателей на давление 5,5 и 7,5 МПа. Все модификации нагнетателей унифицированы, что дает возможность осуществить их переоснастку в условиях эксплуатации. Как правило, нагнетатель и ГТУ устанавливают на одну общую раму-маслосборник.

Несколько модификаций линейных и дожимных двухступенчатых нагнетателей мощностью 16 МВт было создано Свердловским турбомоторным заводом для агрегата ГТН-16 для давления нагнетания 7,5 МПа. Эти нагнетатели повышенной удельной быстроходности позволяют получить соотношение давлений сжатия в одном агрегате до $\epsilon = 1,45 \div 1,50$.

Нагнетатели Сумского машиностроительного производственного объединения — двухступенчатого типа с приводом от авиационных ГТУ (рис. 1.11).

Корпус нагнетателя мощностью 6,3 МВт имеет горизонтальный разъем, входной и выходной патрубки располагаются соосно. Частота вращения рабочих колес относительно высокая ($n = 8200 \div 8500$ об/мин); расчетная степень сжатия $\epsilon = 1,45$ для давления нагнетания 5,5 и 7,5 МПа. Форма корпуса максимально упрощена. Конфигурация проточной части создается за счет закладных деталей. Межлопаточные каналы рабочего колеса выфрезерованы в основном диске. Покрывающий диск крепят с помощью пайки. Диффузоры в нагнетателе лопаточного типа.

Нагнетатели мощностью 16 МВт выполняют с двумя вертикальными разрезами корпуса и двумя массивными крышками. Частота вращения вала нагнетателя $n = 5300 \div 5500$ об/мин, степень сжатия $\epsilon = 1,37$ либо $\epsilon = 1,5$. Нагнетатели рассчитаны на давление нагнетания 7,5 МПа. Масса нагнетателя примерно 24 т (в 3–3,5 раза больше, чем масса нагнетателя мощностью 6,3 МВт). Показатели ряда центробежных нагнетателей отечественного и зарубежного производства приведены в приложении 1.

Анализ конструкций нагнетателей, приведенных на рис. 1.7 —

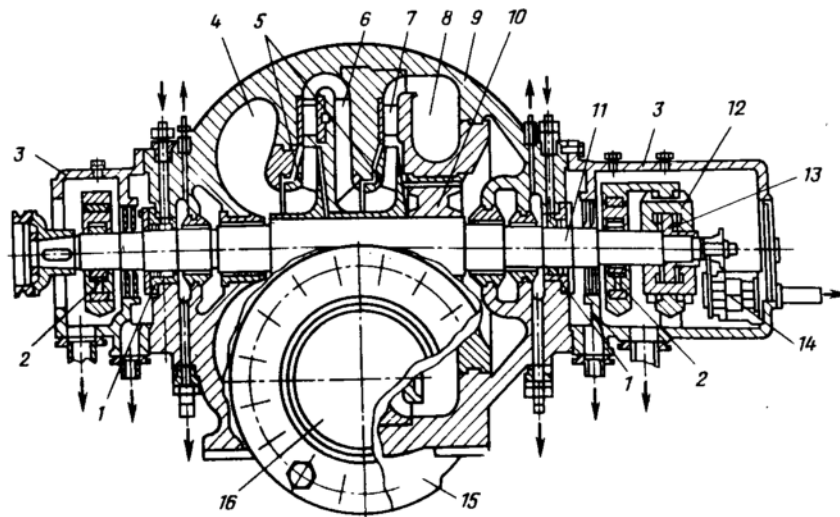


Рис. 1.11. Центробежный нагнетатель Сумского МПО:

1 – концевое уплотнение; 2 – опорный подшипник сегментного типа; 3 – картер (подшипниковая камера); 4 – всасывающая камера; 5 – рабочие колеса; 6 – обратный направляющий аппарат; 7 – лопаточный диффузор; 8 – сборная камера; 9 – корпус; 10 – думмис; 11 – вал ротора; 12 – упорный подшипник; 13 – упорный диск; 14 – основной маслонасос; 15 – всасывающий патрубок; 16 – нагнетательный патрубок

рис. 1.11, позволяет проследить эволюцию их развития применительно к использованию на газопроводах.

Под характеристикой нагнетателей принято понимать зависимость соотношения давления сжатия ϵ , политропного к.п.д. $\eta_{\text{пол}}$ и удельной мощности (N_t/ρ_v) от объемного расхода газа Q .

Характеристики для каждого типа нагнетателей строят в результате натурных испытаний, что позволяет определять загрузку и выбирать наилучший режим работы нагнетателя в зависимости от условий эксплуатации.

Применительно к центробежным нагнетателям природного газа наиболее распространенной формой представления характеристик являются так называемые приведенные характеристики. Строятся они для заданного значения газовой постоянной $R_{\text{пр}}$, фактора сжимаемости газа $z_{\text{пр}}$, показателя адиабаты и принятой расчетной температуры газа на входе в нагнетатель $T_{\text{вх}}$ в принятом диапазоне изменения приведенной относительной частоты вращения $(n/n_0)_{\text{пр}}$. На рис. 1.12 показана типовая характеристика нагнетателя Н-300-1,23.

Пользуются характеристиками следующим образом. Зная фактические значения величин R , z , T_v для данных условий, определяют приве-

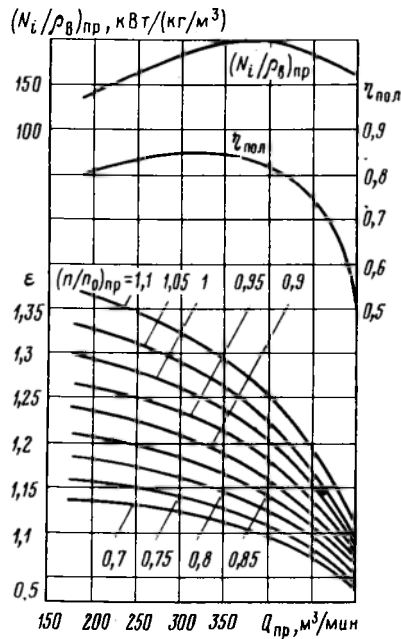


Рис. 1.12. Приведенная характеристика первого типа для нагнетателя Н-300-1,23 ($T_{\text{в}} = 288 \text{ К}$, $R_{\text{пр}} = 490,5 \text{ Дж/(кг} \cdot \text{К)}$, $z_{\text{пр}} = 0,91$, $(n/n_0)_{\text{пр}} = 0,7 \div 1,1$, $n_0 = 6150 \text{ об/мин}$)

денную частоту вращения нагнетателя $(n/n_0)_{\text{пр}}$ и приведенный объемный расход газа по нагнетателю:

$$\left(\frac{n}{n_0}\right)_{\text{пр}} = \frac{n}{n_0} \sqrt{\frac{z_{\text{пр}} R_{\text{пр}} T_{\text{в пр}}}{z R T_{\text{в}}}}; \quad (1.19)$$

$$Q_{\text{пр}} = \frac{n_0}{n} Q_{\text{в}}; \quad (1.20)$$

$$\left(\frac{N_i}{\rho_{\text{в}}}\right)_{\text{пр}} = \frac{N_i}{\rho_{\text{в}}} \left(\frac{n_0}{n}\right)^3. \quad (1.21)$$

Здесь и ниже индексом "0" отмечен номинальный режим работы.

Расчетный рабочий расход газа $Q_{\text{пр}}$ для нагнетателя должен быть примерно на 10–12 % больше крайних левых значений расхода, соответствующих условиям начала срыва потока газа по нагнетателю (зоне помпажа). На рис. 1.12 этому соответствует подача газа $\sim 175 \text{ м}^3/\text{мин}$.

Помпаж центробежного нагнетателя может быть вызван изменением режима работы газопровода, ростом сопротивления на входе или выходе нагнетателя, например при засорении защитной решетки на входе газа в нагнетатель, аварийной остановкой одного из двух последовательно работающих нагнетателей.

Помпаж нагнетателя проявляется в периодическом изменении расхода газа через нагнетатель, давления газа в линии нагнетания, вибрации, что сопровождается колебанием потребляемой мощности, частоты вращения вала ТНД, температуры газов перед ТВД. Помпаж может вызвать поломку узлов самого нагнетателя и узлов газовой турбины.

Вывод нагнетателя из помпажа осуществляется увеличением расхода газа через нагнетатель, для чего используется кран *Збис* в его обвязке и краны *б* и *б_р* (см. рис. 1.3).

Для защиты от помпажа нагнетателя на КС обычно используется специальный сигнализатор, который по перепаду давления на конфузоре нагнетателя контролирует работу нагнетателя вдали от линии помпажа, поддерживая расход газа через него примерно на 10 % выше границы помпажа.

При приближении рабочей точки к линии помпажа по сигналу сигнализатора открывается кран *б* для частичного байпасирования работы нагнетателя. Для защиты от помпажа нагнетателя, остающегося в работе при аварийной остановке другого, работавшего с ним последовательно, предусмотрено открытие кранов *Збис*, крана *б*, снижение частоты вращения агрегата до холостого хода. Кран *Збис* после открытия крана *б* закрывается во избежание перегрева малого контура в обвязке нагнетателя. Одновременно с этим на КС предусматривается автоматический кратковременный сброс воздуха из проточной части остающегося в работе ГПА, что приводит к уменьшению подачи топлива и снижению частоты вращения агрегата.

По приведенной характеристике нагнетателя (см. рис. 1.12) в зависимости от найденных значений (n/n_0) и $Q_{пр}$ по соответствующим кривым определяют политропный к.п.д. $\eta_{пол}$, степень сжатия ϵ , приведенную внутреннюю мощность $(N_i/\rho_v)_{пр}$, а затем и мощность, потребляемую нагнетателем, N_i . Мощность, развиваемая газотурбинной установкой в этих условиях, определяется добавлением к полученному результату мощности, затрачиваемой на механические потери $N_{мех}$. Для газотурбинных установок эта величина составляет примерно $N_{мех} = 100$ кВт. Приведенный тип характеристик используют для определения загрузки агрегатов.

Для диспетчерской службы компрессорных станций удобны характеристики, построенные в зависимости от так называемого "коммерческого" расхода газа. Под понятием "коммерческий" расход газа Q_k принято понимать его "объемный расход", приведенный к стандартным условиям:

$$Q_k = \frac{G}{\rho_{ст}} = \frac{GRT_{ст}}{p_{ст}} = \frac{GR_v T_{ст}}{\Delta p_{ст}}, \quad (1.22)$$

где G — массовый расход газа; $\rho_{ст}$ — плотность газа при стандартных условиях. Стандартными условиями принято считать состояние газа

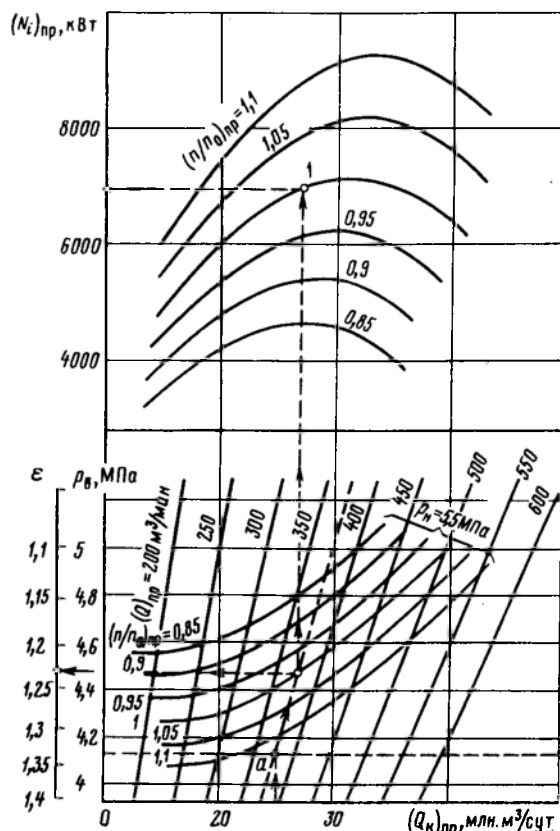


Рис. 1.13. Приведенная характеристика второго типа для нагнетателя Н-300-1,23 ($T = 288$ К, $R = 490,5$ Дж/(кг·К), $z_{пр} = 0,91$, $(n/n_0)_{пр} = 0,7 \div 1,1$, $n_0 = 6150$ об/мин)

при $t = 20^\circ\text{C}$ и $p = 101\,325$ Па; R_v — газовая постоянная воздуха; Δ — относительная плотность газа по воздуху, определяемая как отношение плотности газа ρ_r к плотности сухого воздуха ρ_v при одних и тех же условиях, $\Delta = \rho_r/\rho_v$.

Указанные характеристики строят в зависимости от соединения нагнетателей с указанием давления газа на входе и выходе, как правило, для последнего в группе нагнетателя (рис. 1.13). Расчет режимов работы ведут в такой последовательности: вычисляют приведенную относительную частоту вращения (соотношение 1.19), затем определяют приведенный коммерческий расход газа:

$$(Q_k)_{пр} = Q_k \sqrt{\frac{z R T_v}{z_{пр} R_{пр} T_{пр}}} \quad (1.23)$$

По известному входному давлению p_v и найденному значению $(Q_k)_{пр}$ определяют исходную точку отсчета a . От этой точки идут по ли-

нии приведенного объемного расхода $Q_{\text{пр}}$ вверх до пересечения с нужной линией $(n/n_0)_{\text{пр}}$. По шкале ϵ определяют соответствующую степень сжатия, а переходя в верхнюю часть графиков рис. 1.13 на пересечении с нужной линией $(n/n_0)_{\text{пр}}$ определяют приведенную внутреннюю мощность $(N_i)_{\text{пр}}$.

Фактическая мощность нагнетателя N_i определяется соотношением

$$N_i = (N_i)_{\text{пр}} \frac{p_{\text{в}} \epsilon}{p_{\text{н}}} \sqrt{\frac{z R T_{\text{в}}}{z_{\text{пр}} R_{\text{пр}} T_{\text{пр}}}}, \quad (1.24)$$

где $p_{\text{в}}$ — давление газа на входе в нагнетатель; $p_{\text{н}}$ — номинальное давление газа на выкиде (5,5 или 7,5 МПа).

Мощность ГТУ находят с учетом механических потерь ($N_e = N_i + N_{\text{мех}}$).

1.5. Построение совмещенных характеристик центробежных нагнетателей по компрессорному цеху

Характеристика компрессорного цеха КС представляет собой зависимость общего соотношения давлений сжатия $(\epsilon_0)_{\text{кц}}$ и внутренней удельной приведенной мощности $(N_i/\rho_i)_{\text{пр. кц}}$ от общей приведенной объемной подачи по компрессорному цеху $Q_{\text{пр. кц}}$ — характеристики первого типа:

$$\begin{aligned} (\epsilon_0)_{\text{кц}} &= f(Q_{\text{пр. кц}}); \\ \left(\frac{N_i}{\rho_i}\right)_{\text{пр. кц}} &= f_1(Q_{\text{пр. кц}}). \end{aligned} \quad (1.25)$$

При необходимости эти характеристики так же, как и для отдельных нагнетателей, можно построить с разверткой их по оборотам:

$$\begin{aligned} Q_{\text{кц}} &= Q_{\text{пр. кц}} \frac{n}{n_0}; \\ \left(\frac{N_i}{\rho_i}\right)_{\text{кц}} &= \left(\frac{N_i}{\rho_i}\right)_{\text{пр. кц}} \left(\frac{n}{n_0}\right)^3; \\ \epsilon_{\text{кц}} &= \left[1 + \left(\frac{n}{n_0}\right) \left(\epsilon_{0, \text{кц}}^{\frac{k-1}{k \eta_{\text{пол}}}} - 1\right)\right]^{\frac{k \cdot \eta_{\text{пол}}}{k-1}} \end{aligned} \quad (1.26)$$

Характеристики первого типа для компрессорного цеха в целом строят на основании типовых приведенных характеристик центробежных нагнетателей (см. рис. 1.12):

$$\begin{aligned} \epsilon_0 &= f_1(Q_{\text{пр}}); \\ \eta_{\text{пол}} &= f_2(Q_{\text{пр}}); \\ \left(\frac{N_i}{\rho_i}\right)_{\text{пр}} &= f_3(Q_{\text{пр}}). \end{aligned} \quad (1.27)$$

При параллельном соединении отдельных нагнетателей в компрессорном цехе предполагается, что соотношение давлений сжатия по нагнетателю $\epsilon_{0\text{н}}$ и его политропный к.п.д. $\eta_{\text{пол}}$ равны соответствующим значениям по цеху в целом ($\epsilon_{0,\text{кц}} = \epsilon_{0\text{н}}$; $\eta_{\text{пол.кц}} = \eta_{\text{пол.н}}$), а подача $Q_{\text{пр.н}}$ и приведенная мощность $(N_i/\rho_i)_{\text{пр}}$ увеличивается в m раз, где m — число параллельно соединенных нагнетателей (или групп нагнетателей)

$$\begin{aligned} \epsilon_{0\text{кц}} &= f(mQ_{\text{пр.н}}); \\ \eta_{\text{пол}} &= f_1(mQ_{\text{пр.н}}); \\ \left(\frac{N_i}{\rho_i}\right)_{\text{пр.кц}} &= m \left(\frac{N_i}{\rho_i}\right)_{\text{пр}} = mf(Q_{\text{пр.н}}). \end{aligned} \quad (1.28)$$

В случае параллельно-последовательного соединения нагнетателей в компрессорном цехе прежде всего необходимо построить характеристики группы последовательно соединенных нагнетателей, которые в дальнейшем необходимо уже суммировать по уравнениям (1.28).

Для групп нагнетателей характеристики строят поточно, т.е. из данных характеристик нагнетателей выбирают значения объемной подачи первого в группе нагнетателей $Q_{\text{пр.1}}$ во всем диапазоне ее изменения $Q_{\text{пр.мин}} \leq Q_{\text{пр.1}} \leq Q_{\text{пр.мах}}$, и по соотношениям (1.27) определяют ϵ_{01} ; $\eta_{\text{пол}}$ и $(N_i/\rho_i)_{\text{пр.1}}$.

Объемная подача на входе во второй последовательно соединенный нагнетатель $Q_{\text{пр.2}}$ после сжатия газа в первом определяется из сопоставления параметров газа по первому и второму нагнетателям, полученных из уравнения состояния ($PQ = zGRT$) с учетом уравнения политропы

$$\text{реального процесса сжатия } \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{k-1}{k\eta}} = \frac{T_2}{T_1} \text{ и } z_1 = z_2; R_1 = R_2; G_1 = G_2, \text{ составит:}$$

$$Q_{\text{пр } 2} = Q_{\text{пр } 1} \left(\epsilon^{\frac{k-1}{k\eta_{\text{пол}}}} - 1 \right). \quad (1.29)$$

При определении $Q_{\text{пр } 2}$ следует иметь в виду, что, если объемная подача второго нагнетателя $Q_{\text{пр } 2}$ будет меньше минимального значения по характеристике ($Q_{\text{пр } 2} < Q_{\text{пр min}}$), что будет соответствовать работе нагнетателя в зоне помпажа, то при расчетах необходимо перейти к следующему численному значению $Q_{\text{пр } 1}$.

Построение характеристик с учетом предпосылки о равенстве чисел оборотов последовательно соединенных нагнетателей ($n_1 = n_2 = n_{\text{ном}}$) дает погрешность в расчетах не свыше 1 %. Значение показателя адиабаты в расчетах можно принимать равным $k = 1,31$.

По найденному значению $Q_{\text{пр } 2}$ из типовых характеристик нагнетателей (уравнения 1.27) определяют остальные показатели работы второго нагнетателя: $\epsilon_{0,2}$; $\eta_{\text{пол } 2}$; $\left(\frac{N_i}{\rho_i}\right)_{\text{пр } 2}$.

Общее соотношение давлений сжатия для двух последовательно соединенных нагнетателей составит

$$\epsilon_{\text{гр}} = \epsilon_1 \epsilon_2; \quad (1.30)$$

$$\epsilon_2 = \left[1 + \left(\frac{n_2}{n_0} \right)^2 \frac{(zRT)_2}{(zRT)_0} \left(\epsilon_{0,2}^{\frac{k-1}{k\eta_{\text{пол } 2}}} - 1 \right) \right]^{\frac{k\eta_{\text{пол } 2}}{k-1}}, \quad (1.31)$$

где

$$(zRT)_2 = (zRT)_1 \epsilon^{\frac{k-1}{k\eta_{\text{пол } 1}}}; \quad (1.32)$$

принимая во внимание, что $(zRT)_1 = (zRT)_0$ и $n_1 = n_2$, уравнение (1.31) приводится к виду:

$$\epsilon_2 = \left[1 + \epsilon_1^{\frac{k-1}{k\eta_{\text{пол } 1}}} \left(\epsilon_{0,2}^{\frac{k-1}{k\eta_{\text{пол } 2}}} - 1 \right) \right]. \quad (1.33)$$

Для определения приведенного политропного к.п.д., группы нагнетателей $\eta_{\text{пол.гр}}$ необходимо рассмотреть следующую систему уравнений:

$$\Delta h_{\text{гр}} = \Delta h_1 + \Delta h_2;$$

$$\Delta h_{\text{гр}} = \frac{k}{k-1} (zRT)_{\text{гр}} \left(\epsilon_{\text{гр}}^{\frac{k-1}{k\eta_{\text{пол.гр}}}} - 1 \right);$$

$$\Delta h_i = \frac{k}{k-1} (zRT)_i (\epsilon_i^{\frac{k-1}{k\eta_{\text{пол } i}}} - 1), \quad (1.34)$$

где Δh — разность энтальпии в процессе сжатия;

$$\begin{aligned} \frac{k}{k-1} (zRT)_{\text{гр}} (\epsilon^{\frac{k-1}{k\eta_{\text{пол. гр}}}} - 1) &= \frac{k}{k-1} (zRT)_1 (\epsilon_1^{\frac{k-1}{k\eta_{\text{пол } 1}}} - 1) + \\ &+ \frac{k}{k-1} (zRT)_2 (\epsilon_2^{\frac{k-1}{k\eta_{\text{пол } 2}}} - 1). \end{aligned} \quad (1.35)$$

Вводя предпосылку, что $(zRT)_{\text{гр}} = (zRT)_0$ и принимая во внимание соотношение (1.32), получаем:

$$(\epsilon_{\text{гр}}^{\frac{k-1}{k\eta_{\text{пол. гр}}}} - 1) = (\epsilon_1^{\frac{k-1}{k\eta_{\text{пол } 1}}} - 1) + \epsilon_1^{\frac{k-1}{k\eta_{\text{пол } 1}}} (\epsilon_2^{\frac{k-1}{k\eta_{\text{пол } 2}}} - 1). \quad (1.36)$$

Отсюда

$$\epsilon_{\text{гр}}^{\frac{1}{\eta_{\text{пол. гр}}}} = \epsilon_1^{\frac{1}{\eta_{\text{пол } 1}}} \epsilon_2^{\frac{1}{\eta_{\text{пол } 2}}}. \quad (1.37)$$

Решая совместно уравнения (1.30) и (1.37), окончательно находим:

$$\eta_{\text{пол. гр}} = \frac{\ln(\epsilon_1 \epsilon_2)}{\ln(\epsilon_1^{\frac{1}{\eta_{\text{пол } 1}}} \epsilon_2^{\frac{1}{\eta_{\text{пол } 2}}})}. \quad (1.38)$$

Приведенную мощность группы работающих нагнетателей $(\frac{N_i}{\rho_i})_{\text{пр. гр}}$ можно определить в последовательности:

$$N_{\text{гр}} = N_1 + N_2;$$

$$N_i = (\frac{N_i}{\rho_i})_{\text{пр } i} \rho_i (\frac{n_i}{n_0})^3, \quad i = 1, 2;$$

$$\rho_2 = \rho_1 (\frac{n_1}{n_2}) \epsilon_1^{1 - \frac{k-1}{k}}. \quad (1.39)$$

Принимая $n_1 = n_2$, получаем:

$$N_{i \text{ гр}} = [(\frac{N_i}{\rho_i})_{\text{пр } 1} \rho_1 + (\frac{N_i}{\rho_i})_{\text{пр } 2} \rho_1 \epsilon_1^{1 - \frac{k-1}{k\eta_{\text{пол } 1}}}] (\frac{n_1}{n_0})^3; \quad (1.40)$$

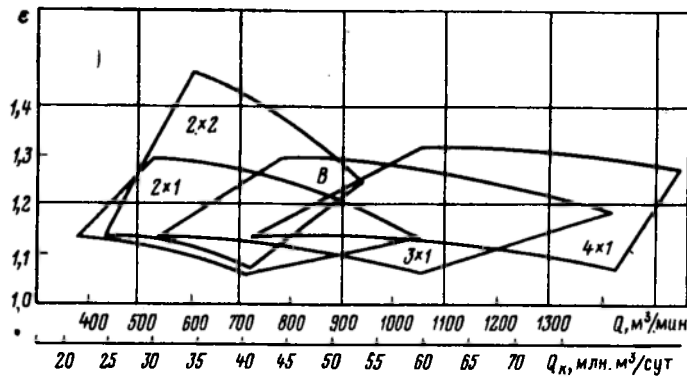


Рис. 1.14. Характеристики совмещенно работающих нагнетателей при различных схемах их соединения на КС

$$\left(\frac{N_i}{\rho_i}\right)_{гр} \left(\frac{n_0}{n}\right)^3 = \left(\frac{N_i}{\rho_i}\right)_{пр1} + \left(\frac{N_i}{\rho_i}\right)_{пр2} \epsilon_1^{1 - \frac{k-1}{k\eta_{пол1}}}; \quad (1.41)$$

$$\left(\frac{N_i}{\rho_i}\right)_{пр.гр} = \left(\frac{N_i}{\rho_i}\right)_{пр1} + \left(\frac{N_i}{\rho_i}\right)_{пр2} \epsilon_1^{1 - \frac{k-1}{k\eta_{пол1}}}. \quad (1.42)$$

После определения $\epsilon_{0,гр}$, $\eta_{пол.гр}$ и $\left(\frac{N_i}{\rho_i}\right)_{пр.гр}$ по величине $Q_{пр1}$ во всем диапазоне изменения подачи первого нагнетателя строят характеристики групп последовательно работающих нагнетателей

$$\epsilon_{0,гр} = f(Q_{пр});$$

$$\eta_{пол.гр} = f_1(Q_{пр});$$

$$\left(\frac{N_i}{\rho_i}\right)_{пр.гр} = f_2(Q_{пр}). \quad (1.43)$$

Приведенные уравнения дают возможность построить характеристики двух и более последовательно работающих нагнетателей, однако даже группа из трех последовательно работающих нагнетателей на практике используется крайне редко. Вид характеристик, совмещенно работающих по различным схемам соединения нагнетателей, показан на рис. 1.13. На рис. 1.14 число слагаемых в обозначении характеристики определяет число параллельно работающих агрегатов, а само число — число последовательно работающих агрегатов. Например, схема $2 \times 2 \times 2$ означает, что

на КС работают параллельно три группы по два последовательно включенных ГПА в каждой группе. Схемы включения 2×3 или 3×2 используются крайне редко и, как правило, только на переходных режимах работы, например при отключении одного из агрегатов.

1.6. Природный газ как топливо для газотурбинных установок

Самым распространенным газообразным топливом для газотурбинных установок является природный газ. Природный газ состоит в основном из метана CH_4 , и, как правило, небольших количеств других газообразных углеводородов, таких, как этан C_2H_6 , пропан C_3H_8 , бутан C_4H_{10} , пентан C_5H_{12} и др. Некоторые виды природного газа содержат до 5–12 % азота N_2 и углекислого газа. К преимуществам газообразного топлива относятся их термическая стабильность и отсутствие сажи и золы в продуктах сгорания. В этом отношении природный газ является идеальным видом топлива для ГТУ.

Основными характеристиками газообразного топлива являются теплота сгорания, или теплотворная способность, Q , жаропродуктивность t_{max} , теоретически необходимый расход воздуха для полного сгорания газа L_0 , газовая постоянная R , энтальпия, или теплосодержание, H , относительная плотность Δ , температура воспламенения $t_{\text{вос}}$, токсичность, содержание сернистых соединений, стоимость газа и др.

Теплота сгорания, или теплотворная способность, топлива Q — важнейшая его характеристика, они показывают, какое количество теплоты выделяется при полном сгорании единицы топлива (кг или м^3) в стандартных условиях. Различают высшую $Q_{\text{в.р}}$ и $Q_{\text{н.р}}$ теплоту сгорания. Высшая теплота сгорания топлива $Q_{\text{в.р}}$ характеризует количество теплоты в кДж/кг, выделяющейся при полном сгорании 1 кг топлива в условиях полной конденсации водяных паров, образующихся при сгорании. Низшая теплота сгорания $Q_{\text{н.р}}$ характеризует количество теплоты в кДж/кг, выделяющейся в условиях отсутствия конденсации водяных паров. Следовательно, низшая теплота сгорания $Q_{\text{н.р}}$ меньше высшей теплоты сгорания $Q_{\text{в.р}}$ на величину теплоты испарения влаги W , если таковая имеется в топливе, и воды, образующейся при сгорании водорода топлива (из 1 кг водорода при сгорании получается 8,94 кг воды).

$$Q_{\text{н.р}} = Q_{\text{в.р}} - 2453,6 (8,94H + W), \quad (1.4)$$

где 2453,6 — теплота парообразования 1 кг влаги при температуре калориметрирования $t_Q = 20^\circ\text{C}$, кДж; H и W — массовое содержание водорода и влаги в 1 кг топлива, %.

Для топлив газотурбинных установок в расчетах используется величина низшей теплотворной способности, поскольку она относится к случаю полного сгорания с образованием паров воды H_2O . А поскольку продукты сгорания уходят из ГТУ с высокой температурой (400–

450 °С), то конденсации образовавшихся водяных паров не происходит.

Теплотворную способность, отнесенную к массе, иногда называют удельной энергией топлива, теплотворную способность, отнесенную к объему, — энергоемкостью.

Удельная энергия, или теплота сгорания 1 кг топлива, целиком зависит от его химического состава и, в частности, от отношения водорода/углерод. Было предложено несколько эмпирических формул для определения теплоты сгорания топлива по данным о его составе. В расчетах для определения низшей теплотворной способности топлива можно использовать формулу, предложенную еще Д.И. Менделеевым:

$$Q_{н.р} = 0,339 C + 1,03 H - 0,109 (O - S) - 0,025 W, \quad (1.45)$$

где $Q_{н.р}$ — низшая теплотворная способность топлива, МДж/кг; C, H, O, S и W — содержание в топливе соответственно углерода, водорода, кислорода, серы и воды, % по массе.

Содержание (в %) элементарного состава топлива можно определить по следующим соотношениям:

$$\begin{aligned} C &= \frac{12,01}{\mu_m} \sum r_i g_i = 12,01 \sum \frac{m_i g_i}{\mu_i}; \\ H &= \frac{1,008}{\mu_m} \sum r_i n_i = 1,008 \sum \frac{m_i n_i}{\mu_i}; \\ S &= \frac{32,06}{\mu_m} \sum r_i p_i = 32,06 \sum \frac{m_i p_i}{\mu_i}; \\ O &= \frac{16,0}{\mu_m} \sum r_i q_i = 16,0 \sum \frac{m_i q_i}{\mu_i}, \end{aligned} \quad (1.46)$$

где r_i и m_i — молярная (объемная) и массовая концентрации отдельных компонентов газообразного топлива в %; g_i, n_i, p_i, q_i — соответственно число атомов углерода, водорода, серы и кислорода в молекуле компонента газообразного топлива (например, для CH_4 $g_i = 1$, $n_i = 4$; для C_2H_6 $g_i = 2$, $n_i = 6$; для H_2S $n_i = 2$; $p_i = 1$ и т.д.); μ_i — молярная масса соответствующих компонентов газообразного топлива; μ_m — молярная масса смеси компонентов топлива:

$$\mu_m = \frac{1}{100} \sum r_i \mu_i = \frac{100}{\sum \frac{m_i}{\mu_i}}. \quad (1.47)$$

Таблица 1.2

Теплота сгорания компонентов газообразного топлива

Компоненты топлива	Молярная масса μ	Низшая теплота сгорания, кДж/кг
Метан CH_4	16,04	50076,5
Этан C_2H_6	30,07	47535
Пропан C_3H_8	44,09	46404,5
Бутан C_4H_{10}	58,12	45772,3
Пентан C_5H_{12}	75,15	45399,6
Оксид углерода CO	28,01	10111,6
Водород H_2	2,016	120028,7
Сероводород H_2S	34,08	14976,9
Ацетилен C_2H_2	26,04	48259,4
Этилен C_2H_4	28,05	47195,9

Если топливо задано величиной молярных концентраций его отдельных компонентов (например, $\text{CH}_4 = 92\%$; $\text{C}_2\text{H}_6 = 5\%$; $\text{C}_3\text{H}_8 = 2\%$ и т.д.), то низшую теплоту сгорания топлива (в кДж) можно определить из соотношения:

$$\bar{Q}_{\text{н.р}} = \frac{\sum r_i \bar{Q}_i}{100} = \mu_m \frac{\sum m_i Q_i}{100}; \quad (1.48)$$

$$Q_{\text{н.р}} = \frac{Q_{\text{н.р}}}{\mu_m} = \sum \frac{m_i Q_i}{100}, \quad (1.49)$$

где $\bar{Q}_{\text{н.р}}$, $\bar{Q}_i$, Q_i — соответственно низшая молярная $\bar{Q}_{\text{н.р}}$ теплота сгорания топлива, низшая молярная $\bar{Q}_i$ и массовая Q_i теплота сгорания i компонента топлива.

Значения теплоты сгорания компонентов газообразного топлива приведены в табл. 1.2.

Если химический состав топлива неизвестен, то его теплотворная способность приближенно может быть определена по относительной плотности Δ , вычисляемой как отношение плотности газа ρ_r к плотности сухого воздуха ρ_v при одних и тех же условиях:

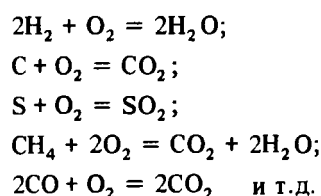
$$Q_{\text{н.р}} = 51,5 - 5,95(1,53 - \Delta) \text{ МДж/кг}. \quad (1.50)$$

Жаропроизводительность t_{max} определяет максимальную температуру, которая получается при полном сгорании топлива в условиях, когда выделяемая теплота полностью расходуется на нагрев продуктов

сгорания. Жаропроизводительность газа определяет эффективность его применения в технике, особенно в высокотемпературных процессах. На основе этого понятия и температуры продуктов сгорания можно определить величину располагаемой теплоты топлива и ее потери с уходящими газами.

Любое топливо содержит горючие и негорючие элементы. Горючими элементами топлива являются углерод, водород и частично сера. Азот и кислород — негорючие составляющие топлива.

Горение газов описывается простыми уравнениями



На основе приведенных уравнений можно подсчитать количество кислорода и воздуха, расходуемых на горение, и установить количество образующихся продуктов сгорания. Действительно, теоретически необходимый расход кислорода для полного окисления горючих элементов рабочего топлива — углерода С, водорода Н и серы S за вычетом кислорода топлива, определяется уравнением:

$$\begin{aligned} \bar{\text{O}}_{\min} &= \left(\frac{\text{C}}{12,01} + \frac{\text{H}}{4 \cdot 1,008} + \frac{\text{S}}{32,06} - \frac{\text{O}}{32} \right) \frac{1}{100} = \\ &= (1 + E) \frac{\text{C}}{12,01} + \frac{\text{S}}{32,06} \frac{1}{100}, \end{aligned} \quad (1.51)$$

где E — характеристика элементарного состава горючей массы топлива — отношение расхода кислорода на окисление свободного водорода ($\text{H} - 0,126 \text{ O}$) к расходу кислорода на окисление углерода и серы ($\text{C} + 0,375 \text{ S}$):

$$E = \frac{\frac{\text{H}}{4,032} - \frac{\text{O}}{32}}{\frac{\text{C}}{12,01} - \frac{\text{S}}{32,06}} = 2,979 \frac{\text{H} - 0,126 \text{ O}}{\text{C} + 0,275 \text{ S}}. \quad (1.52)$$

Отсюда теоретически необходимый расход воздуха (с учетом, что массовое содержание кислорода в воздухе равно 0,2315):

$$\begin{aligned} L_0 &= \frac{32}{0,2315} \bar{\text{O}}_{\min} = \frac{32}{0,2315} (1 + E) \left(\frac{\text{C}}{12,01} + \frac{\text{S}}{32,06} \right) \frac{1}{100} = \\ &= 0,1151 (1 + E) (\text{C} + 0,375 \text{ S}). \end{aligned} \quad (1.53)$$

Газовая постоянная топлива R определяется по значению его средней молярной массы μ_m :

$$R = \frac{\bar{R}}{\mu_m} = \frac{8314}{\mu_m}. \quad (1.54)$$

По физическому смыслу удельная постоянная газа R характеризует в теплотехнических расчетах количество энергии, выделяемой в изобарном процессе ($p = \text{idem}$) при изменении температуры газа на 1°C . Энтальпия характеризует способность топлива поглощать теплоту; она служит также мерой количества теплоты, которое надо затратить, чтобы осуществить заданное изменение температуры топлива.

Относительная плотность топлива Δ связана с его химическим составом и позволяет судить об отношении водород/углерод и теплотворной способности топлива. Значения относительной плотности газообразных топлив находятся в диапазоне 0,60–0,75. Эта характеристика широко используется при расчете газопроводов.

Температура воспламенения характеризует условия зажигания топлива и учитывается при разработке методов оптимального сжигания газа. Токсичность газа обуславливает невозможность его использования в качестве бытового топлива и удовлетворения требованиям техники безопасности при использовании на газопроводах.

Содержание сернистых соединений определяет необходимость очистки газа во избежание коррозии газовых коммуникаций и загрязнения воздушного бассейна.

Стоимость топлива — одна из важнейших его характеристик, определяющая целесообразность и масштабы его использования в народном хозяйстве. В настоящее время природный газ является самым дешевым, чистым и удобным видом топлива для многих топливоиспользующих установок и одновременно ценным химическим сырьем для перерабатывающих заводов. На магистральных газопроводах, где в основном используются газотурбинные установки, работающие на перекачиваемом газе с к.п.д. 20–30 %, расход газа на нужды перекачки достигает 8–10 % от общего объема транспортируемого газа. С точки зрения использования газа как топлива в ГТУ, следует констатировать, что природный газ — идеальный вид топлива для ГТУ. Газоперекачивающие агрегаты работают на том же перекачиваемом газе, природный газ постоянно очищается на входе в компрессорные станции, газ высококалорийный и весьма дешевый для использования на собственные нужды. Вместе с тем природный газ принадлежит к невозобновляемым сырьевым ресурсам страны и, следовательно, требует к себе самого внимательного отношения, прежде всего в части экономии его как топлива на компрессорных станциях.

Пример 1.1. Проанализировать режим работы КС, перекачивающей природный газ в количестве $Q_{\text{КС}} = 40$ млн. $\text{м}^3/\text{сут}$ агрегатами ГТ-6-750

мощностью 6000 кВт каждый с нагнетателями типа Н-300-1,23 и работающими по схеме 2×2. Номинальная частота вращения нагнетателя $n_0 = 6150$ об/мин. Давление газа на входе в КС составляет $p_{в1} = 3,5$ МПа, температура $T_{в} = 280$ К. Перекачиваемый природный газ содержит 94 % метана, 4 % этана и 2 % пропана. Фактор сжимаемости $z = 0,91$; показатель адиабаты $K = 1,31$.

1. Абсолютную плотность перекачиваемого газа как плотность газовой смеси определяют по правилу аддитивности:

$$\rho_m = r_1 \rho_1 + r_2 \rho_2 + r_3 \rho_3 = 0,94 \cdot 0,717 + 0,04 \cdot 1,344 + 0,02 \cdot 1,967 = 0,767 \text{ кг/м}^3,$$

где r_1, r_2, r_3 — объемные концентрации компонентов смеси; ρ_1, ρ_2, ρ_3 — плотности компонентов смеси.

Относительная плотность перекачиваемого газа ($\rho_{в}$ — плотность воздуха при стандартных условиях, $\rho_{в} = 1,206$)

$$\Delta = \frac{\rho_m}{\rho_{в}} = \frac{0,767}{1,206} = 0,636.$$

2. Определяем газовую постоянную газа: ($\bar{R}$ — универсальная газовая постоянная, $\bar{R} = 8314$ Дж/(кг·К); $R_{в}$ — газовая постоянная воздуха, $R_{в} = 278,1$ Дж/(кг·К))

$$R = \frac{278,1}{\Delta} = \frac{278,1}{0,636} = 437,26 \text{ Дж/кг·К}.$$

3. Определяем плотность газа при стандартных условиях на входе в нагнетатель первой ступени сжатия

$$\rho_{в1} = \frac{p_{в1}}{z R T_{в1}} = \frac{3,5 \cdot 10^6}{0,91 \cdot 437,26 \cdot 280} = 31,41 \text{ кг/м}^3.$$

Плотность газа при стандартных условиях на входе в первый нагнетатель

$$\rho_m = \Delta \rho_{в} = 0,636 \cdot 1,206 = 0,767 \text{ кг/м}^3.$$

4. Подача одной из групп последовательно соединенных нагнетателей составляет

$$Q_1 = Q_2 = \frac{Q_{кс}}{2} = \frac{40}{2} = 20 \text{ млн м}^3/\text{сут}.$$

5. Объемная подача первого нагнетателя ступени по условиям всасывания

$$Q_{в,1} = \frac{Q_1 \rho_m}{24 \cdot 60 \rho_{в,1}} = \frac{20 \cdot 10^6 \cdot 0,767}{24 \cdot 60 \cdot 31,41} = 339,2 \text{ м}^3/\text{мин.}$$

6. Как следует из характеристики нагнетателя Н-300-1,23 (см. рис. 1.12) зона наивысшего к.п.д. нагнетателя соответствует интервалу подачи $Q_{пр} = 300 \div 350 \text{ м}^3/\text{мин.}$ Используя соотношение (1.20), найдем возможный диапазон изменения частоты оборотов нагнетателя первой ступени сжатия

$$n_1 = n_0 \frac{Q_{в,1}}{Q_{пр}} = 6150 \frac{339,2}{290 \div 410} \approx 7000 \div 5100 \text{ об/мин.}$$

Примем $n = 6300 \text{ об/мин}$ и по соотношению (1.20) находим приведенный расход по первому нагнетателю

$$Q_{пр,1} = Q_{в,1} \frac{n_0}{n_1} = 339,2 \frac{6150}{6300} = 331,1 \text{ м}^3/\text{мин.}$$

7. Из соотношения (1.19) получим

$$\left(\frac{n_1}{n_0}\right)_{пр} = \frac{n_1}{n_0} \sqrt{\frac{z_{пр} R_{пр} T_{в.пр}}{z_{в} R T_{в}}} = \frac{6300}{6150} \sqrt{\frac{0,91 \cdot 490,5 \cdot 288}{0,91 \cdot 437,26 \cdot 280}} = 1,1 \text{ л.}$$

Здесь $z_{пр}$, $R_{пр}$, $T_{пр}$ — значения приведенных величин, взятых из рис. 1.12.

8. По графику рис. 1.12 находим

$$\epsilon_1 = 1,31; \quad \left(\frac{N_{i1}}{\rho_{в1}}\right)_{пр} = 190 \text{ кВт}/(\text{кг} \cdot \text{м}^3).$$

Потребляемая первым нагнетателем внутренняя мощность по соотношению (1.21) составит:

$$N_{i1} = \rho_{в1} \left(\frac{N_{i1}}{\rho_{в1}}\right)_{пр} \cdot \left(\frac{n_1}{n_0}\right)_{пр}^3 = 31,41 \cdot 190 \cdot 1,1^3 = 7940 \text{ кВт.}$$

9. Так как потребляемая мощность оказалась значительно выше номинальной (6000 кВт), надо значительно уменьшать частоту вращения нагнетателя и в той же последовательности провести расчеты еще раз, пока не будут получены приемлемые результаты загрузки ГТУ.

Примем частоту вращения $n_1 = 5500$ об/мин, тогда по графику рис. 1.12 находим $\epsilon = 1,2$

$$\left(\frac{N_{i1}}{\rho_{в1}}\right)_{пр} = 200 \text{ кВт/кг} \cdot \text{м}^3.$$

Потребляемая мощность нагнетателем в этом случае составит

$$N_{i1} = \rho_{в1} \left(\frac{N_{i1}}{\rho_{в1}}\right)_{пр} \cdot \left(\frac{n_1}{n_0}\right)_{пр}^3 = 31,41 \cdot 200 \cdot 0,96^3 = 5560 \text{ кВт}.$$

10. Мощность на валу ГТУ первой ступени сжатия составит

$$N_1 = N_{i1} + N_{мех} = 5560 + 100 = 5660 \text{ кВт}.$$

Здесь $N_{мех} = 100$ кВт — потери мощности ГТУ на механические сопротивления в системе ГТУ — нагнетатель.

11. Давление газа на выходе из нагнетателя первой ступени

$$p_{н1} = \epsilon_1 p_{в1} = 1,2 \cdot 3,5 = 4,20 \text{ МПа}.$$

Температура газа после нагнетателя первой ступени определяется из уравнения политропы реального процесса сжатия ($\eta_{пол}$ — политропный к.п.д. нагнетателя, по данным рис. 1.12 для данного режима работы $\eta_{пол} = 0,8$):

$$T_{н1} = T_1 \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{k-1}{k\eta_{пол}}} = 280 \cdot 1,2^{\frac{1,31-1}{1,31 \cdot 0,8}} = 295,7 \text{ К}.$$

12. Давление газа на входе в нагнетатель второй ступени определяется с учетом потери давления Δp в обвязке между первой и второй ступенями ($\Delta p \approx 0,01 \div 0,013$ МПа)

$$p_{в2} = p_{н1} - (0,01 \div 0,013) = 4,2 - 0,011 = 4,19 \text{ МПа}.$$

13. Плотность газа на входе в нагнетатель второй ступени сжатия (принимается, что температура газа на входе равна температуре газа на выходе предыдущей ступени $T_{н1} = T_{в,2}$):

$$\rho_{в2} = \frac{p_{в,2}}{z_v R T_{в,2}} = \frac{4,19 \cdot 10^6}{0,91 \cdot 437,26 \cdot 295,7} = 35,61 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}.$$

14. Объемная подача нагнетателя второй ступени при условиях всасывания

$$Q_{в2} = \frac{Q_1 \rho_m}{24 \cdot 60 \cdot \rho_{в,2}} = \frac{20 \cdot 10^6 \cdot 0,767}{24 \cdot 60 \cdot 35,61} = 299,15 \text{ м}^3/\text{мин.}$$

15. По данным рис. 1.12 для зоны наивысшего к.п.д. нагнетателя диапазон изменения частоты вращения равен:

$$n_2 = n_0 \frac{Q_{в,2}}{Q_{пр}} = 6150 \frac{299,15}{290 \div 410} \approx 6300 \div 4500 \frac{\text{об}}{\text{мин.}}$$

По паспорту для данного нагнетателя

$$n_{\min} = 4300 \text{ об/мин.}$$

16. Принимая $n_2 = n_1 = 5500$ об/мин, проводим расчет аналогично расчету предыдущей ступени.

17. Приведенная подача:

$$Q_{пр2} = Q_{в2} \frac{n_0}{n_1} = 299,15 \cdot \frac{6150}{5500} = 334,5 \text{ м}^3/\text{мин.}$$

18. Приведенная частота вращения нагнетателя

$$\left(\frac{n_2}{n_0}\right)_{пр} = \frac{n_2}{n_0} \sqrt{\frac{z_{пр} R_{пр} T_{пр}}{z_{в} R T_{в}}} = \frac{5500}{6150} \sqrt{\frac{0,91 \cdot 490,5 \cdot 288}{0,91 \cdot 437,26 \cdot 295,7}} = 0,935.$$

19. По данным рис. 1.12 находим для $Q_{пр2} = 353,8 \text{ м}^3/\text{мин}$ и

$$\left(\frac{n_2}{n_0}\right)_{пр} = 0,935 \quad \epsilon_2 = 1,23,$$

$$\left(\frac{N_{i2}}{\rho_{в2}}\right)_{пр} = 1,92 \text{ кВт}/(\text{кг} \cdot \text{м}^3).$$

20. Внутренняя мощность, потребляемая нагнетателем второй ступени сжатия,

$$N_{i2} = \rho_{в2} \left(\frac{N_{i2}}{\rho_{в2}}\right)_{пр} \left(\frac{n_2}{n_0}\right)_{пр}^3 = 35,61 \cdot 1,92 \cdot 0,935^3 = 5,589 \text{ кВт.}$$

Мощность на валу ГТУ нагнетателя

$$N_2 = N_{i2} + N_{\text{мех}} = 5589 + 100 \approx 5690 \text{ кВт.}$$

21. Давление газа на выходе из нагнетателя второй ступени

$$p_{2\text{н}2} = \epsilon_2 p_{\text{в}2} = 1,23 \cdot 4,19 = 5,15 \text{ МПа.}$$

Предельно допустимое давление на выходе КС

$$p_{2\text{н}2} = 5,4 \div 5,5 \text{ МПа.}$$

22. Температура газа на выходе из нагнетателя второй ступени

$$T_{\text{н}2} = T_{\text{в}2} \epsilon_2^{\frac{k-1}{k\eta_{\text{пол}}}} = 295,7 \cdot 1,23^{\frac{1,31-1}{1,31 \cdot 0,8}} = 314,6 \text{ К.}$$

Нагнетатели первой и второй ступени могут работать и при разных частотах вращения. Важно, чтобы они работали в области больших к.п.д.

Приведенный к.п.д. группы последовательно работающих нагнетателей по уравнению (1.38) составит

$$\eta_{\text{пол}} = \frac{\ln(\epsilon_1 \epsilon_2)}{\frac{1}{\ln(\epsilon_1^{\frac{1}{\eta_{\text{пол}1}}})} + \frac{1}{\ln(\epsilon_2^{\frac{1}{\eta_{\text{пол}2}}})}} \approx 0,80.$$

Аналогично по уравнениям (1.39)–(1.42) может быть определена и приведенная мощность группы работающих агрегатов.

Пример 1.2. Определить теплоту сгорания природного газа следующего молярного состава: $\text{CH}_4 = 92\%$; $\text{C}_2\text{H}_6 = 4\%$; $\text{C}_3\text{H}_8 = 2\%$; $\text{C}_4\text{H}_{10} = 1\%$; $\text{N}_2 = 1\%$.

Решение 1. Средняя молярная масса топлива по уравнению (1.47)

$$\mu_m = \frac{1}{100} \sum r_i \mu_i = \frac{1}{100} (92 \cdot 16,04 + 4 \cdot 30,07 + 2 \cdot 44,09 + 1 \cdot 58,12 + 1 \cdot 28,02) = 17,70.$$

2. Низшая теплота сгорания 1 кмоль топлива по уравнению (1.48)

$$\overline{Q}_{\text{нр}} = \frac{\sum r_i \overline{Q}_i}{100} = \frac{1}{100} (92 \cdot 16,04 \cdot 50\,076,5 + 4 \cdot 30,07 \cdot 47\,535,0 + 2 \cdot 44,09 \cdot 46\,404,5 + 1 \cdot 58,12 \cdot 45\,772,3) = 863\,666,3 \text{ кДж/кмоль.}$$

3. Низшая теплота сгорания 1 кг топлива по уравнению (1.49)

$$Q_{н.р} = \frac{\overline{Q}_{н.р}}{\mu_m} = \frac{863\,666,3}{17,70} = 48\,794,7 \text{ кДж/кг.}$$

4. Низшая теплота сгорания 1 м³ газа:

$$Q_{н.р(0,760)} = \frac{\overline{Q}_{н.р}}{22,414} = \frac{863\,666,3}{22,414} = 38\,532,4 \frac{\text{кДж}}{\text{км}^3}.$$

Глава 2

ПРИНЦИПИАЛЬНЫЕ СХЕМЫ И ТЕРМОДИНАМИКА ГАЗОТУРБИННЫХ УСТАНОВОК

2.1. Понятие о газовой турбине и основные термодинамические характеристики простейшей газотурбинной установки открытого цикла

Газотурбинной установкой (ГТУ) называют установку, состоящую из трех основных элементов: воздушного компрессора, камеры сгорания и газовой турбины. В качестве рабочего тела используется неконденсирующийся газ, наиболее часто — продукты сгорания. Термин турбина происходит от латинского *turbineus* — вихреобразный или *turbo* — волчок. Турбина и есть тяговый двигатель, в котором механическая работа на валу машины получается за счет преобразования кинетической энергии газовой струи, в свою очередь полученной в результате преобразования потенциальной энергии сгоревшего топлива.

В основе современных представлений о превращении теплоты в работу лежат два важнейших положения термодинамики: во-первых, невозможность создания вечного двигателя первого рода (следствие первого начала термодинамики) и, во-вторых, невозможность создания вечного двигателя второго рода, в котором теплота полностью превращалась бы в работу (следствие второго начала термодинамики).

Для того чтобы создать тепловой двигатель, необходимо, как известно из термодинамики, по крайней мере, наличие двух тепловых источников — источника высокой температуры (нагреватель), от которого получают теплоту для преобразования части ее в работу, и источника низкой температуры, которому отдается часть неиспользованной в двигателе теплоты. Таким образом, как это следует из законов термодинамики, в работу можно превратить только часть теплоты, передаваемой от тел более нагретых к телам менее нагретым.

Непременным условием создания любого теплового двигателя является наличие материальной среды — рабочего тела. В качестве рабочего

тела в двигателях целесообразнее всего использовать газы, получающиеся при сгорании топлива, так как именно они имеют при этом наивысшую температуру. Законы термодинамики показывают, что термический к.п.д. двигателя тем выше, чем больше высшая температура рабочего тела в пределах его цикла. Следовательно, всякий тепловой двигатель должен состоять из нагревателя, расширительной машины, холодильника и компрессорной машины. Чтобы непрерывно превращать теплоту в работу, необходимо, наряду с расширением, осуществлять компримирование рабочего тела, причем при таких условиях, чтобы работа сжатия в круговом процессе была меньше работы расширения. Получаемая в тепловом двигателе полезная работа определяется как разность работ расширения и сжатия рабочего тела.

В зависимости от способов подвода теплоты к рабочему телу, организации процессов сжатия и расширения рабочего тела газотурбинные установки могут быть выполнены по открытому (разомкнутому), закрытому (замкнутому) и полужакрытому циклам. Возможны также открытые схемы ГТУ с поршневыми генераторами газов.

В ГТУ открытого цикла наружный воздух, пройдя процесс сжатия, систему подвода теплоты и процесс расширения, выбрасывается в атмосферу и его уже нельзя вернуть в установку в качестве рабочего тела, т.е. посредством всасывания воздуха и выпуска газов в атмосферу осуществляется постоянная замена рабочего тела в цикле двигателя.

В ГТУ закрытого цикла в системе, находящейся под относительно высоким давлением, постоянно циркулирует одно и то же количество рабочего тела. Поэтому в замкнутых циклах подвод и отвод теплоты к рабочему телу осуществляется через теплопередающую поверхность и рабочее тело не смешивается с продуктами сгорания топлива и окружающим воздухом.

ГТУ полужакрытого типа являются установками промежуточной схемы между ГТУ открытого и закрытого циклов. Разомкнутая часть схемы служит для подвода воздуха из атмосферы в замкнутую часть и отвода из нее избыточного рабочего тела (ГОСТ 23290—78).

Наибольший практический интерес для газовой и нефтяной промышленности представляют ГТУ открытого цикла, как наиболее простые и надежные в конструктивном отношении. Установки именно этих схем и получили наибольшее распространение в промышленности.

Представление о простейшей ГТУ, работающей по открытому циклу, с подводом теплоты к воздуху в камере сгорания при постоянном давлении ($p = \text{const}$) дает рис. 2.1.

Схема I соответствует варианту ГТУ в одновальном исполнении; схема II — варианту ГТУ в двухвальном исполнении (ГТУ с независимой силовой турбиной).

Рабочий процесс ГТУ простейшей схемы осуществляется следующим образом: атмосферный воздух, пройдя систему фильтров, поступает на вход осевого компрессора 1. После сжатия в осевом компрессоре воздух с давлением 0,5–0,7 МПа и температурой 180–240 °С поступает в каме-

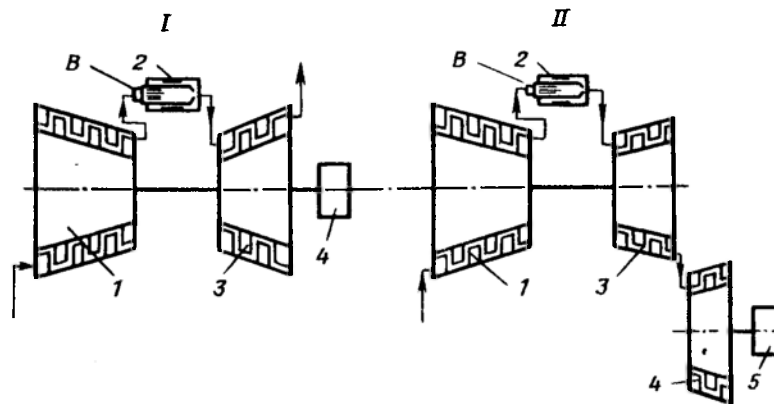


Рис. 2.1. Простейшие принципиальные схемы ГТУ открытого типа:

I – одновальная ГТУ: 1 – осевой компрессор, 2 – камера сгорания; 3 – газовая турбина; 4 – полезная нагрузка; В – подвод топлива; *II* – двухвальная ГТУ: 1 – осевой компрессор, 2 – камера сгорания, 3 – газовая турбина высокого давления, 4 – газовая турбина низкого давления (силовая турбина), 5 – полезная нагрузка; В – подвод топлива

ру сгорания 2, где он разделяется на два потока: меньшая часть непосредственно участвует в процессе горения подведенного извне топлива, большая его часть, пройдя между корпусом камеры сгорания и ее жаровой трубой, служащей для организации процесса сжигания топлива, охлаждает жаровую трубу, а после смешения с продуктами сгорания в конце камеры сгорания снижает температуру газов до величины, обусловленной жаростойкостью лопаток и дисков газовой турбины 3 (750–850 °С в стационарных ГТУ). После прохождения газовой турбины продукты сгорания с температурой порядка 400–450 °С выбрасываются в атмосферу.

Мощность, развиваемая газовой турбиной, расходуемая на привод осевого компрессора (большая ее часть, примерно 60–70 %) и на привод полезной нагрузки (насосы, вентиляторы, нагнетатели и т.д.). С точки зрения основных показателей ГТУ, на номинальной нагрузке схемы *I* и *II* ничем между собой не отличаются, но схема *II* широко используется для стабилизации показателей ГТУ в условиях переменной нагрузки, когда тяговая газовая турбина 4 работает с переменным числом оборотов при различных уровнях мощности полезной нагрузки.

Рассмотрим цикл ГТУ простейшей схемы (рис. 2.2). В качестве рабочего тела примем идеальный газ, подчиняющийся уравнению Клапейрона ($p\nu = RT$) и, следовательно, энтальпию и теплоемкость газа будем рассматривать как функции только температуры.

Атмосферный воздух после прохождения системы фильтров с параметрами p_a , T_a поступает в осевой компрессор 1. Линия $p_a - p_c$ характеризует процесс сжатия в координатах $p - \nu$ в изэнтропийном (обрат-

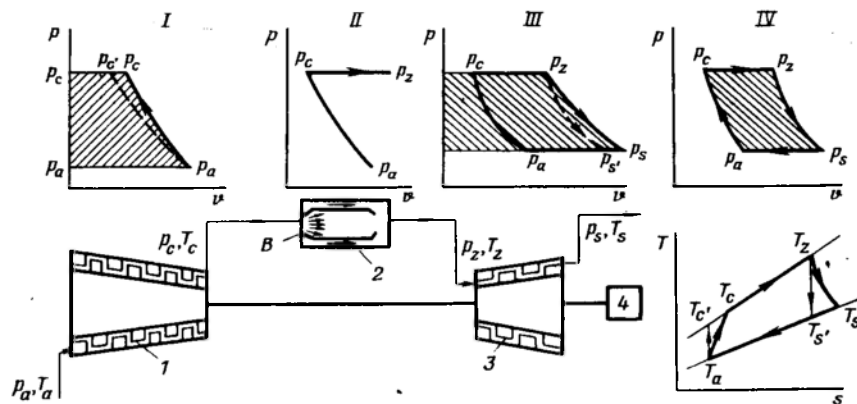


Рис. 2.2. Процессы, происходящие в ГТУ. Цикл ГТУ в координатах $p-v$ и $T-s$: $p_a - p_c$ — сжатие; $p_c - p_z$ — подвод теплоты; $p_z - p_s$ — расширение; $p_s - p_a$ — выхлоп; 1 — осевой компрессор; 2 — камера сгорания; 3 — газовая турбина; 4 — полезная нагрузка; B — подвод теплоты турбины

мом адиабатном) процессе (см. схему I, рис. 2.2); линия $p_a - p_c$ соответствует реальному процессу сжатия от начальных параметров воздуха перед компрессором p_a, T_a до параметров p_c, T_c .

Линия $p_c - p_z$ соответствует условно изобарному процессу подвода теплоты в камере сгорания (см. схему II, рис. 2.2); при этом температура рабочего тела возрастает до значения T_z — величины, обусловленной жаростойкостью лопаток и дисков газовой турбины. Давление рабочего тела при этом несколько снижается вследствие гидравлических потерь в тракте компрессор — камера сгорания — турбина ($p_z < p_c$):

$$p_z = \sigma_1 p_c, \quad (2.1)$$

где σ_1 — коэффициент, учитывающий потери давления между компрессором и турбиной ($\sigma_1 = 0,95 \div 0,96$).

На рис. 2.2 гидравлические потери в тракте ГТУ не учтены.

Линия $p_z - p_s'$ характеризует расширение газа в турбине в изэнтропийном процессе, а линия $p_z - p_s$ соответствует реальному процессу расширения газа в турбине от давления p_z до давления p_s (см. схему III, рис. 2.2). Вследствие потерь давления газа за турбиной $p_s > p_a$:

$$p_a = \sigma_2 p_s = p_{\text{нар}} - \Delta p_{\text{ф}}, \quad (2.2)$$

где σ_2 — коэффициент, учитывающий потери давления в выхлопном тракте ГТУ ($\sigma_2 \approx 0,97 \div 0,98$); $p_{\text{нар}}$ — давление наружного воздуха; $\Delta p_{\text{ф}}$ — сопротивление воздушных фильтров на входе осевого компрессора ($\Delta p_{\text{ф}} = 0,6 \div 1,0$ кПа).

Линия $p_s - p_a$ характеризует выхлоп продуктов сгорания в атмосферу, их охлаждение и замыкание цикла ГТУ (см. схему IV, рис. 2.2).

Из первого начала термодинамики, записанного для реального внешнего неадиабатного процесса ($\delta q^* = dh + \delta w^* = 0$), следует, что удельную работу, затраченную на сжатие 1 кг воздуха $h_{iк}$ в реальном процессе, можно определить по уравнению

$$h_{iк} = c_{pmв} (T_c - T_a), \quad (2.2)$$

где $c_{pmв}$ — средняя теплоемкость воздуха в интервале реальных температур процесса сжатия ($T_c - T_a$).

Соответственно удельная работа расширения h_{iT} 1 кг газа в турбине для реального процесса определяется уравнением:

$$h_{iT} = c_{pmг} (T_z - T_s), \quad (2.3)$$

где $c_{pmг}$ — средняя теплоемкость продуктов сгорания в интервале реальных температур процесса расширения ($T_z - T_s$).

Зависимости (2.3) и (2.4) можно представить и через изоэнтропные (обратимые адиабатные) разности температур процесса сжатия и расширения, если ввести понятия внутренних относительных к.п. компрессора $\eta_{iк}$ и турбины η_{iT} :

$$\eta_{iк} = \frac{c_{pmв} (T_{c'} - T_a)}{c_{pmв} (T_c - T_a)} \approx \frac{T_{c'} - T_a}{T_c - T_a}, \quad (2.4)$$

$$\eta_{iT} = \frac{c_{pmг} (T_z - T_s)}{c_{pmг} (T_z - T_{s'})} \approx \frac{T_z - T_s}{T_z - T_{s'}}. \quad (2.5)$$

Значения величин к.п.д. характеризуют степень совершенства проточных частей компрессора и турбины. Определяют их опытным путем. При проведении расчетов схем ГТУ предполагается, что эти значения известны. Значение относительного к.п.д. для компрессора составляет 0,83–0,87, для турбины — 0,85–0,89.

Сопоставляя (2.3) и (2.4) с (2.5) и (2.6), получаем:

$$h_{iк} = c_{pmв} (T_c - T_a) = \frac{1}{\eta_{iк}} c_{pmв} (T_{c'} - T_a) = \frac{1}{\eta_{iк}} h_{к}; \quad (2.6)$$

$$h_{iT} = c_{pmг} (T_z - T_s) = \eta_{iT} c_{pmг} (T_z - T_{s'}) = \eta_{iT} h_{T}. \quad (2.7)$$

Для обратимого адиабатного процесса справедливы уравнения

$$\frac{T_i}{T_a} = \left(\frac{p_i}{p_a}\right)^{\frac{k_B - 1}{k_B}} = \pi_K^{\frac{k_B - 1}{k_B}}; \quad \frac{T_z}{T_{s'}} = \left(\frac{p_z}{p_{s'}}\right)^{\frac{k_r - 1}{k_r}} = \pi_T^{\frac{k_r - 1}{k_r}}, \quad (2.9)$$

где π_K и π_T — соотношение давлений сжатия и соотношение давлений расширения соответственно

$$\pi_K = \frac{p_i}{p_a}; \quad \pi_T = \frac{p_z}{p_s}; \quad \pi_T = \sigma_1; \quad \sigma_2 \pi_K. \quad (2.10)$$

С учетом уравнений (2.7) и (2.8) можно найти реальные температуры воздуха за компрессором T_c и газа за турбиной T_s :

$$\begin{aligned} T_c &= T_a + \frac{h_{iK}}{c_{pmB}} = T_a + \frac{1}{\eta_{iK}} T_a (\pi_K^{\frac{k_B - 1}{k_B}} - 1) = \\ &= T_a \left[1 + \frac{1}{\eta_{iK}} (\pi_K^{\frac{k_B - 1}{k_B}} - 1) \right]; \end{aligned} \quad (2.11)$$

$$\begin{aligned} T_s &= T_z - \frac{h_{iT}}{c_{pmr}} = T_z - \eta_{iT} T_z \left(1 - \frac{1}{\pi_T^{\frac{k_r - 1}{k_r}}} \right) = \\ &= T_z \left[1 - \eta_{iT} \left(1 - \frac{1}{\pi_T^{\frac{k_r - 1}{k_r}}} \right) \right]. \end{aligned} \quad (2.12)$$

Расчеты по уравнениям (2.7)–(2.12) в том случае, когда показатели процессов близки к единице (что имеет место, например, для адиабатных процессов перегретых паров низкокипящих жидкостей), могут дать большую погрешность. Поэтому плодотворным в этих случаях является приведение уравнений (2.7)–(2.8) к виду произведения [3]:

$$\begin{aligned} i_{ic} &= c_{pmB} (T_c - T_a) = \frac{1}{\eta_{ic}} c_{pmB} (T_{c'} - T_a) = \\ &= \frac{1}{\eta_{ic}} c_{pmB} \left[\left(\frac{p_c}{p_a} \right)^{\frac{k_B - 1}{k_B}} - 1 \right] = \frac{1}{\eta_{ic}} R T_a E(x_a) \ln c; \end{aligned} \quad (2.13)$$

$$\begin{aligned}
 h_{iz} &= c_{pm\Gamma}(T_z - T_s) = \eta_{iz} c_{pm\Gamma}(T_z - T_s) = \\
 &= \eta_{iz} c_{pm\Gamma} T_z \left[1 - \frac{1}{\frac{k_{\Gamma} - 1}{k_{\Gamma}}} \right] = \eta_{iz} R T_z E(x_z) \ln c_z, \quad (2.1)
 \end{aligned}$$

где R — удельная газовая постоянная, определяемая как частное от деления универсальной газовой постоянной $\bar{R}$ на молярную массу газа

$$R = \frac{\bar{R}}{\mu} = \frac{8314}{\mu}; \quad (2.1)$$

$E(x_a)$, $E(x_z)$ — вспомогательные показательные функции для процессов сжатия $E(x_a)$ и расширения $E(x_z)$:

$$E(x_a) = \frac{e^* - 1}{x} = 1 + \frac{x}{2!} + \frac{x^2}{3!} + \dots; \quad (2.1)$$

$$E(x_z) = \frac{e^* - 1}{x e^*} = 1 - \frac{x}{2!} + \frac{x^2}{3!} - \dots, \quad (2.1)$$

x_a , x_z — начальные (расчетные) значения аргументов показательных функции для процессов сжатия x_a и расширения x_z :

$$x_a = \frac{R}{c_{pm\Gamma}} \ln c; \quad x_z = \frac{R}{c_{pm\Gamma}} \ln \frac{1}{c_z}. \quad (2.1)$$

Значения показательных вспомогательных функций $E(x_a)$ и $E(x_z)$ приведены в табл. 2.1 и 2.2.

Количество теплоты, подведенное в камеру сгорания на 1 кг воздуха, поступившего из компрессора, определяется по разности энтальпии в процессе $p_c - p_z$ (см. рис. 2.2):

$$q_{cz} = \frac{1}{\eta_{kc}} c_{pm\Gamma} (T_z - T_c), \quad (2.1)$$

где $c_{pm\Gamma}$ — средняя теплоемкость продуктов сгорания в интервале температур процесса водвода теплоты ($T_z - T_c$); η_{kc} — к.п.д. камеры сгорания, учитывающий неполноту сгорания топлива и потери теплоты через наружные стенки; обычно $\eta_{kc} \approx 0,96 \div 0,97$.

Важнейшей характеристикой цикла ГТУ является ее внутренний термический к.п.д. (η_i), определяемый из сопоставления уравнений (2.7) (2.8) и (2.19), как отношение полезно полученной внутренней работы

Таблица 2.1
Численные значения вспомогательной показательной функции $E(x_a)$ для процесса сжатия ($x_a = \frac{R}{c_{pm}} \ln \frac{p_c}{p_a} > 0$)

$ x $	0	0,01	0,02	0,03	0,04	0,05	0,06	0,07	0,08	0,09
0	1,0	1,005	1,0101	1,0152	1,0203	1,0254	1,0306	1,0358	1,0411	1,0464
0,1	1,0517	1,0571	1,0625	1,0679	1,0734	1,0789	1,0844	1,0900	1,0957	1,1013
0,2	1,1070	1,1128	1,1185	1,1243	1,1302	1,1361	1,1420	1,1480	1,1540	1,1601
0,3	1,1662	1,1723	1,1785	1,1848	1,1910	1,1973	1,2037	1,2101	1,2165	1,2230
0,4	1,2296	1,2361	1,2428	1,2494	1,2562	1,2629	1,2697	1,2766	1,2835	1,2904
0,5	1,2974	1,3045	1,3116	1,3187	1,3259	1,3332	1,3405	1,3478	1,3552	1,3627
0,6	1,3702	1,3778	1,3854	1,3930	1,4008	1,4085	1,4164	1,4242	1,4322	1,4402
0,7	1,4482	1,4563	1,4645	1,4727	1,4810	1,4893	1,4977	1,5062	1,5147	1,5233
0,8	1,5319	1,5406	1,5494	1,5582	1,5671	1,5761	1,5851	1,5942	1,6033	1,6125
0,9	1,6218	1,6311	1,6405	1,6500	1,6595	1,6692	1,6789	1,6886	1,6984	1,7083

Таблица 2.2
Численные значения вспомогательной показательной функции $E(x_z)$ для процесса расширения ($x_z = \frac{R}{c_{pm}} \ln \frac{p_s}{p_z} < 0$)

$ x $	0	0,01	0,02	0,03	0,04	0,05	0,06	0,07	0,08	0,09
0	1,0	0,9950	0,9901	0,9851	0,9803	0,9754	0,9706	0,9658	0,9610	0,9563
0,1	0,9516	0,9470	0,9423	0,9377	0,9332	0,9286	0,9241	0,9196	0,9152	0,9107
0,2	0,9063	0,9020	0,8976	0,8933	0,8891	0,8848	0,8806	0,8784	0,8722	0,8681
0,3	0,8639	0,8598	0,8558	0,8517	0,8477	0,8437	0,8398	0,8359	0,8319	0,8281
0,4	0,8242	0,8204	0,8160	0,8128	0,8090	0,8053	0,8016	0,7979	0,7942	0,7906
0,5	0,7869	0,7833	0,7798	0,7762	0,7727	0,7692	0,7657	0,7622	0,7586	0,7554
0,6	0,7520	0,7486	0,7453	0,7419	0,7386	0,7353	0,7320	0,7288	0,7256	0,7224
0,7	0,7192	0,7160	0,7128	0,7097	0,7066	0,7035	0,7004	0,6974	0,6944	0,6913
0,8	0,6854	0,6824	0,6795	0,6767	0,6736	0,6707	0,6679	0,6650	0,6622	0,6594
0,9	0,6593	0,6565	0,6538	0,6510	0,6483	0,6455	0,6428	0,6401	0,6379	0,6348

к количеству подведенной теплоты q_{cz} :

$$\eta_i = \frac{h_i}{q_{cz}} = \frac{h_{iT} - h_{iK}}{q_{cz}} = \frac{\eta_{iT} c_{pT} T_z (1 - \frac{1}{\pi_T^{\frac{k_T-1}{k_T}}}) - \frac{1}{\eta_{iK}} c_{pT} T_a (\pi_K^{\frac{k_B-1}{k_B}} - 1)}{c_{pT} (T_z - T_c)} \eta_{кс}. \quad (2.20)$$

Если ввести в расчеты значения относительных механических к.п.д. компрессора $\eta_{мех.к}$ и турбины $\eta_{мех.т}$, учитывающих механические потери в компрессоре и турбине, то можно определить удельную эффективную работу ГТУ h_e и эффективный к.п.д. установки на валу машины η_e :

$$h_{ec} = \frac{1}{\eta_{мех.к}} h_{iK}; \quad h_{eT} = \eta_{мех.т} h_{iT}; \quad (2.21)$$

$$h_e = h_{eT} - h_{ec}; \quad \eta_e = \frac{h_e}{q_{cz}}; \quad (2.22)$$

$$\eta_{мех.к} \cong \eta_{мех.т} \approx 0,98.$$

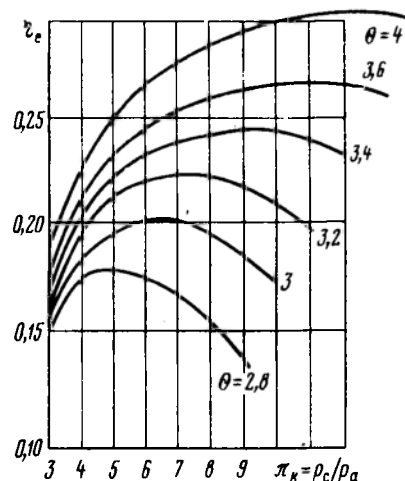
Разделив правые члены уравнения (2.20) на T_a с учетом уравнения (2.11), получим:

$$\eta_i = \frac{\eta_{iT} c_{pT} \theta (1 - \frac{1}{\pi_T^{\frac{k_T-1}{k_T}}}) - \frac{1}{\eta_{iK}} c_{pT} (\pi_K^{\frac{k_B-1}{k_B}} - 1)}{c_{pT} [\theta - 1 - \frac{1}{\eta_{iK}} (\pi_K^{\frac{k_B-1}{k_B}} - 1)]} \eta_{кс}. \quad (2.23)$$

Уравнение (2.23) показывает, что значение внутреннего к.п.д. ГТУ простейшей схемы зависит главным образом от соотношения давлений сжатия по компрессору π_K , соотношения граничных температур цикла $\theta = T_z/T_a$ и относительных к.п.д. компрессора η_{iK} и турбины η_{iT} .

На рис. 2.3 показано изменение внутреннего к.п.д. ГТУ простейшего цикла в зависимости от соотношения давления сжатия π_K при различ-

Рис. 2.3. Зависимость к.п.д. ГТУ простой схемы от соотношения давлений сжатия π_k и соотношения граничных температур цикла θ



ных значениях граничных температур цикла θ . Относительные к.п.д. компрессора и турбины приняты равными $\eta_{i_k} = 0,85$; $\eta_{i_T} = 0,87$. К.п.д. камеры сгорания $\eta_{k.c.} = 0,98$. Расчеты выполнены без учета потерь в газозоудушном тракте ГТУ.

Данные рис. 2.3 показывают, что при увеличении соотношения давлений сжатия к.п.д. ГТУ сначала начинает резко возрастать, а после достижения некоторого максимального значения еще более резко падает. С ростом величины θ к.п.д. установки увеличивается, растет и оптимальное соотношение давлений сжатия, при котором достигается максимальный к.п.д. ГТУ. Современные ГТУ даже без учета гидравлических и механических потерь, утечек рабочего тела через неплотности газозоудушного тракта ГТУ при относительно высоких внутренних к.п.д. компрессора и турбины $\eta_{i_k} \approx 0,85$; $\eta_{i_T} \approx 0,87$ и относительно высоком соотношении граничных температур $\theta = 3,6$, имеют к.п.д. на уровне $\sim 27-29\%$, да и то при трудно достижимых соотношениях давлений сжатия в одном компрессоре ($\pi_k \approx 11 \div 12$).

Относительные внутренние к.п.д. компрессора и турбины также в сильной степени влияют на характеристики ГТУ и, в частности, на значение к.п.д. установки [уравнение (2.23)]. Особенно это относится к к.п.д. турбины, определяющего большее значение слагаемого в соотношении для полезной работы ГТУ, как разности между работой турбины и работой компрессора ($h_{i_T} - h_{i_k}$). Это положение хорошо иллюстрируется данными рис. 2.4, где значения для к.п.д. ГТУ определены при постоянном значении $\theta = 3,2$. Из этих данных следует и причина длительных неудач по созданию эффективных ГТУ; при несовершенстве лопаточного аппарата турбины и компрессора получение приемлемого к.п.д. ГТУ связано с весьма высокими значениями $\theta = T_z/T_a$, причем с ростом θ увеличивается пологость кривой к.п.д. (см. рис. 2.3).

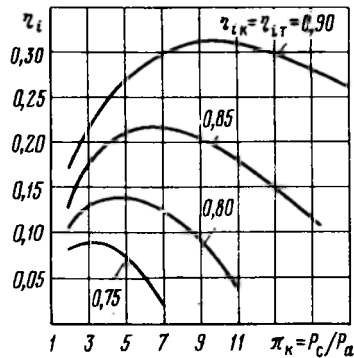


Рис. 2.4. Влияние относительного к.п.д. турбины и к.п.д. компрессора на внутренний к.п.д. ГТУ

Наряду с к.п.д. важной характеристикой цикла ГТУ является коэффициент полезной работы, определяемый как отношение полезной работы ГТУ к работе газовой турбины:

$$\nu = \frac{h_{iТ} - h_{ic}}{h_{iТ}} = \frac{h_i}{h_{iТ}} = 1 - \lambda, \quad (2.24)$$

где λ — соотношение работ компрессора и турбины. С учетом соотношений (2.7) и (2.8) имеем:

$$\begin{aligned} \lambda &= \frac{1}{\eta_{iк} \eta_{iт}} \frac{h_k}{h_t} = \frac{1}{\eta_{iк} \eta_{iт}} \frac{c_{pmв}}{c_{pmг}} \frac{T_a}{T_z} \frac{\left(\frac{T_c'}{T_a} - 1\right)}{\left(1 - \frac{T_s'}{T_z}\right)} = \\ &= \frac{1}{\eta_{iк} \eta_{iт}} \frac{c_{pmв}}{c_{pmг}} \frac{\left(\pi_k^{\frac{k_B-1}{k_B}} - 1\right)}{\theta \left(1 - \frac{1}{\pi_T^{\frac{k_T-1}{k_T}}}\right)} = \frac{c_{pmв} \pi_T^{\frac{k_T-1}{k_T}}}{c_{pmг} \eta_{iк} \eta_{iт} \theta}. \end{aligned} \quad (2.25)$$

Из соотношения (2.25) следует, что с ростом π_k при данном θ , величина λ растет, что неблагоприятно для ГТУ, так как приводит к росту мощности компрессора в долях мощности турбины, уменьшается полезная работа установки по сравнению с работой турбины.

Так как полезная мощность установки определяется разностью мощностей турбины и компрессора, то, чем меньше эта разность в долях мощности турбины, тем резче влияние понижения относительного внутреннего к.п.д. турбины и к.п.д. компрессора на внутренний к.п.д. установки. В этом случае небольшое изменение к.п.д. турбины или ком-

прессора в сторону увеличения приведет и к заметному относительному изменению полезной работы ГТУ и ее к.п.д. Например, влияние изменения внутреннего относительного к.п.д. турбины на внутренний к.п.д. ГТУ при различных значениях λ можно проследить на основе следующих соотношений. При заданных η_{iK} и η_{iT} выражение внутреннего к.п.д. записывается в форме [см. уравнение (2.20)]:

$$\eta_i = \frac{h_{iT} - h_{iK}}{q_{cz}} = \frac{\eta_{iT} h_T - \frac{1}{\eta_{iK}} h_K}{q_{cz}}. \quad (2.26)$$

При изменении внутреннего относительного к.п.д. турбины на величину

$$\Delta e = \frac{\Delta \eta_{iT}}{\eta_{iT}}$$

имеем

$$\eta'_{iT} = \frac{(\eta_{iT} + \Delta e \eta_{iT}) h_T - \frac{1}{\eta_{iK}} h_K}{q_{cz}}. \quad (2.27)$$

Подставляя в уравнение (2.27) выражение из (2.26)

$$q_{cz} = \frac{\eta_{iT} h_T - \frac{1}{\eta_{iK}} h_K}{\eta_i},$$

получаем

$$\eta'_i = \eta_i \frac{\eta_{iT} h_T - \frac{1}{\eta_{iK}} h_K + \Delta e \eta_{iT} h_T}{\eta_{iT} h_T - \frac{1}{\eta_{iK}} h_K} = \eta_i \left(1 + \Delta e \frac{1}{1 - \lambda} \right). \quad (2.28)$$

Если принять $\Delta e = 0,01$, то при $\lambda = 67$ $\eta'_i/\eta_i = 1,03$; при $\lambda = 0$, $\eta'_i/\eta_i = 1,015$, т.е. повышение внутреннего относительного к.п.д. турбины на 1 % в первом случае приводит к повышению к.п.д. ГТУ на 3 % а во втором — на 1,5 %. Приведенные цифры свидетельствуют, что чем меньше величина λ , тем меньше влияние изменения к.п.д. турбины на к.п.д. ГТУ и наоборот. Увеличение температуры перед турбиной (повышение θ) благоприятно влияет на величину λ в сторону ее уменьшения [соотношение (2.25)].

Аналогичным образом можно проследить влияние изменения к.п.д. компрессора $\eta_{ик}$ на к.п.д. ГТУ, причем это влияние несколько меньше, чем влияние $\eta_{ит}$.

Коэффициент полезной работы ГТУ простейшей схемы весьма мал и изменяется в современных установках в диапазоне 0,33–0,38. Соответственно величина λ равна 0,62–0,67.

Важной характеристикой цикла ГТУ является *удельный расход рабочего тела d* (в кг/кДж):

$$d = \frac{G}{N} = \frac{1}{h_i}, \quad (2.29)$$

где G – расход газа по установке, кг/с; N – полезная мощность ГТУ, кВт; h_i – удельная работа установки, кДж/кг.

Характеристики d и h_i определяют работоспособность 1 кг рабочего тела ГТУ. Чем больше величина h_i , тем меньший расход рабочего тела необходим для получения заданной мощности, тем более компактной в конструктивном отношении выглядит газотурбинная установка.

Если построить зависимость $h_i = f(\pi_k)$ с использованием соотношений (2.7) и (2.8), то можно легко показать, что полезная работа в ГТУ простейшей схемы достигает своего максимального значения при меньших значениях соотношения давлений сжатия π_k , чем характеристика к.п.д., $\eta_i = f_i(\pi_k)$.

2.2. Цикл газотурбинной установки с регенерацией теплоты отходящих газов

В простейшей схеме ГТУ продукты сгорания после выхода из газовой турбины через дымовую трубу выбрасываются в атмосферу с температурой 400–450 °С и теплота рабочего тела теряется безвозвратно. В связи с этим представляется целесообразным использовать хотя бы часть этой теплоты для предварительного подогрева воздуха, поступающего в камеру сгорания после компрессора, и снижения тем самым расхода топлива по установке в целом. Поэтому газотурбинная установка с регенерацией – это такая стационарная газотурбинная установка, в которой часть процесса подогрева рабочего тела после сжатия осуществляется теплотой выхлопных газов (ГОСТ 23290–78).

Принципиальная схема такой установки, где уходящие из турбины газы отдают часть своей теплоты воздуху перед поступлением его в камеру сгорания, приведена на рис. 2.5. Использование теплоты отходящих газов осуществляется в специальных теплообменных аппаратах – регенераторах. Принципиальная схема регенеративного использования теплоты отходящих газов ГТУ показана на рис. 2.6.

Эффективность регенератора как теплообменника оценивают сле

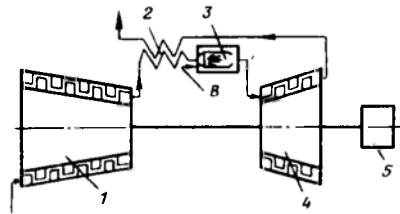


Рис. 2.5. Принципиальная схема ГТУ открытого цикла с регенерацией теплоты отходящих газов:

1 – осевой компрессор, 2 – регенератор; 3 – камера сгорания; 4 – газовая турбина; 5 – полезная нагрузка; В – подвод топлива

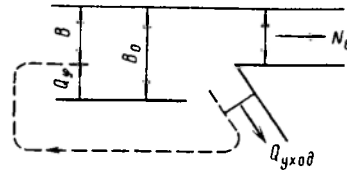


Рис. 2.6. Принципиальная схема регенеративного использования теплоты отходящих газов в цикле газотурбинных установок

пенью (или коэффициентом) регенерации φ , определяемой как отношение фактического повышения температуры воздуха в регенераторе $(T_\varphi - T_c)$ к предельно возможному $(T_s - T_c)$:

$$\varphi = \frac{T_\varphi - T_c}{T_s - T_c}, \quad (2.30)$$

где T_φ – температура воздуха после регенератора (на входе в камеру сгорания), К; T_c – температура воздуха на входе в регенератор (после осевого компрессора), К; T_s – температура продуктов сгорания на входе в регенератор (после газовой турбины), К.

Степень регенерации в значительной степени определяет и площадь поверхности регенератора. Это можно видеть из рассмотрения следующих соотношений.

Количество теплоты, полученное воздухом в регенераторе, с учетом уравнения (2.30) равно:

$$Q = GC_{pmv}(T_\varphi - T_c) = GC_{pmv}\varphi(T_s - T_c). \quad (2.31)$$

Количество теплоты, переданное продуктам сгорания воздуху при противоточной схеме регенератора, определяется уравнением:

$$Q = kF(T_s - T_\varphi), \quad (2.32)$$

где k – коэффициент теплопередачи в регенераторе; F – площадь теплопередающей поверхности регенератора.

Сопоставляя два последних уравнения с учетом соотношения (2.30) получаем:

$$\frac{F}{G} = \frac{\varphi c_{pmv}(T_s - T_c)}{k(T_s - T_\varphi)} = \frac{\varphi c_{pmv}(T_s - T_c)}{k(T_s - T_\varphi + T_c - T_c)} = \frac{c_{pmv}}{k} \frac{\varphi}{1 - \varphi}. \quad (2.33)$$

С учетом того, что мощность ГТУ $N_e = Gh_e$, поверхность регенератора в уравнении (2.33) можно отнести и к мощности установки

$$\frac{E}{N_e} = \frac{c_{pmB}}{kh_e} \frac{\varphi}{1-\varphi} \approx \psi(k, h_e, \varphi). \quad (2.34)$$

Полученное уравнение показывает, что удельная поверхность регенератора F/N_e зависит от степени регенерации φ , и при стремлении φ к единице поверхность регенератора растет неограниченно.

Уменьшить удельную поверхность регенератора можно за счет увеличения коэффициента теплопередачи k и увеличения полезной работы установки h_e . Обычно на практике степень регенерации в стационарных ГТУ ограничивают величиной 0,70–0,80.

Выражение для к.п.д. регенеративной установки можно получить на основе рассмотрения следующих соотношений. Температуру воздуха за регенератором при заданной степени регенерации можно определить из уравнения (2.30):

$$T_\varphi = T_c + \varphi(T_s - T_c)$$

или с учетом уравнений (2.11) и (2.12) получить

$$T_\varphi = T_z \left\{ \frac{1}{\theta} \left(1 + \frac{\pi_K \frac{k_\Gamma - 1}{k_\Gamma} - 1}{\eta_{iK}} \right) + \varphi \left[1 - \eta_{iT} \left(1 - \pi_T \frac{k_\Gamma - 1}{k_\Gamma} \right) - \frac{1}{\theta} \left(1 + \frac{\pi_K \frac{k_\Gamma - 1}{k_\Gamma} - 1}{\eta_{iK}} \right) \right] \right\}. \quad (2.35)$$

По аналогии с уравнением (2.20) и с учетом уравнения (2.35) находим:

$$\begin{aligned} \eta_i &= \frac{h_{iT} - h_{iK}}{q} = \frac{h_{iT} - h_{iK}}{c_{pm}(T_z - T_\varphi)} = \\ &= \frac{\eta_{iT} c_{pmT} T_z \left(1 - \frac{1}{\pi_T \frac{k_\Gamma - 1}{k_\Gamma}} \right) - \frac{1}{\eta_{iK}} c_{pmB} T_a \left(\pi_K \frac{k_B - 1}{k_\Gamma} - 1 \right)}{c_{pmT} [T_z - T_z \left\{ \frac{1}{\theta} \left(1 + \frac{\pi_K \frac{k_B - 1}{k_\Gamma} - 1}{\eta_{iK}} \right) + \varphi \left[1 - \frac{1 - \pi_T \frac{k_\Gamma - 1}{k_\Gamma}}{\eta_{iT}} - \right] \right\}]} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
& \rightarrow \frac{\eta_{\text{КС}} =}{\left[-\frac{1}{\theta} \left(1 + \frac{\pi_{\text{К}}^{\frac{k_{\text{В}}-1}{k_{\text{В}}}} - 1}{\eta_{i\text{К}}} \right) \right]} \\
& \quad \eta_{i\text{T}} c_{p\text{мГ}} \theta \left(1 - \frac{1}{\pi_{\text{К}}^{\frac{k_{\text{В}}-1}{k_{\text{В}}}}} \right) - \frac{1}{\eta_{i\text{К}}} c_{p\text{мВ}} \left(\pi_{\text{К}}^{\frac{k_{\text{В}}-1}{k_{\text{В}}}} - 1 \right) \\
& = \frac{c_{p\text{мГ}} \theta \left[1 - \frac{1}{\theta} \left(1 + \frac{\pi_{\text{К}}^{\frac{k_{\text{В}}-1}{k_{\text{В}}}} - 1}{\eta_{i\text{К}}} \right) \right] + \varphi \left[1 - \frac{1 - \pi_{\text{T}}^{\frac{k_{\text{Г}}-1}{k_{\text{Г}}}}}{\eta_{i\text{T}}} \right]}{\left[-\frac{1}{\theta} \left(1 + \frac{\pi_{\text{К}}^{\frac{k_{\text{В}}-1}{k_{\text{В}}}} - 1}{\eta_{i\text{К}}} \right) \right]} \eta_{\text{КС}} = \\
& \quad \eta_{i\text{З}} c_{p\text{мГ}} \left(1 - \frac{1}{\pi_{\text{К}}^{\frac{k_{\text{В}}-1}{k_{\text{В}}}}} \right) - \frac{1}{\eta_{i\text{К}}} c_{p\text{мВ}} \left(\pi_{\text{К}}^{\frac{k_{\text{В}}-1}{k_{\text{В}}}} - 1 \right) \\
& = \frac{c_{p\text{мГ}} \left[1 - \frac{1}{\theta} \left(1 + \frac{\pi_{\text{К}}^{\frac{k_{\text{В}}-1}{k_{\text{В}}}} - 1}{\eta_{i\text{К}}} \right) \right] + \varphi \left[1 - \frac{1 - \pi_{\text{T}}^{\frac{k_{\text{Г}}-1}{k_{\text{Г}}}}}{\eta_{i\text{T}}} \right]}{\left[-\frac{1}{\theta} \left(1 + \frac{\pi_{\text{К}}^{\frac{k_{\text{В}}-1}{k_{\text{В}}}} - 1}{\eta_{i\text{К}}} \right) \right]} \eta_{\text{КС}} \quad (2.36)
\end{aligned}$$

При $\varphi = 0$ уравнение (2.36) совпадает с уравнением (2.23) для к.п.д. ГТУ без регенерации теплоты отходящих газов.

Зависимость к.п.д. регенеративной установки от соотношения давлений сжатия $\pi_{\text{К}}$ при различной степени регенерации теплоты отходящих

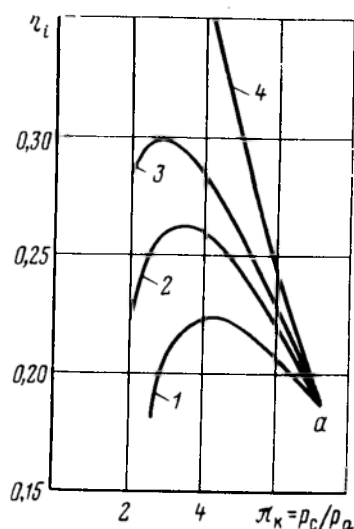


Рис. 2.7. К.п.д. газотурбинной установки с регенерацией теплоты отходящих газов:

1 — $\varphi = 0,5$; 2 — $\varphi = 0,7$; 3 — $\varphi = 0,9$; 4 — $\varphi = 1$; $\eta_{ик} = 0,85$; $\eta_{iT} = 0,87$; $\theta = 3,6$

газов φ показана на рис. 2.7. Данные рис. 2.7 показывают, что с ростом степени регенерации заметно увеличивается к.п.д. установки, а оптимальное соотношение давлений сжатия π_k смещается в сторону малых значений. Последнее объясняется тем, что с уменьшением соотношения давлений сжатия π , в регенераторе увеличивается температурный перепад между продуктами сгорания и воздухом и, следовательно, возрастает эффект от регенерации теплоты отходящих газов на к.п.д. установки. В точке a линии для различных степеней регенерации пересекаются между собой, что свидетельствует об отсутствии температурного перепада между продуктами сгорания и воздухом. Температура газов за турбиной становится равной температуре воздуха за компрессором.

Смещение оптимальных соотношений давлений сжатия по условию $\eta_i = \max$ в сторону меньших значений идет быстрее, чем смещение оптимальных соотношений давления сжатия по условию $h_i = \max$, и при $\varphi \approx 0,5$ оптимальное соотношение давлений сжатия $\pi_{кех}$ соответствует одновременно условиям $h_i = \max$ и $\eta_i = \max$. При меньших степенях регенерации теплоты отходящих газов ($\varphi < 0,5$) оптимальное соотношение давлений сжатия по условию $\eta_i = \max$ больше, чем по условию $h_i = \max$. Слабое смещение оптимальных соотношений давлений сжатия по условию $h_i = \max$ при введении регенерации объясняется тем, что это смещение обусловлено только ростом гидравлических сопротивлений по газозвоздушному тракту регенератора и, как следствие уменьшения удельной работы расширения по турбине из-за уменьшения соотношения давлений расширения π_T .

Экономия топлива от регенеративного использования теплоты (при

той же эффективной мощности двигателя) может быть оценена следующим образом:

$$\epsilon = \frac{B_0 - B}{B_0} = 1 - \frac{B}{B_0} = 1 - \frac{\eta_e^{(0)}}{\eta_e}, \quad (2.37)$$

где B_0, B — расход топлива до введения регенерации B_0 и после введения регенерации B теплоты; $\eta_e^{(0)}, \eta_e$ — к.п.д. газотурбинной установки без регенерации и с регенерацией теплоты соответственно

$$\frac{\eta_e^{(0)}}{\eta_e} = \frac{B}{B_0} = \frac{B Q_{\text{нр}}}{B Q_{\text{нр}} + Q_\varphi} = \frac{B Q_{\text{нр}}}{Q_1}. \quad (2.38)$$

Здесь $B Q_{\text{нр}}$ — теплота топлива, израсходованного в единицу времени; Q_1 — теплота, подведенная в цикле ГТУ, — сумма теплоты топлива и регенеративного слагаемого Q_φ (рис. 2.6):

$$Q_1 = B_0 Q_{\text{нр}} = B Q_{\text{нр}} + Q_\varphi = G c_{p\text{тг}} (T_z - T_c); \quad (2.39)$$

$$Q_\varphi = G c_{p\text{тв}} (T_\varphi - T_c) = \varphi G c_{p\text{тв}} (T_s - T_c). \quad (2.40)$$

Сопоставляя уравнения (2.37) и (2.38), получаем

$$\epsilon = 1 - \frac{B Q_{\text{нр}}}{B Q_{\text{нр}} + Q_\varphi} = \frac{Q_\varphi}{B Q_{\text{нр}} + Q_\varphi} = \frac{Q_\varphi}{Q_1}. \quad (2.41)$$

Отсюда с учетом (2.39) и (2.40) находим

$$\epsilon = \frac{Q_\varphi}{Q_1} = \frac{\varphi c_{p\text{тв}} (T_s - T_c)}{c_{p\text{тг}} (T_z - T_c)} \cong \varphi \frac{T_s - T_c}{T_z - T_c}. \quad (2.42)$$

Мощность газотурбинного двигателя N_e , как известно, равна разности мощностей собственно турбины $N_{e\text{т}}$ и компрессора $N_{e\text{к}}$:

$$N_e = \eta_e^{(0)} Q_1 = N_{e\text{т}} - N_{e\text{к}} = N_{e\text{т}} (1 - \lambda); \quad (2.43)$$

$$N_{e\text{т}} = G c_{p\text{тг}} (T_z - T_s) = \frac{T_z - T_s}{T_z - T_c} Q_1, \quad (2.44)$$

где λ — соотношение мощностей компрессора $N_{e\text{к}}$ и газовой турбины $N_{e\text{т}}$ газотурбинной установки.

Коэффициент полезного действия газотурбинного двигателя регенерации теплоты

$$\begin{aligned}\eta_e^{(0)} &= \frac{N_e}{Q_1} = \frac{N_{eT}(1-\lambda)}{Q_1} = (1-\lambda) \frac{T_z - T_s}{T_z - T_c} = \\ &= (1-\lambda) \left(1 - \frac{T_s - T_c}{T_z - T_c}\right).\end{aligned}\quad (2.4)$$

Используя соотношение (2.42), получаем

$$\frac{\epsilon}{\varphi} = \frac{T_s - T_c}{T_z - T_c}.$$

Из сопоставления (2.37) и (2.45) окончательно получим

$$\epsilon = \frac{B_0 - B}{B_0} = \left(1 - \frac{\eta_e^{(0)}}{1-\lambda}\right)\varphi;\quad (2.4)$$

$$\frac{\partial \epsilon}{\partial \varphi} = 1 - \frac{\eta_e^{(0)}}{1-\lambda}.\quad (2.5)$$

Для современных простейших стационарных ГТУ характерны следующие значения

$$\eta_e^{(0)} \approx 0,22; \quad \lambda \approx 0,65; \quad \frac{\partial \epsilon}{\partial \varphi} \approx 1 - \frac{0,22}{0,35} \approx 0,372.\quad (2.6)$$

Это значит, что при степени регенерации $\varphi = 0,7$ в газотурбинных установках может быть получена экономия топлива $\epsilon = 0,372 \cdot 0,71 = 0,26$, т.е. около 30% (предполагается, что соотношение граничных давлений цикла и соотношение мощностей λ в регенеративных и нерегенеративных ГТУ сохраняется неизменным).

Вывод об экономии топливного газа в регенеративных ГТУ (по сравнению с безрегенеративными) получен в условиях номинального режима работы ГТУ и без учета утечек воздуха через неплотности регенератора, которые могут заметно снизить мощность и экономичность газотурбинной установки.

2.3. Схемы газотурбинных установок с промежуточным отводом теплоты при сжатии и промежуточным подводом теплоты при расширении

Газотурбинные установки простейших схем получили наибольшее распространение на газопроводах прежде всего из-за простоты конструкции, большой удельной мощности (N_e / G) и достаточно высокой надежности в эксплуатации, несмотря на свой относительно низкий к.п.д. (например, по сравнению с поршневыми ДВС).

За счет введения в схему ГТУ различного рода теплотехнических мероприятий (отвод теплоты при сжатии, подвод теплоты при расширении, регенерации) можно значительно улучшить основные показатели ГТУ: повысить к.п.д., коэффициент полезной работы ν , удельную мощность установки h_i , уменьшить удельный расход рабочего тела d . Отсюда и вытекают различные схемы ГТУ, в которых стремятся уменьшить работу сжатия, увеличить работу расширения, уменьшить (в частности, за счет регенерации) количество подводимого топлива в камере сгорания и все это, с целью повышения к.п.д. и других показателей газотурбинной установки.

Принципиальные схемы таких ГТУ показаны на рис. 2.8. Цикл ГТУ с промежуточным отводом теплоты при сжатии, промежуточным подогревом и с регенерацией (схема VI) в координатах $T-S$ показан на рис. 2.9. Работа ГТУ такой схемы (схема VI, рис. 2.8) осуществляется следующим образом. Наружный воздух после прохождения системы воздушных фильтров с давлением p_a и температурой T_a поступает на вход осевого компрессора низкого давления КНД, где сжимается до давления p_a' и температуры T_c' . После КНД воздух поступает в промежуточный поверхностный холодильник δ , где его температура понижается до величины T_a' , и далее воздух вновь сжимается в компрессоре высокого давления КВД до p_c и температуры T_c . В промежуточном холодильнике δ обычно воздух охлаждается водой, подаваемой насосом. Температура воздуха на выходе из промежуточного холодильника обычно на 25–30 °С выше, чем на входе в КНД. После сжатия в КВД воздух поступает в регенератор, где подогревается отходящими из турбины газами до температуры T_ϕ . После регенератора воздух поступает в камеру сгорания, которую обычно называют камерой сгорания высокого давления, где за счет подвода и сжигания топлива температура продуктов сгорания на входе в турбину высокого давления ТВД достигает заданной величины T_z , обусловленной жаростойкостью дисков и лопаток ТВД. В ТВД газ расширяется с давления p_z до давления p_s' и с температурой T_s' , поступает в камеру сгорания низкого давления, где за счет сжигания дополнительного топлива, подаваемого в эту камеру, его температура доводится до T_z' , обычно равной или близкой к температуре T_z .

Дополнительное сжигание топлива во второй камере сгорания (по

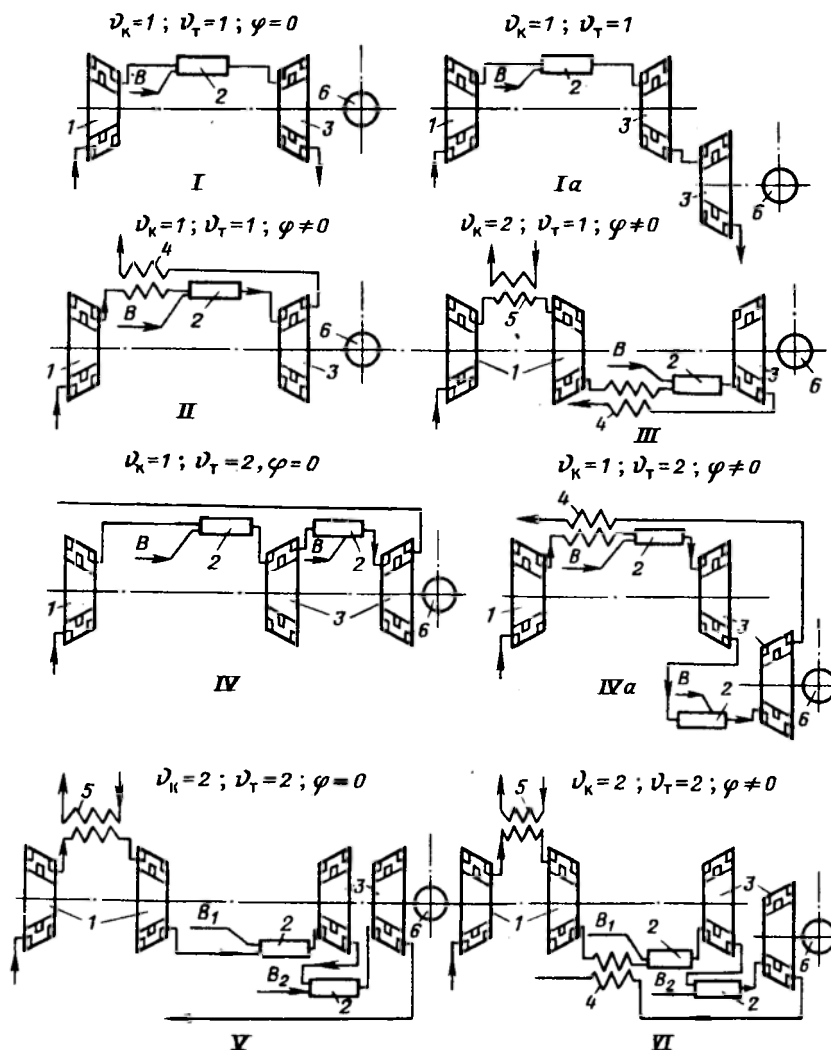
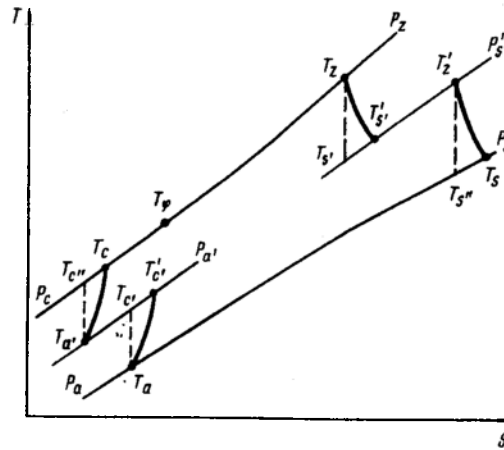


Рис. 2.8. Принципиальные схемы ГТУ открытого цикла:

1 – компрессор, 2 – камера сгорания; 3 – газовая турбина; 4 – регенератор; . промежуточный холодильник; 6 – электрогенератор или приемник механической работы; B – подача топлива; v_k – число компрессоров; v_t – число турбин

ходу движения газа) не вызывает особых затруднений в силу того, что продукты сгорания после ТВД имеют большой избыток воздуха и количество кислорода составляет здесь примерно 80 % от количества кислорода воздуха.

Рис. 2.9. Цикл ГТУ с промежуточным отводом теплоты при сжатии, регенерацией и промежуточным подводом теплоты при расширении



После расширения в турбине низкого давления (ТНД) продукты сгорания, пройдя регенератор, выбрасываются в атмосферу. На диаграмме $T-S$ (см. рис. 2.9) падение давления в теплообменных аппаратах не показано. Обычно оно составляет $\Delta p/p = 2 \div 3 \%$.

Цикл рассмотренной схемы ГТУ и ограниченный на диаграмме рис. 2.9 значениями температур рабочего тела $T_a, T_{c'}, T_{a'}, T_{c''}, T_z, T_{s'}, T_z, T_{s''}$ характеризует обратимый цикл с адиабатным сжатием в КНД и КВД соответственно по линиям $T_a - T_{c'}$ и $T_{a'} - T_{c''}$ и адиабатным расширением в ТВД и ТНД соответственно по линиям $T_z - T_{s'}$ и $T_z - T_{s''}$.

К.п.д. приведенной схемы ГТУ в общем случае определяется уравнением:

$$\eta_l = \frac{(h_{i_T}' + h_{i_T}'') - (h_{i_K}' + h_{i_K}'')}{q_1 + q_2} \quad (2.49)$$

Коэффициент полезной работы ν :

$$\nu = 1 - \frac{h_{i_K}' + h_{i_K}''}{h_{i_T}' + h_{i_T}''} \quad (2.50)$$

где h_{i_T}' и h_{i_T}'' — значения удельных работ расширения в ТВД и в ТНД соответственно; h_{i_K}' и h_{i_K}'' — значения удельных работ сжатия в КНД и в КВД соответственно; $q_1 + q_2$ — сумма удельных количеств теплоты, подведенных в камерах сгорания.

Значения удельных работ сжатия h_{i_K} и расширения h_{i_T} , а также удельных количеств теплоты определяются соответственно по уравнениям (2.7), (2.8) и (2.19) с учетом соответствующих значений параметров рабочего тела в цикле ГТУ.

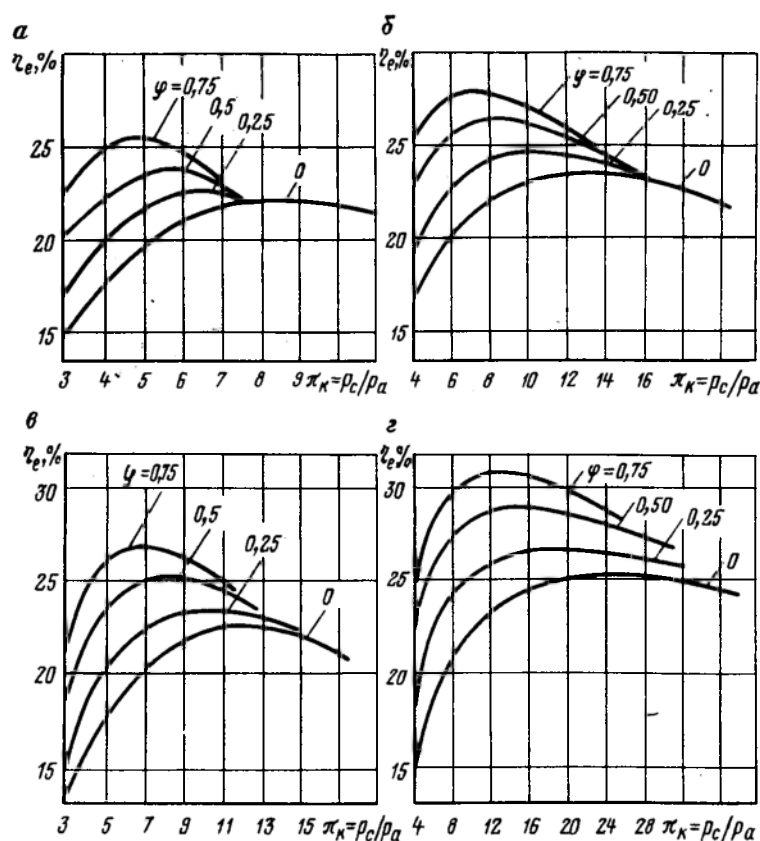


Рис. 2.10. Зависимость к.п.д. ГТУ ряда схем при различных значениях коэффициента регенерации теплоты φ от соотношения давлений сжатия π_k :
 а – простейшая схема ($\nu_k = 1, \nu_t = 1$); б – схема с промежуточным отводом теплоты при сжатии ($\nu_k = 2; \nu_t = 1$); в – схема с промежуточным подводом теплоты при расширении ($\nu_k = 1; \nu_t = 2$); г – схема с промежуточным отводом теплоты при сжатии и промежуточным подводом теплоты при расширении ($\nu_k = 2, \nu_t = 2$)

Результаты сопоставительного термодинамического анализа различных схем ГТУ по определению их основных характеристик приведены на рис. 2.10 и 2.11, а также в табл. 2.3. Расчеты выполнены при температуре наружного воздуха $t_a = +15^\circ\text{C}$, температуре газов перед турбиной 700°C , относительных адиабатных к.п.д. осевого компрессора $\eta_{ik} = 0,85$, турбины $\eta_{it} = 0,87$, камеры сгорания $\eta_{k.c} = 0,97$ ее гидравлическом сопротивлении $0,01\text{ МПа}$; ν_c – число компрессоров сжатия с промежуточным отводом теплоты; ν_z – число турбин расширения с промежуточным подводом теплоты.

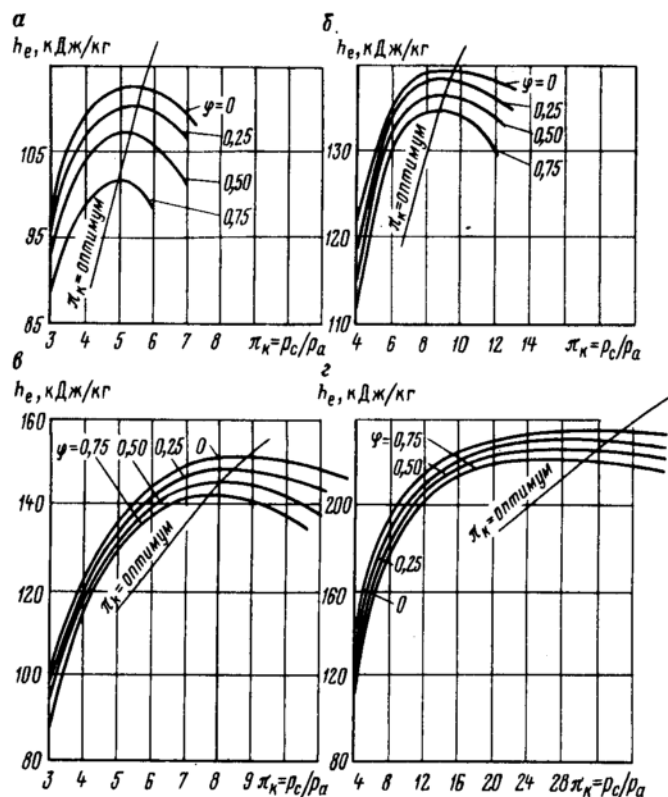


Рис. 2.11. Зависимость эффективной работы в различных схемах ГТУ от соотношения давлений сжатия π_k :

а – простейшая схема ($\nu_k = 1, \nu_t = 1$); б – схема с промежуточным отводом теплоты при сжатии ($\nu_k = 2, \nu_t = 1$); в – схема с промежуточным подводом теплоты при расширении ($\nu_k = 1, \nu_t = 2$); г – схема с промежуточным отводом теплоты при сжатии и промежуточным подводом теплоты при расширении ($\nu_k = 2, \nu_t = 2$)

Данные рис. 2.10 и 2.11, а также табл. 2.3 показывают, что усложнение простейшей схемы ГТУ за счет введения промежуточного охлаждения ($\nu_k = 2; \nu_t = 1$) или промежуточного подвода теплоты (в большей степени) ведет к значительному повышению к.п.д. и удельной эффективной работы ГТУ одновременно с увеличением соотношения давлений сжатия по условию достижения наибольшего значения к.п.д. установки.

Сочетание в схеме промежуточного подвода и промежуточного отвода теплоты ($\nu_k = 2; \nu_t = 2$) особенно заметно увеличивает значение удельной эффективной работы по сравнению с простейшей схемой ГТУ, смещая одновременно оптимальное соотношение давлений сжатия по

Таблица 2.3

Основные показатели газотурбинных установок различных схем в зависимости в условиях наибольшего к.п.д. ($\eta_e = \text{максимум}$)

Показатели	$\nu_k = 1;$		$\nu_t = 1$		$\nu_k = 2;$	
Коэффициент регенерации φ	0	0,25	0,50	0,75	0	0,25
Соотношение давлений сжатия $\pi_k = p_c/p_a$	9	6,6	5,4	4,8	13	11
Величина эффективной работы ГТУ h_e , кДж/кг	102,6	107,5	107	101,8	137	137,2
к.п.д. ГТУ η_e , %	22	22,6	23,9	25,8	23,2	24,4
Соотношение мощностей установки $\nu = 1 - \lambda = N_e/N_{eT}$	0,25	0,3	0,34	0,36	0,29	0,31
Удельный расход теплоты по камере сгорания q , кДж/кг	469,4	490	454,3	408,2	613,4	588,2
Коэффициент избытка воздуха α	6,04	6,92	6,4	7,1	4,72	4,95

условию $\eta_e = \text{max}$ в сторону больших значений. Применение регенерации теплоты отходящих газов во всех случаях способствует значительному повышению к.п.д. установок.

Применение в схемах ГТУ только промежуточного охлаждения или промежуточного подвода теплоты не дает (сравнительно с простейшей схемой) значительного выигрыша в к.п.д., однако значительно уменьшает удельный расход воздуха. При этом оптимальное соотношение давлений сжатия по условию $\eta_e = \text{max}$ смещается в сторону больших значений. Практически схема с промежуточным подводом теплоты при расширении, без отвода теплоты при сжатии и без регенерации теплоты даже убыточна, так как в этом случае для достижения наивыгоднейшего режима необходимо обеспечить высокое соотношение граничных давлений сжатия, трудно осуществляемое и термодинамически невыгодное в условиях одноступенчатого сжатия.

Заметный эффект в увеличении к.п.д. ГТУ наблюдается в схеме, сочетающей промежуточный подвод и промежуточный отвод теплоты с регенерацией теплоты отходящих газов. Именно эта схема с тепло-технической точки зрения и дает наибольший эффект по увеличению удельной эффективной работы и к.п.д. ГТУ. В этой схеме наблюдается и наибольший эффект на смещение оптимальных соотношений давлений сжатия в сторону меньших значений.

Приведенные результаты расчетов показывают, что усложнение схем ГТУ введением разного рода теплотехнических мероприятий является

от коэффициента регенерации теплоты отходящих газов

$\nu_T = 1$		$\nu_K = 1;$		$\nu_T = 2$		$\nu_K = 2;$		$\nu_T = 2$	
0,5	0,75	0	0,25	0,5	0,75	0	0,25	0,5	0,75
8,2	7	13	10	8	7	30	22	15	12
136	133,6	151,2	151,6	148,2	142	229,4	225,3	213,5	202,4
26,2	27,9	22,4	23,2	25	26,9	25	26,4	28,9	30,6
0,34	0,36	0,28	0,33	0,34	0,35	0,34	0,36	0,39	0,42
533,8	481,6	678,3	655,3	592,5	538	918,9	850,0	753,7	674,2
		5,5	5,6	8,1	9	5,3	5,7	6,5	7,4
5,45	6,1	4,2	4,4	4,9	5,4	3,2	3,4	3,9	4,3

казалось бы, простейшим средством повышения их к.п.д. Однако применяемые в настоящее время в ГТУ теплообменные аппараты (регенераторы, холодильники) имеют пока недостаточно высокие показатели и поэтому чрезвычайно громоздки. Кроме того, сложные схемы газотурбинных установок (с промежуточным охлаждением при сжатии и промежуточным подводом теплоты при расширении) требуют значительно большего времени на доводку и эксплуатационное освоение, что предопределило использование на газопроводах в основном ГТУ простейших теплотехнических схем. Важнейшим резервом повышения к.п.д. ГТУ являются повышение температуры газов перед турбиной, увеличение соотношения давлений сжатия по компрессору (особенно в установках без регенерации теплоты отходящих газов) и улучшение относительных значений к.п.д. компрессора η_{iK} и турбины η_{iT} .

Перспективы повышения к.п.д. ГТУ в зависимости от повышения температуры газов на входе в турбину и приведенного к.п.д. турбомашин $\eta_m = \sqrt{\eta_{iK} \eta_{iT}}$ приведены в табл. 2.4. Значения относительных к.п.д. лучших образцов компрессоров и турбин достигли достаточно высоких значений, порядка 0,87–0,90. В ближайшем будущем, по-видимому, следует ожидать, что значения относительных к.п.д. компрессоров и турбин достигнут 0,91–0,93.

Проблема повышения температуры газов перед турбиной решается в основном по двум направлениям: изыскание и использование жаростойких металлов и применение воздушного или водяного охлаждения рабочих и направляющих лопаток газовых турбин.

Таблица 2.4

Зависимость к.п.д. ряда схем ГТУ η_e от температуры газов перед турбиной t_z и приведенного к.п.д. турбомашин

$$\eta_m = \sqrt{\eta_{ik} \eta_{it}}$$

Схема ГТУ	$t_z, ^\circ\text{C}$		
	727	850	1000
	η_m		
	0,85	0,87	0,89
Простейшая ($\varphi = 0$)	0,22	0,27	0,35
С регенерацией теплоты отходящих газов ($\varphi = 0,7$)	0,25	0,31	0,39
С промежуточным отводом теплоты при сжатии и промежуточным подводом теплоты при расширении без регенерации ($\varphi = 0$)	0,26	0,31	0,4
С промежуточным подводом теплоты при расширении и с регенерацией теплоты отходящих газов ($\varphi = 0,7$)	0,27	0,34	0,42
С промежуточным отводом и промежуточным подводом теплоты при расширении, с регенерацией теплоты отходящих газов ($\varphi = 0,7$)	0,3	0,37	0,46

Учитывая современный опыт производства авиационных ($t_z > 1000^\circ\text{C}$) и транспортных ($t_z > 850^\circ\text{C}$) газотурбинных установок, а также современных стационарных ГТУ ($t_z \cong 750-850^\circ\text{C}$), следует предполагать, что в ближайшем будущем будут освоены ГТУ длительного срока службы с начальной температурой газов перед турбиной $900-950^\circ\text{C}$ и выше. Нижняя граница этих температур практически уже достигнута в отдельных образцах ГТУ, эксплуатируемых сегодня на газопроводах.

В оценке перспектив развития газотурбинных установок прежде всего должны быть отмечены следующие положительные их особенности: высокий уровень удельной мощности, отнесенный к единице массы ГТУ, исключение снабжения водой, повышение мощности и улучшение показателей установки в зимних условиях, когда пропускная способность газопроводов возрастает, сравнительная простота обслуживания, малый расход смазки и т.д. Недостатки ГТУ (высокий расход топлива, резкое влияние относительных к.п.д. турбины и компрессора на эффективный к.п.д. установки) носят временный характер, так как по мере повышения жаростойкости лопаток турбины и к.п.д. ее проточной части, а также повышения качественных показателей компрессора π_k η_{ik} и турбины η_{it} будут неуклонно улучшаться и термодинамические показатели ГТУ.

При переходе в стационарных ГТУ к более высоким параметрам рабочего тела на входе в турбину ($t_2 = 850 \div 900^\circ\text{C}$) с соответствующим повышением соотношения давлений сжатия ($\pi_k = 10 \div 15$) и относительных к.п.д. компрессора и турбины ($\eta_i = 0,88 \div 0,90$) значения к.п.д. ГТУ даже простейших схем или только с использованием регенерации теплоты отходящих газов ($\varphi \approx 0,70$) достигнут $0,30 \div 0,36$, что соответствует (по верхнему пределу) экономичности поршневых двигателей высокой степени сжатия.

Успешная работа ГТУ дает основание предполагать, что на ближайшую перспективу (10–15 лет) стационарные установки с хорошими моторесурсами (до 100 000 ч) могут быть выполнены с удельной массой $5 \div 8$ кг/кВт. Одновременно может быть снижена и продолжительность пуска ГТУ простейшей схемы в работу (от холодного состояния до выхода на рабочую характеристику) до уровня пускового периода дизель-моторов.

2.4. Влияние необратимых потерь на показатели ГТУ

Течение газа в газозоудушном тракте ГТУ всегда сопровождается необратимыми потерями давления потока, что приводит к снижению соотношения давлений расширения по турбине π_t по сравнению с соотношением давлений сжатия по компрессору π_k и, как следствие, к уменьшению к.п.д., мощности ГТУ по сравнению с этими же характеристиками в идеальных (обратимых) циклах газотурбинных установок.

Для определения суммарных потерь давления в схеме ГТУ ее газовой и воздушный тракты условно разбивают на несколько участков (вход воздуха, регенератор, камера сгорания и т.д.), для каждого из которых определяют свою относительную потерю давления.

Разложение суммы действительных необратимых потерь в ГТУ на отдельные слагаемые и выбор расчетных выражений для определения этих потерь составляют задачу газодинамических расчетов, тесно связанных с проблемами конструирования турбомашин. Вопрос о сумме необратимых потерь в трактах ГТУ составляет термодинамическую основу газодинамических расчетов.

Принципиальную основу теории реальных циклов ГТУ составляет традиционный метод *эталонных адиабатных* процессов расширения и сжатия с введением в расчеты характеристик необратимости падения давления в газозоудушном тракте ГТУ. В качестве рабочего тела реального цикла ГТУ принимается идеальный газ ($pV = RT$). В ряде случаев учитывается и коэффициент использования рабочего тела в цикле ГТУ, определяемый как отношение количества рабочего тела, проходящего через камеру сгорания и турбину к количеству рабочего тела, поступившего на сжатие ($m = G_t / G_k$).

При определении относительных к.п.д. компрессора и турбины, характеризующих степень совершенства их внутренних процессов, исходят из того, что они могут быть подсчитаны как отношение удельных работ в реальных процессах к соответствующим адиабатным перепадам рабочего тела, рассматриваемого как идеальный газ:

$$\eta_{iT} = \frac{h_{iT}}{h_T} \approx 1 - \frac{q_T^{**}}{h_T} = 1 - \zeta_T; \quad (2.51)$$

для компрессора

$$\frac{1}{\eta_{iK}} = \frac{h_{iK}}{h_K} = 1 + \frac{q_K^{**}}{|h_K|} = 1 + \zeta_K, \quad (2.52)$$

где h_{iT} , h_{iK} — удельные реальные работы расширения в турбине и сжатия в компрессоре соответственно; h_T , h_K — удельные работы расширения в турбине и сжатия в компрессоре соответственно в обратимых процессах; q_T^{**} , q_K^{**} — действительные необратимые потери работы реального процесса в турбине и компрессоре соответственно:

$$q_T^{**} = h_T - h_{iT} = \zeta_T h_T; \quad (2.53)$$

$$q_K^{**} = h_{iK} - h_K = \zeta_K h_K. \quad (2.54)$$

Из сопоставления уравнений (2.51) и (2.52) следует общее исходное выражение относительных термодинамических к.п.д. для внутренних процессов компрессоров и турбин (верхние знаки для расширения, нижние — для сжатия)

$$\eta_{ij}^{\pm 1} = 1 \mp \zeta_j. \quad (2.55)$$

Влияние значений относительных к.п.д. компрессора и турбины на к.п.д. установки характеризуется данными рис. 2.4. Изменение к.п.д. компрессора ГТУ на 1 % приводит к изменению к.п.д. ГТУ примерно на 2 %.

Выражения относительных термодинамических к.п.д. в зависимости от показателя внутреннего процесса турбомашин как политропы с переменным показателем, получаются непосредственно из уравнений связи работы и теплообмена

$$q_{1,2} = q_{1,2}^* + q_{1,2}^{**} = \frac{k-n}{k-1} l_{1,2} = \frac{\frac{k}{n} - 1}{k-1} w_{1,2}, \quad (2.56)$$

где $q_{1,2}^*$ — внешний удельный теплообмен в процессе 1–2 (теплота, полученная телом извне),

$$q_{1,2}^* = \frac{Q_{1,2}^*}{G} = - \frac{Q_{\text{охл}}}{G}, \quad (2.57)$$

$q_{1,2}$ — удельное количество теплоты, полученное телом извне и за счет необратимых потерь (баланс рабочего тела); k, n — показатели адиабатного и политропного процессов соответственно; $l_{1,2}, w_{1,2}$ — удельная термодинамическая и потенциальная работа в процессе 1–2 соответственно.

Необратимые потери работы $q_{1,2}^{**}$ имеют неизменно положительный знак

$$q_{1,2}^{**} = w_{1,2}^{**} = \pm \xi_j h_j > 0. \quad (2.58)$$

Сопоставляя соотношение (2.58) с общим выражением теплообмена в термодинамических процессах идеальных газов (2.56), получаем выражение для показателя *внешнеадиабатного* (реального) процесса ($q_{1,2}^* = 0$):

$$n = k^* = \frac{k}{1 \pm \xi_j (k-1)}; \quad (2.59)$$

$$k = c_p / c_v. \quad (2.60)$$

Коэффициент потерь работы ξ_j в уравнении (2.59) — величина абсолютная, а знак перед ним соответствует знаку работы (плюс в процессах расширения, минус в процессах сжатия). Следовательно, показатель внешнеадиабатного процесса расширения меньше показателя адиабаты ($k^* < k$), а показатель внешнеадиабатного процесса сжатия больше показателя адиабаты ($k^* > k$). Сопоставляя уравнения (2.55) и (2.59) получаем

$$\eta_{ij}^{\pm 1} = \frac{k^* - 1}{k^*} \frac{k}{k - 1}. \quad (2.61)$$

Соотношение (2.61) известно как выражение *политропного* к.п.д. турбомашин (верхние знаки для процесса расширения, нижние — для сжатия).

Между показателем реального процесса k^* и внутренним относительным к.п.д. компрессора (турбины) существует четкая линейная зависимость:

$$\eta_{i\kappa} = \frac{\frac{k_\kappa^*}{k_\kappa^* - 1}}{\frac{k_\kappa - 1}{k_\kappa}} = f\left(\frac{k_\kappa^* - 1}{k_\kappa^*}\right); \quad (2.62)$$

$$\eta_{it} = \frac{k_T}{k_T - 1} \frac{k_T^* - 1}{k_T^*} = f_1 \left(\frac{k_T^* - 1}{k_T^*} \right). \quad (2.63)$$

Из уравнения политропы с переменным показателем, записанного для внешнеадиабатного процесса, имеем

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k^* - 1}{k^*}}; \quad \frac{k^* - 1}{k^*} = \frac{\lg \frac{T_2}{T_1}}{\lg \frac{p_2}{p_1}}, \quad (2.64)$$

где T_1 и T_2 — начальная и конечная температура реального процесса сжатия (или расширения) соответственно; p_1 и p_2 — начальное и конечное давление в реальном процессе сжатия (или расширения) соответственно.

Суммарная оценка потерь давления в газоздушном тракте ГТУ может быть получена из сопоставления между собой температур реального процесса расширения по турбине ($\tau_T = T_z/T_s$) и сжатия по компрессору ($\tau_K = T_c/T_a$):

$$\begin{aligned} \chi &= \frac{\lg \tau_T}{\lg \tau_K} = \frac{\lg \frac{T_z}{T_s}}{\lg \frac{T_c}{T_a}} = \frac{\frac{k_T - 1}{k_T^*} \lg \frac{p_z}{p_s}}{\frac{k_K^* - 1}{k_K^*} \lg \frac{p_c}{p_a}} = \\ &= \frac{k_K^*}{k_K^* - 1} \cdot \frac{k_T^* - 1}{k_T^*} \chi_T; \end{aligned} \quad (2.65)$$

$$\begin{aligned} \chi_T &= \frac{\lg \frac{p_z}{p_s}}{\lg \frac{p_c}{p_a}} = \frac{\lg \frac{p_z}{p_c} \frac{p_c}{p_a} \frac{p_a}{p_{нар}} \frac{p_{нар}}{p_s}}{\lg \frac{p_c}{p_a}} = \\ &= 1 - \frac{\lg \zeta_{cz} \zeta_{a,нар} \zeta_{нар,s}}{\lg \frac{p_c}{p_a}}, \end{aligned} \quad (2.66)$$

где коэффициенты $\zeta_{K,T}$ и $\zeta_{a,нар}$, $\zeta_{нар,s}$ — характеризуют потери давления соответственно в процессе подвода теплоты на участке тракта компрессор—турбина, потери давления на входе в компрессор и на выхлопе турбины. Анализ уравнений (2.65) и (2.66) показывает, что коэффици-

ент χ_T суммарно определяет все виды потерь в цикле ГТУ, характеризует совершенство проточной части газотурбинной установки и, в целом определяет отклонение реального цикла от идеального (обратимого). Сопоставление уравнений (2.62), (2.63) и (2.64) позволяет дифференцированно подходить к определению состояния проточной части ГТУ

$$\chi = \varphi(\eta_{i_k}) \varphi_1(\eta_{i_T}) \chi_T. \quad (2.67)$$

Значения коэффициента χ_T для регенеративных установок находятся в диапазоне 0,92–0,93; в ГТУ без регенерации теплоты на уровне 0,95–0,96. В процессе эксплуатации ГТУ эти величины меняются слабо. Значительно сильнее изменяются значения относительных к.п.д. компрессора и турбины, которые могут быть определены с помощью приведенных выше уравнений и диаграмм.

Пример 2.1. Произвести термодинамический расчет газотурбинной установки типа ГТ-750-6 с регенерацией теплоты отходящих газов ($\varphi = 0,7$) мощностью 6000 кВт с определением наивыгоднейшего соотношения

давлений сжатия ($\pi_k = \frac{p_c}{p_a}$) по осевому компрессору ($\eta_e = \max$) при следующих исходных данных: температура наружного воздуха $t_a = +15^\circ\text{C}$; давление наружного воздуха $p_{\text{нар}} = 0,1012$ МПа; температура газов перед турбиной $t_z = 750^\circ\text{C}$; относительные к.п.д. компрессора и турбины соответственно равны $\eta_{i_k} = 0,85$; $\eta_{\text{мех.к}} = 0,98$; $\eta_{i_T} = 0,87$; $\eta_{\text{мех.т}} = 0,98$. К.п.д. камеры сгорания $\eta_{\text{к.с}} = 0,96$; гидравлические потери давлений: на входе в компрессор $\Delta p_{\text{ф}} = 1,2$ кПа; по камере сгорания $\Delta p_{\text{к.с}} = 10$ кПа; по газовой стороне регенератора $\Delta p_{\varphi,1} = 3,80$ кПа; по воздушной стороне регенератора $\Delta p_{\varphi,2} = 7,20$ кПа; в выпускном патрубке турбины $\Delta p_{\text{вых}} = 1$ кПа. Средняя теплоемкость воздуха по осевому компрессору $c_{p_{\text{мв}}} = 1,017$ кДж/(кг·К); средняя теплоемкость по камере сгорания $c_{p_{\text{мкс}}} = 1,131$ кДж/(кг·К); по газовой турбине $c_{p_{\text{тг}}} = 1,206$ кДж/(кг·К); газовая постоянная воздуха $R_v = 0,287$ кДж/(кг·К); по газу $R_g = 0,292$ кДж/(кг·К). Расходы рабочего тела через компрессор и турбину принимаем равными.

Решение. Так как по условию задачи требуется определить наивыгоднейшее соотношение давлений сжатия, то все расчеты по соотношениям (2.1)–(2.20) целесообразно вести при изменяющейся величине π_k с последующим построением графической зависимости $\eta_e = f(\pi_k)$ и определением по графику величины $\pi_k = \pi_{\text{кех}}$. Так как ГТУ принята с регенерацией теплоты отходящих газов, то при принятых исходных данных расчета максимальное значение к.п.д. будет достигаться при соотношениях давления сжатия $\pi_k = 5 \div 7$, что дает основание вести расчеты при изменении π_k именно в таком диапазоне $\pi_k = 4 \div 7$.

1. По соотношению (2.2) давление воздуха на входе в осевой ком

рессор с учетом сопротивления фильтров составит

$$p_a = p_{\text{нар}} - \Delta p_{\phi} = 0,1012 - 0,0012 = 0,1 \text{ МПа.}$$

Начальные значения аргумента показательной функции процесса сжатия x_a определяются по уравнению (2.18). При $\pi_k = 4$

$$x_a = \frac{R_v}{c_{pmv}} \ln \pi_k = \frac{0,287}{1,017} \ln 4 = 0,3912.$$

Аналогично величина x_a определяется при $\pi_k = 5, 6, 7$. Результаты расчета удобно сводить в таблицу, характеризующую изменение всех расчетных величин в зависимости от соотношения давлений сжатия.

2. По таблице 2.1 находим значение вспомогательной показательной функции $E(x_a)$. При $x_a = 0,3912$ $E(x_a) = 1,2238$.

По соотношению (2.13) определяется внутренняя удельная работа сжатия в осевом компрессоре

$$h_{ik} = \frac{1}{\eta_{ik}} R_v T_a E(x_a) \ln \pi_k = \frac{1}{0,85} \cdot 0,287 \cdot 288,15 \cdot 1,2238 \cdot \ln 4 = 165,1 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

С учетом механического к.п.д. удельная эффективная работа сжатия составит

$$h_{ek} = \frac{1}{\eta_{\text{мех.к}}} h_{ik} = \frac{1}{0,98} 165,1 = 168,47 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

3. Температура воздуха за осевым компрессором по соотношению (2.11) равна:

$$T_c = T_a + \frac{h_{ik}}{c_{pmv}} = 288,15 + \frac{165,1}{1,017} = 450,5 \text{ К;}$$

$$t_c = T_c - 273,15 = 450,5 - 273,15 = 177,3 \text{ }^\circ\text{C}.$$

4. С учетом принятых значений гидравлических сопротивлений по газозоудушному тракту ГТУ соотношение давлений расширения газов по турбине составит (при $p_c = p_a \pi_k = 0,1 \cdot 4 = 0,4 \text{ МПа}$):

$$\pi_T = \frac{p_z}{p_s} = \frac{p_c - \Delta p_{\text{кс}} - \Delta p_{\phi, 2}}{p_{\text{нар}} + \Delta p_{\phi, 1} + \Delta p_{\text{вых}}} = \frac{0,4 - 0,01 - 0,0072}{0,1012 + 0,0038 + 0,001} = 3,75.$$

5. Значение аргумента показательной функции процесса расширения по соотношению (2.18) равно:

$$x_z = \frac{R_\Gamma}{c_{pm\Gamma}} \ln \pi_\Gamma = \frac{0,292}{1,206} \ln 3,75 = 0,32.$$

По табл. 2.2 значение вспомогательной показательной функции при $x_z = 0,32$ $E(x_z) = 0,8558$.

6. По соотношению (2.14) определяется внутренняя удельная работа расширения в газовой турбине

$$\begin{aligned} h_{iT} &= \eta_{iT} R_\Gamma T_z E(x_z) \ln \pi_\Gamma = 0,87 \cdot 0,292 \cdot 1023,15 \cdot 0,8558 \cdot 1,3218 = \\ &= 294 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}. \end{aligned}$$

С учетом механического к.п.д. удельная эффективная работа расширения составит:

$$h_{eT} = \eta_{мех.Т} h_{iT} = 0,98 \cdot 294 = 288,1 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

7. Температура газов за газовой турбиной определяется по соотношению (2.12)

$$T_s = T_z - \frac{h_{iT}}{c_{pm\Gamma}} = 1023,15 - \frac{294,0}{1,206} = 779,4 \text{ К};$$

$$t_s = T_s - 273,15 = 779,4 - 273,15 = 506,2 \text{ }^\circ\text{C}.$$

8. Температура воздуха после регенератора

$$T_\varphi = T_c + \varphi (T_s - T_c) = 450,5 + 0,7 (779,4 - 450,5) = 680,7 \text{ К};$$

$$t_\varphi = T_\varphi - 273,15 = 680,7 - 273,15 = 407,6 \text{ }^\circ\text{C}.$$

9. Удельное количество теплоты, подведенной в камеру сгорания, определяется по уравнению (2.19):

$$\begin{aligned} q_{cz} &= \frac{1}{\eta_{кс}} c_{pmкс} (T_z - T_\varphi) = \frac{1}{0,96} 1,131 (1023,15 - 680,7) = \\ &= 403,4 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}. \end{aligned}$$

Таблица 2.5

Результаты вариантных расчетов газотурбинной установки

Показатели	$\pi_k = p_c/p_a$				
	4	5	6	7	8
Удельная внутренняя работа сжатия h_{ik} , кДж/кг	165,1	198,2	226,9	252,3	275,2
Удельная внутренняя работа расширения h_{it} , кДж/кг	294	335,8	368,7	395,7	417,8
Удельное количество теплоты, подведенное в камере сгорания, q_{cz} , кДж/кг	403,4	418,2	433	442,7	449,9
Удельная внутренняя работа ГТУ h_i , кДж/кг	128,9	137,6	141,8	143,4	142,6
Индикаторный к.п.д. ГТУ, η_i	0,3195	0,3290	0,3275	0,3239	0,317
Эффективный к.п.д. ГТУ, η_e	0,2965	0,3034	0,2998	0,2946	0,2858
Расход топлива по ГТУ, кг/ч	1557	1521	1539	1567	1615
Расход циклового воздуха G , кг/с	50,17	47,25	46,22	46,01	46,65

10. Удельная индикаторная h_i , эффективная h_e работа газотурбинного двигателя

$$h_i = h_{it} - h_{ik} = 294,0 - 165,1 = 128,9 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}};$$

$$h_e = h_{et} - h_{ek} = 288,1 - 168,1 = 119,6 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

Аналогично делается расчет показателей ГТУ и для всех последующих значений соотношения давлений сжатия $\pi_k = 5, 6, 7$ и т.д.

Результаты расчетов сводятся в табл. 2.5.

Данные табл. 2.5 свидетельствуют о том, что максимальное значение эффективного к.п.д. при принятых исходных данных расчета получается при $\pi_k = \pi_{кех} \approx 5,2$; максимальное значение удельной эффективной работы при $\pi_k = \pi_{кех} \approx 7,2$. Этому же значению соответствует и минимальный расход циклового воздуха и, следовательно, наиболее компактные размеры ГТУ.

Глава 3

КОНСТРУКЦИЯ ГАЗОТУРБИННЫХ УСТАНОВОК И ИХ ЭЛЕМЕНТОВ

3.1. Осевые компрессоры, их конструкция и характеристики

Конструкции основных ГТУ — компрессора, камеры сгорания, газовой турбины, теплообменных аппаратов, масляной системы, регулирующих устройств — тесно взаимосвязаны между собой и образуют в целом единую силовую установку для выполнения полезной нагрузки. Это единство определяется результатами термогазодинамического расчета ГТУ, ее конструктивного оформления, условиями эксплуатации и т.д. Замена одного из перечисленных элементов, даже более совершенным в термогазодинамическом отношении может привести к снижению показателей работы ГТУ в целом или даже к ее неработоспособности. Однако для полного и ясного понимания рабочего процесса ГТУ необходимо рассмотреть особенности конструкции, принцип работы и характеристики всех основных ее элементов — компрессора, камеры сгорания, турбины и т.д.

В настоящее время в газотурбостроении нашли применение два типа компрессоров — осевые и центробежные. Несмотря на то, что центробежные компрессоры по сравнению с осевыми дешевле в изготовлении и проще по конструкции, они не нашли такого широкого применения как осевые, главным образом из-за своего низкого к.п.д., не превышающего 80–82 %. Используются центробежные компрессоры главным образом в установках малой мощности (до 200 ± 300 кВт) с небольшими расходами воздуха и там, где использование осевых компрессоров по каким-либо причинам оказывается нецелесообразным.

К.п.д. современных крупных осевых компрессоров достигает 90–92 % при окружных скоростях до 180–200 м/с и 85–86 % при окружных скоростях 250–300 м/с, что и обеспечило им относительно широкое распространение в стационарном газотурбостроении.

В стационарных приводных ГТУ конструкция осевых компрессоров, как и остальных ее элементов, отличаются большим разнообразием. Существуют агрегаты как с отдельными, так и общими корпусами для осевого компрессора, камеры сгорания, газовой турбины.

Осевые компрессоры применяются, как правило, одно- и двухкорпусные (двухкаскадные) с промежуточным охлаждением рабочего тела. Правда, компрессоры с промежуточным охлаждением рабочего тела используются крайне редко.

Соотношение давлений в одном корпусе осевого компрессора стационарной ГТУ достигает 6–9 при числе ступеней в компрессоре 10–12. В ряде случаев в стационарных ГТУ используются "двухкас-

кадные” осевые компрессоры без промежуточного отвода тепла между компрессором низкого (КНД) и высокого давления (КВД). При этом чаще всего используется схема соединения, когда ротор компрессора низкого давления вращается от газовой турбины среднего давления. Ротор компрессора высокого давления, внутри которого проходит вал, соединяющий ротор компрессора низкого давления и ротор турбины среднего давления, вращается от ротора турбины высокого давления. Турбина низкого давления, расположенная по ходу продуктов сгорания за первыми двумя турбинами, является силовой и соединена с валом нагнетателя. По такой схеме построена, например, газотурбинная установка ГТН-25 мощностью 25 000 кВт.

В ГТУ средней и большой мощности (4000–16 000 кВт) обычно применяются только “однокаскадные” осевые компрессоры. В стационарных ГТУ достаточно широкое распространение получили двухстенные корпуса компрессоров. Внешняя часть корпуса выполняется в виде отливки с горизонтальным разъемом и предназначена в основном для восприятия давления воздуха. Внутренняя часть корпуса компрессора — это обойма с направляющими лопатками и тонкими криволинейными стенками конфузора (входного участка) и диффузора (выходного участка).

В двухстенных корпусах пространство между внешней и внутренними обоймами используется в качестве воздушных камер для последующего отвода воздуха к противопомпажным клапанам и на охлаждение газовой турбины.

Роторы осевых компрессоров отличаются от роторов турбин прежде всего большим числом ступеней, меньшим уровнем температур воздействующих на них газов, способом закрепления лопаток и т. Роторы осевых компрессоров, имеющие большую, чем роторы газовых турбин, длину, опираются, как правило, на два подшипника. Роторы газовых турбин имеют обычно консольную конструкцию.

Роторы осевых компрессоров стационарных ГТУ также характеризуются большим разнообразием конструкций: цельнокованные, барабанные, барабанно-дисковые и т.д. (рис. 3.1). К достоинствам цельнокованных роторов следует отнести малую трудоемкость при изготовлении, хорошую жесткость, малый расход металла. Барабанные роторы имеют меньшую, чем цельнокованные, массу, барабанно-дисковые роторы имеют небольшую массу и допускают большие окружные скорости. Диски и роторы изготавливают из низко- и среднелегированных хромомолибденовых и хромоникельмолибденованадиевых сталей.

Основные требования к входному патрубку осевого компрессора, который практически не испытывает нагрузки от перепада давлений, обеспечить равномерное по величине и направлению поле скоростей давлений перед входным направляющим аппаратом. Наиболее равномерное поле скоростей получается в патрубке с осевым входом воздуха (рис. 3.2), где обычно и размещается передний подшипник ротора компрессора. Такого рода входные патрубки обычно устанавливаются

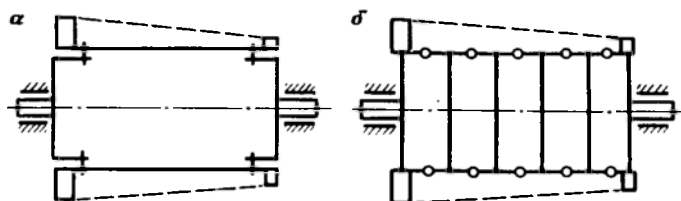


Рис. 3.1. Конструктивные схемы барабанного (а) и барабанно-дискового ротора (б) осевых компрессоров

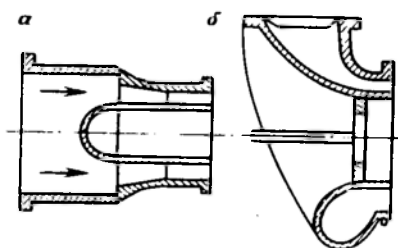


Рис. 3.2. Осевой (а) и угловой (б) входные патрубки осевых компрессоров

на авиационных ГТУ. Угловые патрубки дают возможность обеспечить подвод воздуха практически с любой стороны компрессора (сверху, сбоку), что значительно облегчает компоновку входного устройства ГТУ.

Наиболее распространенной конструкцией крепления отдельных направляющих лопаток ступени осевых компрессоров является их крепление в Т-образный паз, проточенный в корпусе компрессора (рис. 3.3). Достоинства такой конструкции – простота и малая стоимость изготовления направляющих лопаток (штампованных или литых). При большой высоте направляющих лопаток и значительных вибрациях лопатки по вершинам оборудуют бандажной полкой 1. В ГТУ конструкции ТМЗ крепление направляющих лопаток осуществляется гайкой за ее нарезанный хвостовик с наличием прокладки 2. Такая конструкция позволяет строже выдерживать угол установки лопаток и шаг между ними.

Наиболее распространенные способы крепления рабочих лопаток – их осевая заводка в пазы ротора (рис. 3.4), по схеме "ласточкиного хвоста", цилиндра и сложного крепления. Такие способы крепления дают возможность точно выдерживать угол установки лопатки с одновременным уменьшением массы самой лопатки. Такой вид крепления рабочей лопатки требует необходимости стопорения каждой из них на роторе компрессора.

Рабочий процесс осевого компрессора осуществляется следующим образом.

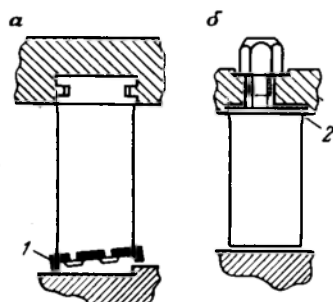
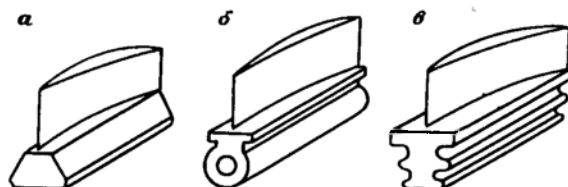


Рис. 3.3. Крепление лопаток направляющего аппарата осевого компрессора:

a — с тангенциальной заводкой в Т-образный паз; *б* — с индивидуальным креплением за резьбовой хвостовик

Рис. 3.4. Основные виды крепления рабочих лопаток осевых компрессоров:

a — трапециевидный ("ласточки хвост"); *б* — цилиндрический; *в* — зубчатый, с осевой заводкой



Наружный воздух после прохождения воздушных фильтров с параметрами p_f и T_a и скоростью c_0 поступает в проточную часть компрессора. На входе в проточную часть обычно устанавливается входной направляющий аппарат, закручивающий воздушный поток в сторону вращения. После направляющего аппарата воздушный поток последовательно проходит все ступени компрессора, состоящие из рабочих и расположенных за ними направляющих лопаток ступени (рис. 3.5).

Лопатки компрессоров нагружены значительными изгибающими усилиями и, кроме того, подвержены вибрационным нагрузкам из-за неравномерности давлений и полей скоростей потока. Материалом для изготовления лопаток обычно служит нержавеющая сталь. Крепление лопаток к ротору определяется прежде всего конструкцией самого ротора. При цельнокованых, сварных и дисковых роторах лопатки обычно крепят в пазах, проточенных по окружности. При вращении рабочего колеса 1 компрессора (см. рис. 3.5) с окружной скоростью u , его лопатки, расположенные под некоторым углом к плоскости вращения, заставляют воздух двигаться со скоростью c_0 . В межлопаточные рабочие каналы колеса 1 воздух попадает с относительной скоростью w_1 . В рабочем колесе 1 из-за различного рода потерь относительная скорость w_1 несколько снижается на выходе из колеса до величины w_2 . Сложение вращательного и осевого движения воздуха приводит к тому, что воздух покидает рабочее колесо 1 со скоростью c_1 . В направляющем аппарате 2 , представляющем собой расширяющийся канал, скорость движения воздуха снижается до c_2 ($c_2 \approx c_0$), а давление повышается. Аналогично

Рис. 3.5. Принципиальная схема работы осевого компрессора:
 а — ступень компрессора; б — треугольник скоростей

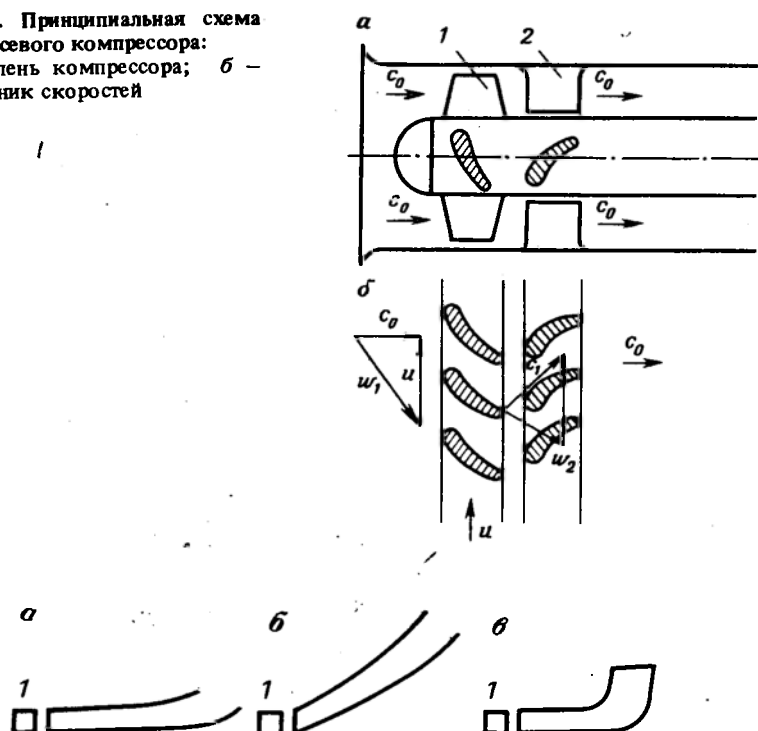
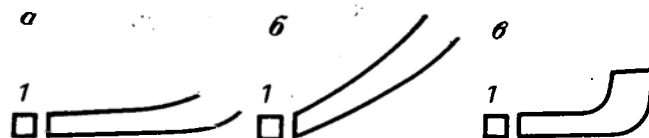


Рис. 3.6. Конструктивные схемы выходных диффузоров компрессоров:
 а — осевой; б — криволинейный; в — осерadiaльный; 1 — выходной спрямляющий аппарат



ные процессы происходят и в последующих ступенях компрессора.

Направляющий аппарат последней ступени в ряде случаев выполняют в виде двухрядной решетки с целью раскручивания потока перед входом в диффузор (напорный патрубок).

По конфигурации различают три основных типа диффузоров: осевые, криволинейные и осерadiaльные (рис. 3.6). Поворот потока на 90° осуществляется при использовании выносных камер сгорания и радиальном расположении жаровых труб секционной камеры сгорания.

В компрессорной ступени рабочие и направляющие лопатки выполняются закрученными с целью получения высоких значений к.п.д. ступени. При этом теплоперепады между рабочими и направляющими лопатками можно распределить по-разному в зависимости от принятой степени реактивности. Под степенью реактивности ρ ступени компрессора принято понимать отношение теплоперепада на рабочих лопатках h_p ко всему теплоперепаду в ступени компрессора $h_{ст}$.

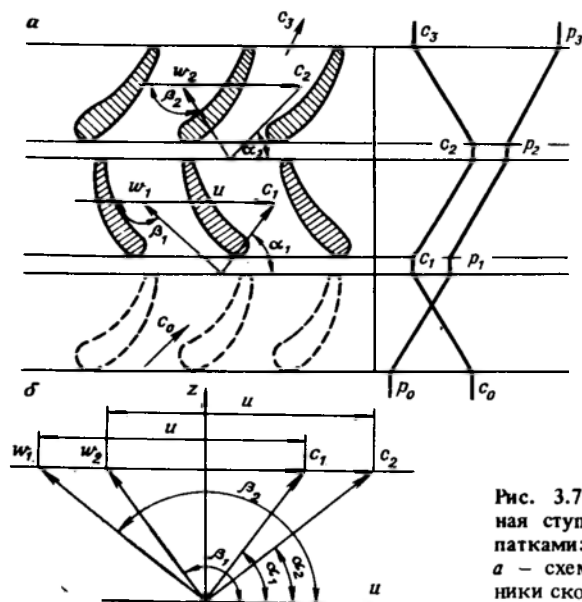


Рис. 3.7. Реактивная компрессорная ступень с симметричными лопатками:
а – схема ступени; б – треугольники скоростей

Напор в компрессорной ступени в равной мере создается в рабочем колесе и в направляющем аппарате $\rho = h_p/h_{ст} = 0,5$, т.е. профили лопаток получаются симметричными. Симметричны также и треугольники скоростей (рис. 3.7).

На лопатки в потоке воздуха действуют окружные p_{1u} и осевые p_{1z} усилия, определяемые на основе теоремы количества движения. Эта теорема гласит, что импульс силы (произведение силы на время ее действия) равен произведению массы на скорость. Импульс силы за единицу времени (секунду) равен самой силе. Если массовый расход воздуха через ступень составляет G , то количество движения газа, входящего в лопаточный канал, равно Gc_1 , а выходящего Gc_2 . Отсюда закон количества движения можно выразить уравнением

$$p = G(c_1 - c_2). \quad (3.1)$$

Проекция сил на плоскость диска определяет окружное усилие (вдоль оси u), а проекция на осевое направление – осевое усилие (вдоль оси z):

$$p_{1u} = G(c_{1u} - c_{2u}); \quad (3.2)$$

$$p_{1z} = G(c_{1z} - c_{2z}) + (p_1 - p_2)t. \quad (3.3)$$

В реактивной ступени помимо давления, создаваемого потоком газа, появляется добавочное осевое усилие на лопатки, создаваемое разностью давлений газа по обе стороны рабочей решетки $(p_1 - p_2)t$, где t – шаг решетки, определяемый как расстояние между двумя сходственными точками соседних лопаток.

Применительно к потокам на рис. 3.7 для компрессорной решетки $c_{1u} < 0$; $c_{2u} > 0$ и $p_{1u} < 0$, т.е. на лопатку действует сила, направленная в сторону, противоположную вращению. Знаки проекций скоростей определяются углами α_1 и α_2 (см. рис. 3.7).

Вращающий момент колеса определяется уравнением

$$M = G(r_1 c_{1u} - r_2 c_{2u}), \quad (3.4)$$

где r_1, r_2 – расстояние от оси вращения потока до вершины лопатки перед решеткой и за ней соответственно.

Мощность, потребляемая рабочим колесом компрессора, определяется уравнением

$$N = Mw, \quad (3.5)$$

где w – угловая скорость вращения ротора.

Так как $rw = u$, из сопоставления уравнений (3.4) и (3.5) находим

$$N = G(u c_{1u} - u c_{2u}). \quad (3.6)$$

Удельная работа на сжатие 1 кг массы газа в адиабатном процессе равна

$$h_{1,2} = \frac{w}{G} = u_1 c_{1u} - u_2 c_{2u} = c_p \Delta T_s. \quad (3.7)$$

Для компрессорной ступени величина $h_{1,2}$ будет отрицательной. Выведенные формулы вполне достаточны для определения мощности, затрачиваемой на вращение колеса осевого компрессора.

Характеристикой осевого компрессора в целом принято считать зависимость соотношения давлений сжатия π_k от расхода воздуха через компрессор при различной частоте вращения n и относительного внутреннего к.п.д. η_{ik} :

$$\pi_k = f(G, n, \eta_{ik}). \quad (3.8)$$

Характеристика осевого компрессора подобного типа приведена на рис. 3.8: кривые постоянных относительных чисел оборотов осевого компрессора ($\bar{n} = n/n_0$), а также кривые равных значений его внутреннего к.п.д. η_{ik} в диапазоне от 0,7 до 0,9. Точка А – расчетная точка работы осевого компрессора. Практическое значение таких характеристик заключается, прежде всего, в возможности суждения о работе комп-

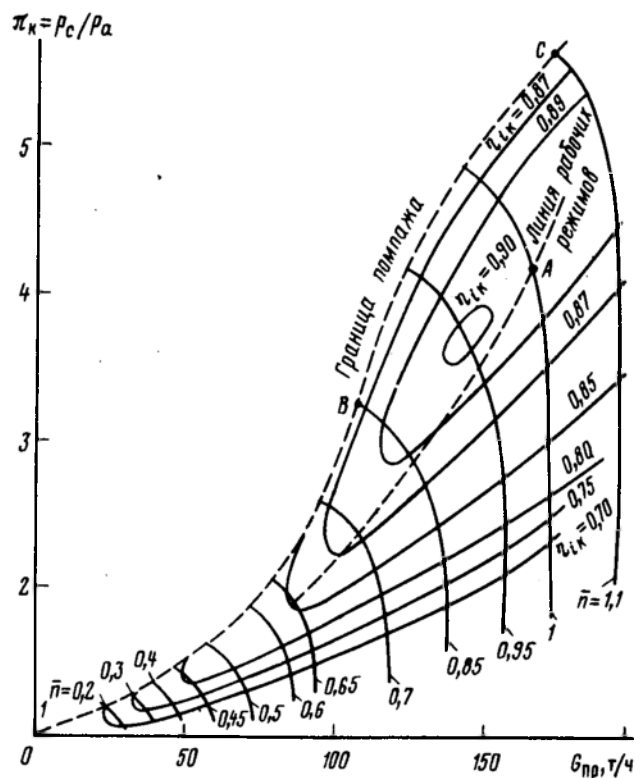


Рис. 3.8. Универсальная характеристика осевого компрессора

рессора с точки зрения устойчивости и экономичности на переменных режимах работы. Граница устойчивой работы (линия помпажа) отмечена на рис. 3.8 кривой ОВС. Эксплуатация компрессора в области помпажа *недопустима* даже кратковременно, так как это может привести к поломке лопаток компрессора, ухудшению работы камеры сгорания, нарушающему нормальную эксплуатацию ГТУ.

Помпаж как таковой возникает при срыве потока на лопатках компрессора под влиянием больших положительных углов атаки. Например, если при неизменной частоте вращения увеличивать давление в нагнетательном патрубке, то прежде всего в последней ступени компрессора будет снижаться коэффициент расхода, характеризующий отношение осевой скорости потока к окружной скорости ($\bar{c}_z = c_z/u$). При этом углы атаки на лопатках будут возрастать и в некоторый момент в последней ступени произойдет срыв потока и уменьшится напор компрессора.

Уменьшение напора должно восполниться за счет работы прежде всего предпоследней ступени. Но предпоследняя ступень сама уже работает вблизи неустойчивой зоны. Она не сможет обеспечить двойную нагрузку. Поэтому срыв потока произойдет и на предпоследней ступени тоже. Поток воздуха устремится из нагнетательной линии в сторону всасывающей, что приведет к падению давления в нагнетательной камере. В какой-то момент давление в нагнетательной линии упадет настолько, что ступени компрессора будут в состоянии вновь нагнетать воздух и поток газа вновь изменит направление своего движения. Таким образом будут возникать колебания воздуха, вихри, различные направления движения воздуха в пределах проточной части компрессора. Для того чтобы прекратить начавшееся явление помпажа, необходимо так изменить режим работы компрессора, чтобы давление нагнетателя было ниже, чем в момент срыва.

Помпажные явления в осевом компрессоре могут охватить компрессор в целом и проявляться в виде периодического изменения давления воздуха на линии нагнетания, температуры воздуха, частоты вращения, а также повышенной вибрации агрегата и шума. Из-за повышения знакопеременных напряжений в лопаточном аппарате создается угроза выхода его из строя. С целью предупреждения помпажных явлений особенно при пуске агрегата, когда линия пуска наиболее близко подходит к линии помпажа компрессора (см. рис. 3.5), в его конструкции обычно после 4–6 ступеней предусматривается устройство сбросных клапанов, через которые осуществляется сброс части воздуха в атмосферу.

На остановленном агрегате и в начале пуска клапаны открыты и в таком состоянии удерживаются силой натяжения пружины. По мере возрастания частоты вращения в процессе пуска растет давление воздуха по тракту компрессора, увеличивается перепад давления на тарелке клапана, которое постепенно закрывает клапаны. Выход из помпажной зоны обычно происходит при частоте вращения 3500–4000 об/мин. Сбросные клапаны в процессе работы на расчетном режиме закрыты и вновь открываются при каждой остановке ГТУ.

Наиболее важной причиной возникновения помпажа, действующей при пуске и работе ГТУ, является повышение сопротивления всасывающего тракта (возрастание разрежения на всасывание) в связи с загрязнением фильтров, закрытием жалюзей воздухо-заборного устройства и также образованием ледяного покрытия на входном направляющем аппарате осевого компрессора. Помпажные явления в осевом компрессоре могут возникнуть и при резком сбросе или резком возрастании нагрузки агрегата как следствие помпажа нагнетателя. Такая ситуация может возникнуть в случае аварийной остановки одного из двух последовательно работающих ГТУ. Для предупреждения этого явления предусматривается автоматический кратковременный сброс воздуха из проточной части остающегося в работе агрегата. С целью предупреждения помпажа осевого компрессора обычно контролируют сопротивление

всасывающего тракта, периодически производят чистку проточной части компрессора, следят за правильностью работы сбросных клапанов при температуре наружного воздуха ниже $5 \div 7$ °С в условиях тумана, снегопада, контролируют состояние входного аппарата и при необходимости включают подогрев циклового воздуха на входе в осевой компрессор. Кроме этого, осуществляют контроль за показаниями давления воздуха за осевым компрессором, частотой вращения ТВД, температурой газа перед турбиной, вибрацией агрегата.

Изменение частоты вращения компрессора влияет не только на абсолютные значения расхода воздуха и напора компрессора (см. рис. 3.8), но и определяет форму характеристики компрессора. При повышении частоты вращения вследствие сжимаемости воздуха характеристика компрессора становится более крутой. Чем больше степень повышения давления, тем сильнее сказывается сжимаемость воздуха и в большей степени увеличивается крутизна характеристики.

Изменение к.п.д. компрессора в зависимости от режима его работы происходит главным образом из-за возникновения на нерасчетных режимах положительных или отрицательных углов атаки на лопатках. Под углом атаки обычно понимается угол, образованный направлением входной скорости воздушного потока и направлением касательной к передней точке средней линии профиля самой лопатки.

Отклонение от расчетной точки A на диаграмме рис. 3.8 влево от линии $\pi = \text{idem}$ приводит к возникновению положительных углов атаки, а смещение вправо по той же линии в сторону отрицательных углов. То и другое приводит к уменьшению к.п.д. осевого компрессора.

Линии постоянной частоты вращения на характеристике осевого компрессора (см. рис. 3.8) заканчиваются вертикальными отрезками, что свидетельствует о достижении на этих участках характеристики компрессора закритического режима истечения, когда расход газа уже не зависит от соотношения давлений сжатия.

Достоинством приведенного типа характеристик осевого компрессора является и то, что они позволяют устанавливать возможный диапазон работы компрессора при постоянных числах оборотов, от линии помпажа до максимальной производительности, построить совмещенные характеристики осевого компрессора и турбины, рассчитать ГТУ на переменный режим работы.

Приведенная характеристика осевого компрессора носит в известной мере универсальный характер, так как все ее показатели (расход воздуха, частота вращения) приведены к исходным расчетным параметрам наружного воздуха (обычно $T_{\text{апр}} = 288,12$ К, $p_{\text{апр}} = 0,1$ МПа). Поэтому действительный расход наружного воздуха и реальная частота вращения при изменении параметров наружного воздуха перед компрессором будут несколько отличаться от данных характеристики (см. рис. 3.8).

При атмосферных условиях, отличных от принятых, при построении универсальной характеристики необходимо делать пересчет показателей

по следующим формулам:

приведенная подача

$$G_{\text{пр}} = G \frac{p_{a\text{пр}}}{p_a} \sqrt{\frac{T_a}{T_{a\text{пр}}}}; \quad (3.9)$$

приведенная частота вращения

$$n_{\text{пр}} = n \sqrt{\frac{T_{a\text{пр}}}{T_a}}; \quad (3.10)$$

приведенное давление в точке i тракта ГТУ

$$p_{i\text{пр}} = p_i \frac{p_{a\text{пр}}}{p_a}; \quad (3.11)$$

приведенная температура рабочего тела в точке i тракта ГТУ

$$T_{i\text{пр}} = T_i \frac{T_{a\text{пр}}}{T_a}, \quad (3.12)$$

где $p_{a\text{пр}}$, $T_{a\text{пр}}$ – приведенные давления $p_{a\text{пр}}$ и температура $T_{a\text{пр}}$, при которых построена характеристика осевого компрессора; p_a , T_a – действительные давление и температура наружного воздуха соответственно на входе в компрессор; G , n – фактическая подача и действительная частота вращения компрессора; $G_{\text{пр}}$, $n_{\text{пр}}$ – приведенная подача и приведенная частота вращения соответственно.

Определив $G_{\text{пр}}$ и $n_{\text{пр}}$ по соотношениям (3.9) и (3.10) и нанеся их значения на универсальную характеристику осевого компрессора, можно легко судить о фактическом режиме его работы по универсальной характеристике.

3.2. Камеры сгорания. Назначение, устройство и принцип работы

Камеры сгорания ГТУ предназначены для полного сжигания топлива в потоке воздуха, поступающего из осевого компрессора или регенератора, с целью получения продуктов сгорания с температурой, обусловленной жаростойкостью лопаток и дисков газовой турбины. Камера сгорания должна удовлетворять широкому кругу требований – обеспечение высокой полноты сгорания топлива, надежность и плавность запуска в работу, устойчивость горения в широком диапазоне изменений давления, скорости потока воздуха и соотношения топливо/воздух, отсутствие значительных пульсаций давления, вызванных процессом горения, малые потери давления по тракту камеры сгорания, равномерность пол-

температур по поперечному сечению камеры, низкая стоимость конструкции, большой ее моторесурс.

В стационарных приводных ГТУ средней и большой мощности применяют камеры сгорания главным образом двух типов — выносные и встроенные. Выносные камеры сгорания обычно используются в ГТУ с регенеративным подогревом циклового воздуха. Встроенные камеры сгорания кольцевые, секционные располагаются концентрично между компрессором и турбиной, что позволяет значительно уменьшить габариты и массу установки, повысить блочность конструкции, облегчить обустройство установки на компрессорной станции.

Направление движения потока воздуха во встроенных камерах сгорания может быть различным: прямоточным, противоточным по отношению к направлению потока воздуха в компрессоре или угловым. Однако различие в схеме движения потока воздуха практически не меняет рабочий процесс сжигания топлива и величину потерь давления по камере в целом.

Принципиальная схема камеры сгорания показана на рис. 3.9. Основными элементами камеры сгорания являются: корпус 1, жаровая труба 2, горелочное устройство 3 и смеситель 4. Воздух после компрессора или регенератора поступает в камеру сгорания, где разделяется на два потока. Меньшая часть воздуха $G'_в$ (первый поток) поступает в жаровую трубу 2 через завихритель с радиально установленными лопатками, обеспечивающими его закрутку, и служит для непосредственного сгорания топлива, поступающего через газовые горелки. Задача завихрителей, которые представляют собой плохобтекаемые тела, — образовать устойчивую зону обратных токов для воспламенения вновь поступаю-

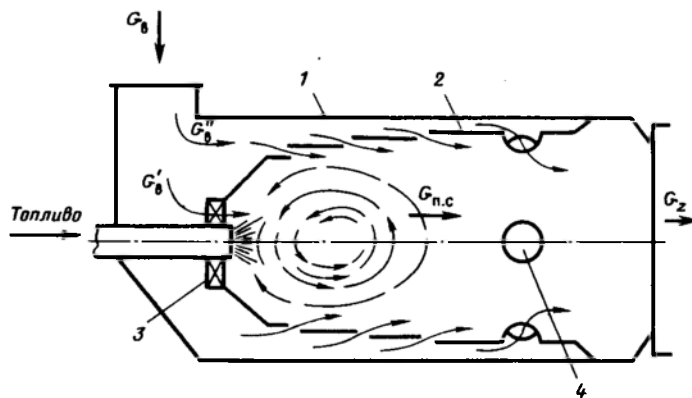


Рис. 3.9. Принципиальная схема камеры сгорания:

1 — корпус камеры сгорания; 2 — жаровая труба; 3 — горелочное устройство с завихрителем потока; 4 — смеситель; $G_в$ — поток воздуха при входе в камеру сгорания; $G'_в$ — первичный поток воздуха; $G''_в$ — вторичный поток воздуха; $G_{п.с}$ — продукты сгорания в зоне горения; G_z — продукты сгорания перед турбиной

щей газовой смеси. Температура горящего факела при этом достигает 1500–1600 °С. При более высоких температурах горения образуются токсичные оксиды азота, что крайне вредно влияет на экологию окружающей среды.

Большая часть воздуха G'' (второй поток) проходит между корпусом и жаровой трубой, охлаждает их и через щели и отверстия в обечайках жаровой трубы поступает на охлаждение ее внутренней части. Через смеситель 4 оставшаяся часть воздушного потока поступает в жаровую трубу и снижает температуру продуктов сгорания до заданной величины T_z . Движение вторичного воздуха между корпусом и стенками жаровой трубы может быть организовано по схеме прямотока, когда направление движения воздуха совпадает с направлением движения продуктов сгорания и по схеме противотока в зависимости от конструктивной схемы камеры сгорания.

На рис. 3.10 представлена кольцевая камера сгорания с радиальным течением потока воздуха после осевого компрессора. Воздух после компрессора равномерно распределяется по всем камерам сгорания. Равномерность температурного поля по окружности входа в газовую турбину стремятся обеспечить изменением расхода газа через горелки и установки определенных калиброванных диафрагм для создания гидрав-

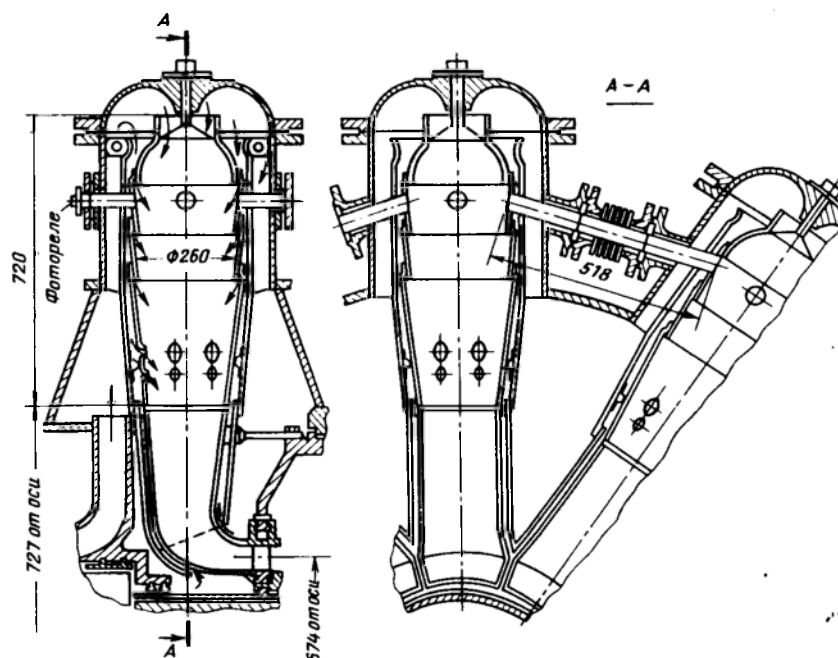


Рис. 3.10. Камера сгорания установки ГТ-6-750 ТМЗ

лических сопротивлений. Однако задача получения равномерного температурного поля на входе в газовую турбину остается одной из основных для этого типа камер сгорания.

Рабочий процесс камер сгорания, несмотря на кажущуюся простоту, чрезвычайно сложен. К камерам сгорания ГТУ предъявляются высокие требования по конструктивному исполнению и особенно по организации рабочего процесса. Подвод природного газа в камеру сгорания ГТУ на КС не представляет особых трудностей. Сам процесс сжигания газообразного топлива во многом зависит от качества перемешивания его с воздухом. Чтобы фронт горения не перемещался в жаровой трубе и был устойчивым, очевидно, необходимо, чтобы скорость потока газовой смеси равнялась нормальной скорости горения. При подаче газовой смеси со скоростью, меньше нормальной, фронт горения смещается в направлении подачи горячей смеси и происходит проскок пламени. Если нормальная скорость горения меньше скорости подачи газовой смеси, то фронт горения смещается в сторону смесителей и происходит отрыв пламени. Это приводит к тому, что на компрессорной станции крайне осторожно можно применять дополнительный подогрев топлива или воздуха без конструктивных изменений камеры сгорания. Дело в том, что при повышении температуры газовой смеси скорость горения быстро возрастает.

При больших расходах топливного газа, что имеет место в ГТУ больших мощностей, приходится применять несколько горелок в камере сгорания, чтобы получить удовлетворительное значение ее к.п.д. Под к.п.д. камеры сгорания принято понимать отношение теплоты, переданной воздуху при сжигании топлива, к общему количеству теплоты, выделяемой при полном сжигании того же количества топлива. К.п.д. современных камер сгорания, работающих на газообразном топливе, достигает 0,97–0,98.

Потери от недожога топлива, подаваемого в камеру сгорания, обычно не превышают 1 % на всех ее рабочих режимах.

Минимальные потери от химического недожога топлива, что и обеспечивает высокий к.п.д. камеры сгорания, достигаются главным образом двумя путями:

- в результате высокой турбулизации потока в зоне горения, что обеспечивает интенсивное перемешивание топлива и поступающего через завихрители на его окисление воздуха;

- разделением поступающего в камеру сгорания воздуха на два потока, один из которых непосредственно участвует в сжигании топлива с оптимальным коэффициентом избытка воздуха в зоне горения ($\alpha \cong 1,2 \div 1,4$), а второй служит для охлаждения элементов камеры и образования продуктов сгорания с заданной температурой T_z .

Устойчивость горения топлива в камере сгорания достигается с помощью аэродинамической рециркуляции продуктов сгорания, возникающей в камере за счет установки плохо обтекаемых тел-регистров (за-

вихрителей потоков); что приводит к образованию обратных токов, обеспечивающих непрерывное поджигание свежих порций поступающего топлива (см. рис. 3.9).

При переменном режиме работы ГТУ изменяется соотношение между топливом и воздухом, поступающими в камеру сгорания. В этих условиях не всегда можно обеспечить устойчивость горения факела только за счет аэродинамической рециркуляции. В связи с этим горелочное устройство камер сгорания, как правило, снабжается установкой дополнительных дежурных горелок, обеспечивающих постоянное поджигание поступающего топлива.

Уравнение материального баланса процесса сгорания 1 кг газообразного топлива в камере сгорания может быть записано в виде

$$G = 1 + (1 + \psi x_s + \Delta x_{1,2}) \alpha L_0, \quad (3.13)$$

где ψ — относительная влажность наружного воздуха; x_s — массовое содержание влаги при полном насыщении воздуха в пересчете на 1 кг сухого воздуха; $\Delta x_{1,2}$ — возможное дополнительно введенное при сжатии воздуха или при сжигании топлива количество воды Δx_1 и водяного пара Δx_2 в пересчете на 1 кг сухого воздуха, кг/кг; α — коэффициент избытка воздуха, определяемый как отношение общего количества воздуха, подаваемого в камеру, к теоретически необходимому количеству для окисления 1 кг топлива; коэффициент избытка воздуха является связующей характеристикой материального и рассмотренного далее теплового балансов камер сгорания ГТУ; L_0 — теоретически необходимый расход воздуха на 1 кг топлива.

В расчетах при отсутствии подачи воды в осевой компрессор или пара в камеру сгорания, подаваемых с целью форсирования мощностей ГТУ

$$(\psi x_s + \Delta x_{1,2} = 0), \quad (3.14)$$

уравнение (3.13) принимает вид:

$$G = 1 + \alpha L_0. \quad (3.15)$$

Исходным уравнением теплового баланса камер сгорания ГТУ является первое начало термодинамики для потока по внешнему балансу теплоты

$$Q_{1,2}^* = H_2 - H_1 + w_{1,2}^*, \quad (3.16)$$

$$q = Q_{1,2} = h_2 - h_1 + w_{1,2}^*, \quad (3.17)$$

где $Q_{1,2}^*$ — количество теплоты, подведенной извне и определяемой

как произведение коэффициента полезного действия камеры сгорания $\eta_{к.с}$ на теплоту сгорания всего израсходованного топлива $BQ_{нр}$,

$$Q_{1,2}^* = \eta_{к.с} BQ_{нр}; \quad (3.18)$$

$$\eta_{к.с} = 1 - \frac{q_{хим} + q_{охл}}{100}; \quad (3.19)$$

$q_{хим}$ — потери от химической неполноты сгорания топлива, %. Потери от механической неполноты сгорания при сжигании газообразного топлива можно считать равными нулю ($q_{мех} = 0$); $q_{охл}$ — потери теплоты от наружного охлаждения камер сгорания, %

$$q_{охл} = \frac{Q_{охл.к.с}}{BQ_{нр}} 100, \quad (3.20)$$

$w_{1,2}^*$ — внешняя работа, определяемая как разность кинетических энергий потока на выходе и входе камеры сгорания,

$$\frac{w_{1,2}^*}{BG} = \frac{c_2^2}{2} - \frac{c_1^2}{2}. \quad (3.21)$$

Здесь B — расход топлива в единицу времени, кг/ч; G — масса продуктов сгорания при сжигании 1 кг топлива, кг/кг; c_1, c_2 — средние квадратические значения скорости потоков на входе и выходе камеры сгорания соответственно.

Определение расчетных значений энтальпии в начальном H_1 и конечном H_2 состоянии для камеры сгорания в общем виде связано с задачей выбора начала отсчета энтальпии. В исследованиях процессов сгорания топлива теплота сгорания определяется уравнением стандартной температуры калориметрирования ($t_Q = 20^\circ\text{C}$). Отсюда следует, что все значения энтальпий и уравнение теплового баланса камеры сгорания, строго говоря, должны строиться над уровнем температуры калориметрирования топлива, при котором $H(t_Q) = 0$.

В технических расчетах может быть принято, что теплота сгорания топлива не зависит от температуры калориметрирования. В этом случае температуру начала отсчета энтальпии можно принять любой, а уравнение теплового баланса камеры сгорания записать в виде

$$\eta_{к.с} Q_{нр} = aL_0 c_{pm}^{(0)} (t_z - t_m) + \Delta Q; \quad (3.22)$$

$$c_{pm}^{(0)} = c_{pmA} + (\psi x_s + \Delta x_{1,2}) c_{pmH_2O} + \frac{c_{pmB}}{aL_0}, \quad (3.23)$$

где t_z — средняя температура газов на выходе из камеры сгорания;

t_m — средняя температура воздуха и топлива на входе в камеру сгорания,

$$t_m = \frac{1}{c_{pm}} \sum m_i c_{pmi} t_i; \quad (3.24)$$

m_i — массовая концентрация i -го потока (топливо, воздух) в общем потоке; c_{pmA} , c_{pmH_2O} — средние теплоемкости сухого воздуха (c_{pmA}) и водяного пара (c_{pmH_2O}) в интервале температур процесса

сгорания $t_z - t_m$; c_{pmB} — средняя теплоемкость топлива в интервале температур $t_B - t_Q$; $c_{pm}^{(0)}$ — удельный водяной эквивалент, определяемый как отношение водяного эквивалента продуктов сгорания Gc_p к массе сухого воздуха aL_0 в интервале температур $t_z - t_m$; ΔQ — поправка к уравнению теплового баланса камеры, характеризующая влияние изменения скорости потока в ее пределах [(уравнение (3.22))]. В расчетах можно считать, что $\Delta Q = 0$.

Из уравнения теплового баланса камеры сгорания (3.22) может быть определена температура продуктов сгорания при входе в турбину t_z или коэффициент избытка воздуха a . Если коэффициент избытка воздуха определен из уравнения материального баланса (3.13) на основе прямых измерений расхода воздуха и топлива, то из уравнения теплового баланса (3.22) может быть установлен к.п.д. камеры сгорания и далее на основе дополнительного измерения потерь в камере сгорания от наружного охлаждения $q_{охл}$ могут быть определены и потери от неполноты сгорания топлива $q_{хим}$.

Прямые измерения средней температуры продуктов сгорания перед турбиной t_z обычно недостаточно надежны, поэтому определение к.п.д. камеры сгорания по уравнению теплового баланса самих камер требует сопоставления полученных результатов с соответствующими определениями к.п.д. камеры на базе газового анализа продуктов сгорания.

В камеру сгорания второй и последующих ступеней подвода теплоты поступают, как отмечалось, продукты сгорания предшествующих ступеней. Концентрация кислорода в составе продуктов сгорания от ступени к ступени, естественно, снижается и соответственно снижается коэффициент избытка воздуха.

Из определения понятия коэффициента избытка воздуха как отношения расхода сухого воздуха G_A к произведению полного расхода топлива на теоретически необходимый удельный расход воздуха BL_0 следует соотношение для определения удельного расхода топлива i по камере сгорания

$$b_i = \left(\frac{1}{a_i} - \frac{1}{a_{i-1}} \right) \frac{1}{L_0}. \quad (3.25)$$

Для первой камеры сгорания ($i = 1$) получим (в силу $\alpha_{i-1} = \alpha_0 = \infty$ – сухой воздух)

$$b_1 = 1/(\alpha_1 L_0). \quad (3.26)$$

Соответственно может быть записано уравнение теплового баланса камер сгорания для любой ступени, отнесенное к 1 кг сухого воздуха ($\Delta Q = 0$):

для первой камеры сгорания

$$b_1 \eta_{к.с} Q_{н.р} = \frac{1}{\alpha_1 L_0} \eta_{к.с} Q_{н.р} = c_{pm}^{(0)} (t_z - t_m); \quad (3.27)$$

для i -й камеры сгорания

$$b_i \eta_{к.с} Q_{н.р} = \left(\frac{1}{\alpha_i} - \frac{1}{\alpha_{i-1}} \right) \frac{\eta_{к.с} Q_{н.р}}{L_0} = c_{pmi}^{(0)} (t_z - t_m)_i. \quad (3.28)$$

Гидравлический конструкторский расчет камеры сгорания сводится к определению площадей проходных сечений, основных размеров камеры сгорания и определению потерь давления по камере сгорания. Исходные данные для расчета выбирают из результатов теплового расчета: давление и температуру воздуха на входе в камеру сгорания, расход воздуха через камеру сгорания; расход топлива, к.п.д. камеры сгорания. Выбирается тип камеры – выносная или кольцевая.

Общий коэффициент избытка воздуха при этих исходных данных определяется соотношением

$$\alpha_{общ} = \frac{G_v}{BL_0}. \quad (3.29)$$

Расход первичного воздуха выбирается так, чтобы коэффициент избытка воздуха после завихрителя составлял 0,5–0,6:

$$\alpha_{перв} = \frac{G_{перв}}{BL_0}. \quad (3.30)$$

Увеличение расхода воздуха по длине жаровой трубы в первом приближении оценивают по линейному закону.

Общий объем камеры ориентировочно определяют, исходя из достигнутой теплонпряженности для камер сгорания стационарных ГТУ

$$Q_{вр} = \frac{\eta_{к.с} B Q_{н.р}}{p_c v_k} = (60 - 70) 10^3 \text{ кВт}/(\text{м}^3 \cdot \text{МПа}). \quad (3.31)$$

Отсюда внутренний объем камеры

$$V_{\kappa} = \frac{\eta_{\kappa.c} B Q_{\text{нр}}}{\rho_c (60 - 70) 10^3}. \quad (3.32)$$

Ориентировочная площадь (в м²) проходного сечения камеры сгорания для вторичного воздуха определяется соотношением

$$F_{\kappa} = \frac{k_1 G_{\text{в}}}{w_p \rho_c}; \quad (3.33)$$

$$\rho_c = \frac{p_c}{R T_c}, \quad (3.34)$$

где $k_1 = 0,85 \div 0,95$ — коэффициент, учитывающий расход воздуха через завихритель; w_p — скорость воздуха между корпусом и жаровой трубой, выбирается из условия хорошего ее охлаждения, $w_p \approx 80 \div 90$ м/с; ρ_c , p_c , T_c — плотность, давление и температура воздуха на входе в камеру сгорания соответственно.

Диаметр корпуса камеры сгорания определяется уравнением

$$D_{\kappa} = \sqrt{\frac{4 F_{\kappa}}{\pi}}. \quad (3.35)$$

Диаметр жаровой трубы

$$D_{\text{ж.т}} = \sqrt{\frac{4 G_{\text{в}}}{\pi w_p \rho_c} - D_{\kappa}^2}. \quad (3.36)$$

Для сжигания газообразного топлива соотношение между длиной L и диаметром жаровой трубы камеры сгорания выбирается в пределах $L/D_{\text{ж.т}} = 2,0 \div 2,5$. Длина жаровой трубы, по которой осуществляется подвод вторичного воздуха, составляет 60–80 % от общей длины жаровой трубы.

Размеры всех проходных сечений по камере сгорания определяют таким образом, чтобы относительная полная потеря давления не превышала 2–3 % от давления по камере сгорания p_c . В первом приближении потери статического давления в любом i -м потоке воздуха через щели и отверстия камеры сгорания можно определить по уравнению Дарси.

$$\Delta p_i = \xi_i \frac{\rho_i w_i^2}{2} = \xi_i \frac{u_i^2}{2 \rho_i}, \quad (3.37)$$

где u_i — массовая скорость потока воздуха в i -м сечении,

$$u_i = \rho_i w_i = G_i / F_i, \quad (3.38)$$

отсюда площадь сечения i -го проходного канала

$$F_i = \frac{G_i}{u_i} = \frac{G_i}{\sqrt{\frac{\xi_i}{2\rho_i \Delta p_i}}} \quad (3.3)$$

При расчете камер сгорания принимают, что коэффициенты сопротивления i -го проходного канала одинаковы.

Детальный расчет регистрового устройства, смесителей, числа щелей в жаровой трубе, глубины проникновения струй в жаровой трубе, определение фронта пламени осуществляют с использованием специальной литературы.

3.3. Газовые турбины, их конструкции и характеристики

Газовые турбины являются тем элементом ГТУ, где потенциальная энергия продуктов сгорания преобразуется в механическую энергию на валу агрегата.

На рис. 3.11 можно видеть принципиальные особенности устройства газовой турбины ГТУ. Основными элементами газовой турбины с внутренней теплоизоляцией при выносной камере сгорания являются: внешний корпус, обеспечивающий прочность и жесткость установки, внутренний корпус, обеспечивающий направление потока газа, выполнен жаростойких материалов малой толщины и отделен от внешнего корпуса слоем изоляции.

На пути потока продуктов сгорания устанавливаются направляющие и рабочие лопатки турбины высокого и низкого давления. Турбины высокого и низкого давления, как правило, располагаются соосно в одном корпусе. Входная часть корпуса A (входной патрубок) конструктивно связана с камерой сгорания и обеспечивает равномерный подвиг газа к лопаткам турбины. При этом поток газа обычно поворачивается примерно на 90° , что приводит к снижению неравномерности температурного поля.

Промежуточные патрубки B являются частью общего корпуса турбин высокого и низкого давлений, в котором размещаются компрессоры ТВД и ТНД. Эти патрубки обычно профилируют с небольшим углом раскрытия для падения скорости движения газов и некоторого восстановления давлений перед ТНД. При встроенных подшипниках в промежуточных патрубках располагают трубки подвода смазки, здесь могут располагаться трубопроводы охлаждающего воздуха и т.п. При этом стремятся к тому, чтобы их присутствие не вызывало колебаний рабочих лопаток последующей турбины.

Выпускные патрубки газовых турбин разделяются как бы на две зоны: первая — это диффузор, вторая, за диффузором, — зона отвода газов в прямоугольное или круглое сечение газопровода.

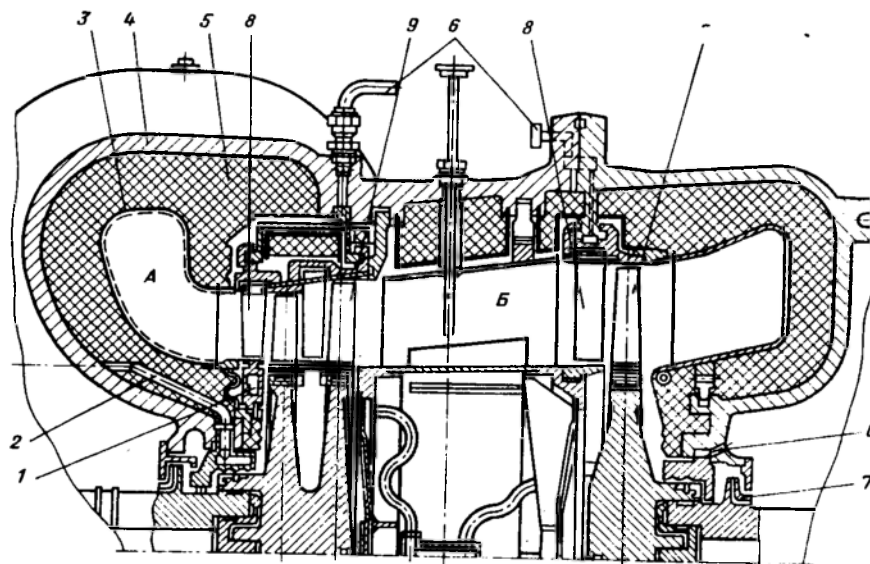


Рис. 3.11. Турбины высокого и низкого давления установки ГТ-700-5 НЗЛ:
 1 – воздухоподводящая камера; 2, 6 – каналы для подвода охлаждающего воздуха; 3 – внутренний корпус; 4 – внешний корпус; 5 – изоляция; 7 – центробежное колесо; 8 – направляющие лопатки; 9 – рабочие лопатки

Назначение диффузоров – увеличить теплоперепад на турбину за счет снижения статического давления за ТНД и частичного преобразования скоростного напора в давление. Скорость газа на выходе ТНД достигает 160–180 м/с.

Наряду с обычными требованиями прочности и жаростойкости, корпуса газовых турбин должны обеспечивать минимальные радиальные зазоры над вершинами лопаток. Дело в том, что большие радиальные зазоры приводят к перетоку газов от ступени к ступени, минуя лопатки, что приводит к снижению мощности и к.п.д. ГТУ. Кроме того, пуски и остановки ГТУ приводят к резкой смене температуры рабочего тела, омывающего корпус и ротор турбины. В условиях их разной тепловой инерции это также определяет радиальный зазор при стационарном режиме работы ГТУ. Корпуса газовых турбин по технологическим соображениям имеют горизонтальные и вертикальные разъемы.

Роторы газовых турбин выполняют из единой поковки, чаще дисковой конструкции со стяжными болтами. Ротор ТВД присоединяют к ротору осевого компрессора на болтах или в виде консоли. Ротора дисковой конструкции дают возможность относительно легко осуществлять осевую сборку и разборку турбины.

За счет организации мощного воздушного охлаждения поверхности роторов турбины до уровня температур 400–500 °С, их обычно изго-

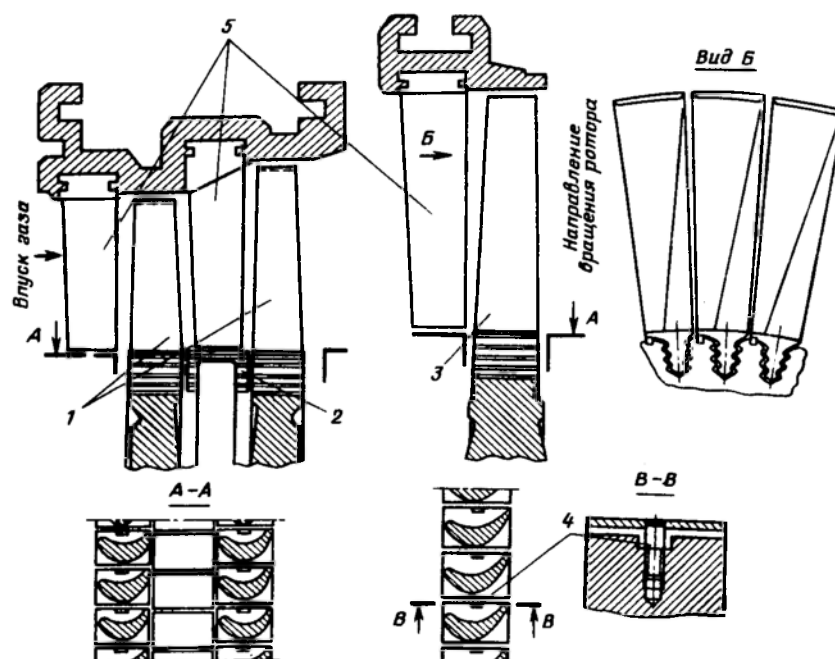


Рис. 3.12. Установка лопаток роторов турбины:

1 – рабочие лопатки турбины высокого давления; 2 – подставка; 3 – лопатки турбины низкого давления; 4 – винт; 5 – направляющие лопатки ТВД и ТНД (сопла)

товляют из среднелегированных жаропрочных хромистых сталей с присадками никеля, молибдена и ванадия.

Рабочие лопатки газовых турбин – одни из наиболее напряженных деталей газовых турбин. В процессе работы они испытывают значительные статические напряжения от действия центробежных сил и движения газового потока; динамические напряжения от неравномерности потока, термические при пуске и остановке агрегата. Все это приводит к необходимости обеспечить надежное крепление лопаток, их самоустанавливаемость по направлению действия центробежных сил, выполнять из высоколегированной стали на никелевой основе, применять для них интенсивное воздушное охлаждение.

Рабочие лопатки турбины крепят на ее роторе с помощью хвостовиков, выполненных в форме елочной конструкции (рис. 3.12). Такая конструкция крепления позволяет лопаткам воспринимать большие усилия, самоустанавливаться по направлению действия центробежных сил, их легко заменять при ремонте.

Рабочие лопатки турбин закручены по высоте с целью равномерного обтекания их рабочим телом и, если работают при температурах 800 °С



Рис. 3.13. Поперечное сечение интенсивно охлаждаемой сопловой лопатки

и выше, то выполняются, как правило, полыми с охлаждением их потоком воздуха.

По конструкции воздухоохлаждаемые лопатки проще в изготовлении, если они выполняются с радиальным течением охлаждающего воздуха (рис. 3.13), сложнее, если лопатки выполнены с петлевым или полупетлевым течением (рис. 3.14).

Сопловой аппарат первой ступени турбины в современных ГТУ выполняют обычно с двухопорными соплами, так как именно он воспринимает наибольший перепад давления и наибольшее термическое напряжение. Все современные ГТУ имеют охлаждаемый сопловой аппарат с выходом охлаждающего воздуха в выходную кромку. Выходящий воздух, смешиваясь с продуктами сгорания, участвует в работе на последующих лопатках турбины. Последующие сопловые аппараты турбины, как правило, выполняют с консольным закреплением лопаток.

Сопла и лопатки газовых турбин первых отечественных ГТУ изготавливались без использования воздушного охлаждения с консольным закреплением лопаток соплового аппарата (см. рис. 3.11). В современ-

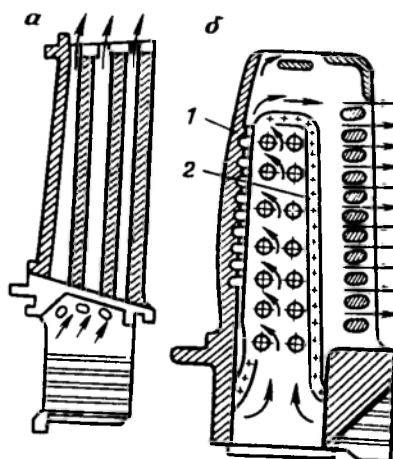


Рис. 3.14. Умеренно охлаждаемая (а) и интенсивно охлаждаемая (б) рабочие лопатки турбины: 1 — литой корпус лопатки; 2 — дефлектор

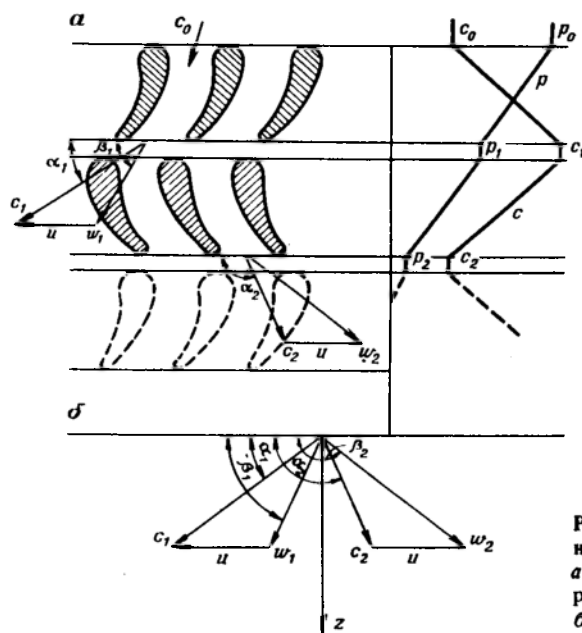


Рис. 3.15. Активная турбинная ступень:
а — схема ступени с эпюрами скоростей и давлений;
б — треугольники скоростей

ных ГТУ в качестве материала сопловых и рабочих лопаток первых ступеней используют литейные сплавы на никелевой основе.

Рабочий процесс в турбинной ступени осуществляется следующим образом. В направляющем сопловом аппарате потенциальная и внутренняя энергия преобразуется в кинетическую. Рабочее тело, расширяясь и увеличивая скорость, выходит из направляющего аппарата с абсолютной скоростью $c_1 > c_0$ (рис. 3.15). Кинетическая энергия этого потока преобразуется в работу на валу турбины в рабочем колесе.

Лопатки рабочего колеса, находясь в потоке жидкости, движутся с окружной скоростью u . Относительная скорость w_1 определяется из входного треугольника скоростей. На выходе из рабочего колеса поток обладает относительной скоростью w_2 . Построение выходного треугольника дает возможность определить абсолютную скорость $c_2 < c_1$, с которой газ поступает в следующий направляющий аппарат и где происходит дальнейшее преобразование энергии. Абсолютная скорость снижается в результате превращения кинетической энергии потока в механическую работу. Все углы в треугольниках скоростей обычно отсчитываются от оси, совпадающей по направлению с вектором окружной скорости u .

Под турбинной ступенью понимается совокупность направляющего аппарата и расположенного за ним рабочего колеса.

Второй направляющий аппарат устанавливается за рабочим колесом в многоступенчатых турбинах для дальнейшего преобразования

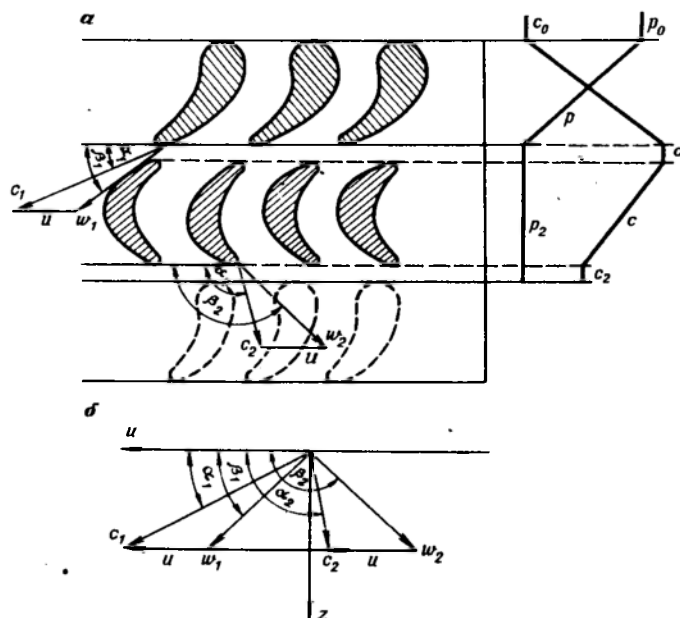


Рис. 3.16. Реактивная турбинная ступень с симметричными лопатками:
 а – схема ступени с эпюрами скоростей и давлений; б – треугольники скоростей

энергии потока и частичного использования его кинетической энергии

Турбинная ступень обычно подразделяется на ступень активного реактивного типов.

В активной ступени турбины относительные средние скорости потока газа перед рабочим колесом и за ним одинаковы по величине ($w_1 = w_2$) (см. рис. 3.15). В рабочем колесе активной ступени потенциальная энергия газа не преобразуется в кинетическую, поток здесь лишь меняет направление своего движения. Вследствие изменения направления скорости потока на рабочих лопатках возникает сила, создающая вращающий момент. Давление газа в пределах рабочего колеса практически не меняется.

В реактивной ступени турбины потенциальная и внутренняя энергия преобразуется в кинетическую в направляющем аппарате и рабочем колесе (рис. 3.16). В ступени этого типа газ после направляющего аппарата в осевом зазоре имеет более высокое давление, чем давление за ступенью ($p_1 > p_2$). Вследствие разности давлений по обе стороны рабочего колеса газ получает ускорение, в силу чего поток на выходе из рабочего колеса имеет относительную скорость w_2 , большую чем скорость w_1 . При этом кинетическая энергия в относительном движении возрастает

на величину $(\frac{w_2}{2} - \frac{w_1}{2})$. Следовательно, в реактивной ступени турбины вращающий момент на рабочем колесе возникает вследствие отклонения потока в нем, в результате реакции, возникающей под влиянием изменения относительной скорости движения газа. Причем соотношение между силой реакции и силой, вызванной поворотом струи, может быть самым различным в зависимости от формы профиля лопаток. Поэтому в реактивной ступени распределение перепада энтальпии между направляющим и рабочим колесом может быть также различным. На рис. 3.16 показана турбинная ступень, в которой входной и выходной треугольники получаются симметричными относительно оси z . По мере увеличения перепада энтальпии в рабочем колесе по сравнению с перепадом по всей ступени скорость c_1 уменьшается, а скорость w_2 увеличивается.

Применительно к направляющему потоку на рис. 3.16 для турбинной решетки имеем $c_{1u} > 0$; $c_{2u} < 0$; $p_{1u} > 0$, т.е. на лопатку действует сила, направленная в сторону вращения. Знаки проекций скоростей определяются углами α_1 и α_2 .

Вращающий момент колеса определяется уравнением

$$M = G(r_1 c_{1u} - r_2 c_{2u}), \quad (3.40)$$

где G — расход газа; r_1 и r_2 — расстояние от оси вращения потока перед решеткой и за решеткой соответственно.

Мощность, развиваемая колесом турбомашин, определяется уравнением:

$$N = Mw, \quad (3.41)$$

где w — угловая скорость вращения ротора.

Так как $rw = u$, то из сопоставления последних двух уравнений находим

$$N = G(u_1 c_{1u} - u_2 c_{2u}). \quad (3.42)$$

Удельная положительная работа 1 кг массы газа равна

$$h = \frac{N}{G} = u_1 c_{1u} - u_2 c_{2u} = c_p \Delta T_s. \quad (3.43)$$

Сопоставление уравнений (3.7) и (3.43), а также рис. 3.7 и 3.16 показывает, что компрессорную ступень можно рассматривать как обращенную часть ступени осевой турбины. Однако это обращение следует понимать лишь в том смысле, что поток и скорость вращения меняют свое направление так, что выходные сечения каналов становятся входными сечениями компрессора. Такое обращение имеет лишь качествен-

(в м/с) истечения газа из сопел направляющего аппарата определяется соотношением

$$c_{1t} = \sqrt{2h_0 + c_0^2}. \quad (3.45)$$

Действительная скорость истечения несколько меньше:

$$\begin{aligned} c_1 &= \varphi_1 c_{1t} = \varphi_1 \sqrt{2h_0 + c_0^2} = \sqrt{2\varphi_1^2 h_0 + \varphi_1^2 c_0^2} = \\ &= \sqrt{2h + \varphi_1^2 c_0^2}, \end{aligned} \quad (3.46)$$

где φ_1 — коэффициент скорости, определяется опытным путем ($\varphi_1 \cong 0,94 \div 0,98$); c_0 — скорость газа на входе в направляющий аппарат (в расчетах часто принимается $c_0 = 0$).

Уменьшение скорости истечения связано с потерей энергии на трение, вихреобразование и т.п. Потерянная энергия превращается в теплоту, что приводит к некоторому повышению конечной энтальпии газа (см. рис. 3.17).

Из соотношений (3.45), (3.46), следует ($c_0 = 0$), что

$$h_0 = \frac{c_{1t}^2}{2} = \frac{c_1^2}{2\varphi_1^2}. \quad (3.47)$$

Полезная удельная работа газа по соотношению (3.43) равна ($u_1 \cong u_2$)

$$h = \frac{N}{G} = \frac{p_{1u} u}{G} = u(c_{1u} - c_{2u}). \quad (3.48)$$

Подставляя соотношения (3.47), (3.48) в уравнение для к.п.д. ступени (3.44), находим:

$$\eta_{ст} = \frac{h}{h_0} = \frac{2\varphi_1^2}{c_1^2} u(c_{1u} - c_{2u}). \quad (3.49)$$

С учетом треугольников скоростей для активной ступени (см. рис. 3.12) имеем

$$\begin{aligned} \eta_{ст} &= \frac{2\varphi_1^2}{c_1^2} u(c_1 \cos \alpha_1 - c_2 \cos \alpha_2) = \frac{2\varphi_1^2}{c_1^2} u(c_1 \cos \alpha_1 - \\ &- w_2 \cos \beta_2 - u) = \frac{2\varphi_1^2 u}{c_1^2} (c_1 \cos \alpha_1 - \psi w_1 \cos \beta_2 - u) = \\ &= \frac{2\varphi_1^2 u}{c_1^2} [c_1 \cos \alpha_1 - u - \psi (c_1 \cos \alpha_1 - u) \frac{\cos \beta_2}{\cos \beta_1}] = \end{aligned}$$

$$= \frac{2\varphi_1^2 u}{c_1^2} \left[(c_1 \cos \alpha_1 - u) \left(1 - \psi \frac{\cos \beta_2}{\cos \beta_1} \right) \right], \quad (3.50)$$

где ψ — коэффициент скорости, характеризующий снижение относительной скорости w_1 из-за трения и вихрей в рабочем колесе ($w_2 = \psi w_1$; $\psi < 1$).

Обозначая отношение окружной скорости на середине высоты лопатки к скорости выхода газа из сопел направляющего аппарата

$$x = \frac{u}{c_1}, \text{ получаем}$$

$$\eta_{\text{ст}} = 2\varphi_1^2 x (\cos \alpha_1 - x) \left(1 - \psi \frac{\cos \beta_2}{\cos \beta_1} \right). \quad (3.51)$$

Величины φ_1 , ψ и $\frac{\cos \beta_2}{\cos \beta_1}$ можно считать независимыми от x , тогда

$$\frac{d\eta_{\text{ст}}}{dx} = 2\varphi_1^2 \left(1 - \psi \frac{\cos \beta_2}{\cos \beta_1} \right) (\cos \alpha_1 - 2x) = 0, \quad (3.52)$$

отсюда

$$x = \frac{u}{c_1} = \frac{1}{2} \cos \alpha_1. \quad (3.53)$$

Следовательно, максимальное значение

$$\eta_{\text{ст}}^{\text{max}} = \frac{1}{2} \varphi_1^2 \cos^2 \alpha_1 \left(1 - \psi \frac{\cos \beta_2}{\cos \beta_1} \right). \quad (3.54)$$

Соотношение (3.54) показывает, что теоретически наибольший к.п.д. активной ступени получается при $\alpha_1 = 0$, т.е. при $u = 0,5 c_1$. На практике угол α_1 обычно равен $12-14^\circ$, так как меньшее его значение получить трудно. Следовательно, $u_{\text{ex}} = (0,45 \div 0,48) c_1$.

На рис. 3.18 показана зависимость $\eta_{\text{ст}}$ от соотношения u/c_1 . Относительные потери с выходной скоростью ξ_v в зависимости от соотношения u/c_1 сначала заметно уменьшаются, а достигнув минимума ее, в большей мере начинают возрастать. Именно эти потери и определяют в основном величину $\eta_{\text{ст}}$.

Для реактивной ступени в условиях симметричных скоростей (см. рис. 3.16) имеем:

$$\begin{aligned} (c_1 = w_2; w_2 = c_2; \alpha_1 = 180 - \beta_2; \beta_1 = 180 - \alpha_1); \\ h = u(c_1 \cos \alpha_1 - c_2 \cos \alpha_2) = u(c_1 \cos \alpha_1 + w_1 \cos \beta_1) = \\ = u(c_1 \cos \alpha_1 + c_1 \cos \alpha_1 - u) = x(2 \cos \alpha_1 - x). \end{aligned} \quad (3.55)$$

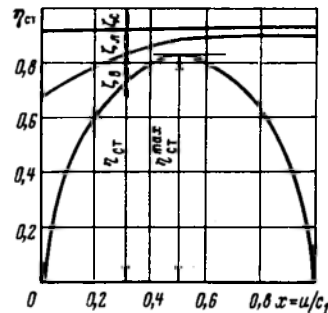


Рис. 3.18. Зависимость относительного к.п.д. турбины от характеристики u/c_1 для активной ступени турбины

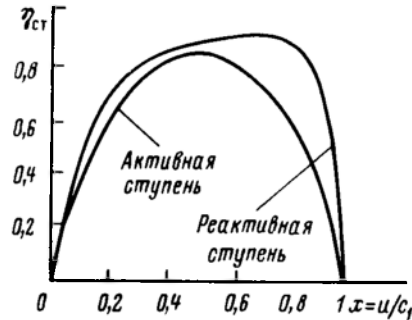


Рис. 3.19. Зависимость относительных потерь в активной и реактивной ступени турбины от соотношения скоростей u/c_1

Следовательно, максимальная полезная работа получается при условии

$$\frac{dh}{dx} = (2 \cos \alpha_1 - 2x) = 0, \quad (3.56)$$

т.е. при

$$x = \frac{u}{c_1} = \cos \alpha_1 \approx 1. \quad (3.57)$$

Из приведенных соотношений видно, что основное значение для экономичной работы в ступени, а, следовательно, и турбины в целом имеет соотношение u/c_1 , а не абсолютные значения этих скоростей. Только при определенных значениях u/c_1 к.п.д. турбины достигает наибольшего значения; для активной ступени $u/c_1 = 0,45 \div 0,48$; для реактивной $u/c_1 = 0,8 \div 0,9$ (рис. 3.19). Для экономически выгодного режима работы турбины безразлично, за счет чего будет изменяться величина u/c_1 ; за счет изменения c_1 или за счет изменения u .

Скорость истечения c_1 получается как результат преобразования теплорепепада в направляющем аппарате [соотношение (3.45)] и, следовательно, характеризует работоспособность ступени турбины. Окружная скорость u является синонимом частоты вращения турбины ($u = \pi d n / 60$), характеризует быстротходность ее. Поэтому, будучи тесно связанным между собой соотношением u/c_1 , увеличение скорости истечения c_1 (следовательно, и теплорепепада) приводит к необходимости увеличивать частоту вращения турбины. Так как в газовых турбинах $c_1 \approx 250 \div 350$ м/с, то окружная скорость должна быть в пределах 150–250 м/с. Поэтому газовые турбины даже стационарные работают, как правило, с большой частотой вращения $n = 5000 \div 6000$ об/мин.

Из данных рис. 3.19 следует, что при изменении частоты вращения ротора машины и неизменном теплоперепаде по ступени ($c_1 = \text{idem}$) будет резко изменяться величина u/c_1 , и, следовательно, к.п.д. турбины. Именно этим и объясняется зависимость к.п.д. ГТУ от частоты вращения, в частности, падение к.п.д. ГТУ при снижении частоты вращения выходного вала.

Наличие жесткой связи между c_1 и u приводит к существованию предельного теплоперепада по ступени турбины. Действительно, для сохранения $u/c_1 = \text{optimum}$ при повышении c_1 нельзя бесконечно увеличивать u ; лопатки турбины и так работают в тяжелых условиях (температура газов перед ТВД в стационарных турбинах составляют 750–850 °С).

Резкое изменение относительного к.п.д. турбины в зависимости от характеристики u/c_1 приводит и к тому, что только при одной частоте вращения сохраняется номинальная мощность турбины. На всех остальных скоростных режимах имеет место потеря мощности. Вращающий момент на лопаточном венце турбины снижается почти строго по прямой линии от максимального значения при $u = 0$ до нуля при некоторой максимальной частоте вращения ротора турбины (рис. 3.20). Данные рис. 3.20 показывают, как изменяется окружная составляющая скорос-

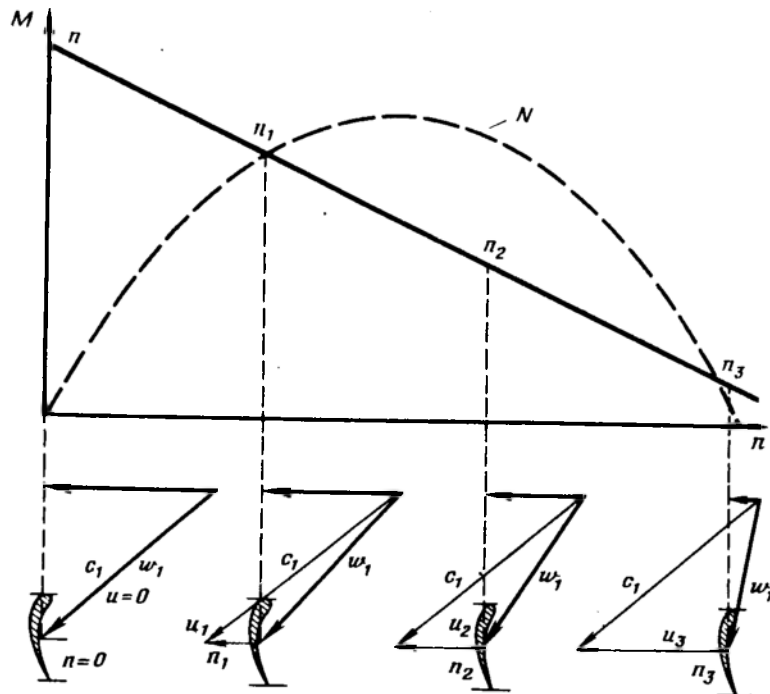


Рис. 3.20. Зависимость тягового момента на венце турбины от частоты вращения

ти и давления на лопатку (составляющая скорости w) при изменении частоты вращения турбины.

Исходя из различных оптимальных значений u/c_1 для активной и реактивной ступеней, имеем, что при одинаковых окружных скоростях работоспособность активных турбин должна быть примерно в 1,5–2 раз выше, чем у реактивных (120–180 кДж/кг против 80–110 кДж/кг). Следовательно, при создании мощных ГТУ предпочтение должно, казалось бы, быть отдано активным турбинам. Однако газовые турбины, как правило, реактивные, причем степень реактивности возрастает с высотой лопаток, начиная от корня ее. Причиной этого является трудность осуществления активной ступени при наличии длинных лопаток, которые между ними проходят очень большие объемы газа. Кроме того, реактивные ступени имеют более высокие к.п.д., чем активные (см. рис. 3.1).

В условиях, когда необходимо получить теплоперепады больше допустимых для одной ступени, газовые турбины выполняются многоступенчатыми. При этом общий располагаемый теплоперепад делится примерно на равные части по числу ступеней турбины, которую выполняют как последовательное соединение этих ступеней, расположенных в одном корпусе. Это дает возможность в одной многоступенчатой турбине реализовать большие теплоперепады при допустимой частоте вращения выходного вала и весьма высоком общем к.п.д. турбины.

3.4. Регенераторы, их виды и характеристики

В стационарных газотурбинных установках используют в основном два типа регенераторов (воздухоподогревателей): трубчатые и пластинчатые. Регенераторы обоих типов предназначены для частичного подогрева воздуха после осевого компрессора перед поступлением его в камеру сгорания, что, естественно, приводит к снижению расхода топлива по ГТУ.

К регенераторам ГТУ обычно предъявляют следующие основные требования: прочность и плотность конструкции, хороший теплообмен между воздушным и газовыми потоками, малые гидравлические сопротивления по газозадушным трактам, компактность и т.д. К особым жестким требованиям, выполнение которых наиболее сложно, относится требование герметичности конструкции, чтобы избежать утечки газа из воздушного тракта регенератора.

Одной из причин, определяющей сложность решения этой задачи является то, что регенератор состоит из элементов различной толщины, которые прогреваются и охлаждаются с различной скоростью, что, естественно, и вызывает высокие тепловые напряжения и, как следствие, коробление конструкции в период пусков и остановок ГТУ.

Характерная особенность регенераторов – примерное равенство комплексов $Gc_p i$, определяемых как произведение массового расхода потока в единицу времени на его теплоемкость при постоянном давлении ($G_{в} c_{pв} = G_{г} c_{pг}$) и значительно большее давление воздуха (p

$= 0,5 \div 1 \text{ МПа}$) по сравнению с давлением продуктов сгорания ($p = 0,1 \text{ МПа}$). Наибольший перепад температур по регенератору определяется разностью между температурой продуктов сгорания, которая на входе в регенератор обычно не превышает $450\text{--}500^\circ\text{C}$, и температурой воздуха на входе в регенератор, которая составляет $160\text{--}250^\circ\text{C}$. Однако наибольшие трудности при конструировании и эксплуатации регенераторов вызывает не столько перепад температур между теплоносителями, сколько быстрое изменение этого теплоперепада в период пусков и остановки агрегатов, что и ведет к нарушению герметичности регенератора, появлению утечек воздуха через образовавшиеся в результате температурных деформаций неплотности в его поверхности.

Размеры регенераторов обычно лимитируются площадями проходных сечений для газового потока, которые призваны пропускать большие объемы продуктов сгорания при относительно низких падениях давления по газовому тракту ($\Delta p/p \approx 1,5 \div 3\%$). В связи с этим в трубчатых регенераторах воздух удобнее пропускать через трубки, а газы — между трубками. Регенераторы с движением воздуха внутри трубок легко выполнить на высокие давления, они получаются более компактными и менее металлоемкими по сравнению с регенераторами, где по трубам движутся продукты сгорания, а трубки омываются сжатым воздухом. Однако в ряде случаев из конструктивных сооружений компоновки регенераторов в схеме ГТУ продукты сгорания пропускают внутри трубок, а воздух проходит в межтрубном пространстве. Схема такого регенератора представлена на рис. 3.21 [8]. Теплообменные трубки 1 для движения продуктов сгорания диаметром около 25 мм приварены к трубным дискам 2 и образуют поверхность нагрева регенератора. Воздух движется в межтрубном пространстве, где с помощью перегородок 3 организуется многократный перекрестный ход по схеме противотока (навстречу движению продуктов сгорания). Давление сжатого воздуха воспринимается корпусом регенератора 4, корпус регенератора при помощи опор 6 крепится к раме 5. Температурные деформации трубной части и корпуса регенератора устраняются компенсатором 7.

Масса, габариты и стоимость пластинчатых регенераторов значительно меньше трубчатых, что вызывает постоянный повышенный интерес к разработке их конструкций с обеспечением герметичности между воздушной и газовой полостью. Конструкцию таких регенераторов разрабатывает Невский машиностроительный завод (НЗЛ) на базе использования профильных штампованных стальных листов с овалообразными выступами (рис. 3.22). Размеры и форма выступов на листах принимаются такими, чтобы при наложении листов образовывались каналы для прохода воздуха и продуктов сгорания. Края листов сваривают и крепят к корпусу регенератора. Составленный таким образом пакет листов образует поверхность нагрева, где в основной ее части воздух и газы движутся друг относительно друга по схеме противотока, а на концевых участках по схеме перекрестного тока, где воздух идет по волнистым каналам 11, а газы — по двугольным 12.

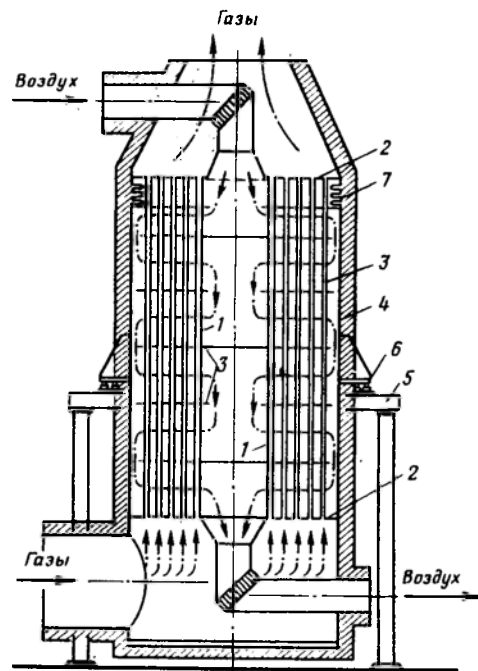


Рис. 3.21. Трубчатый регенератор

Регенератор газотурбинной установки ГТК-10 состоит из двух корпусов по две секции в каждом корпусе. Воздух поступает в каналы через входной патрубок, расположенный между секциями регенератора. Трубчатые и боковые поверхности, образующие стенки газохода, укреплены полуовальными крышками: боковые используются в качестве отводящих воздух коллекторов, верхняя торцевая — для подвода, нижняя для отвода воздуха.

Теплопередача между воздушным и газовым потоками характеризуется следующими балансовыми соотношениями:

$$Q = W_1 \Delta t = W_2 \Delta \tau = kF \theta_m = \frac{2(t_1 - \tau_1)}{\frac{1}{W_1} + \frac{1}{W_2} + \frac{1}{W_m} \operatorname{cth} \left(\frac{kF}{2W_m} \right)}, \quad (3.5)$$

где W_1 и W_2 — водяные эквиваленты нагревающего ($W_1 = G_1 c_{pm}$) и нагреваемого ($W_2 = G_2 c_{pm2}$) потоков, определяемые как произведение массового расхода вещества потока в единицу времени на его теплоемкость при постоянном давлении; Δt и $\Delta \tau$ — абсолютные величины изменений температуры нагревающего ($\Delta t = t_1 - t_2$) и нагреваемого ($\Delta \tau = \tau_2 - \tau_1$) потоков; kF — неразрывный комплекс для кри

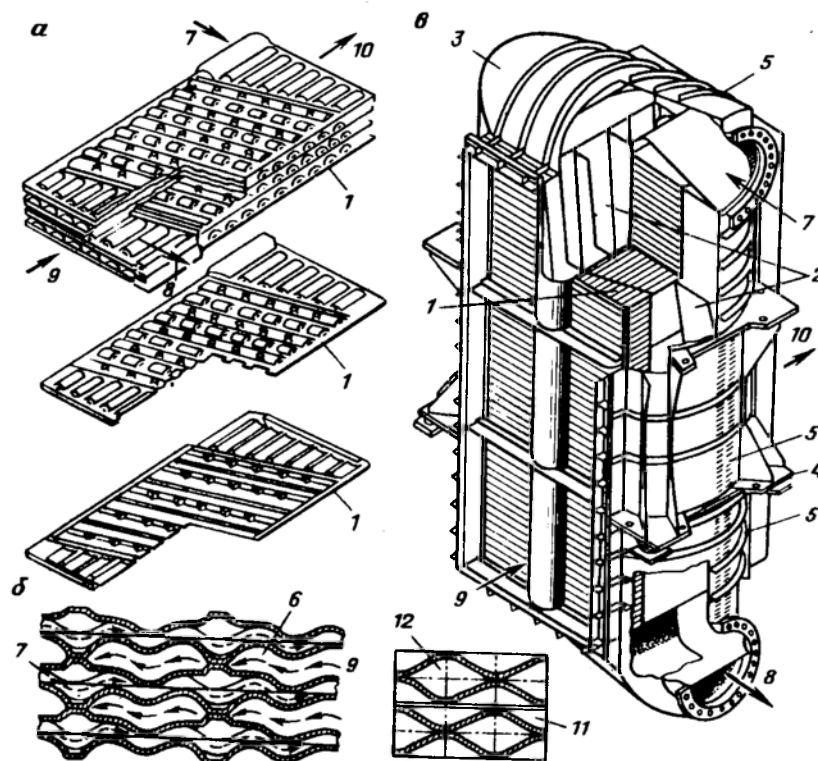


Рис. 3.22. Пластиновый регенератор установок ГТК-10 и ГТ-700-12М НЗЛ:
 а — листы и сборка пакета; б — форма каналов; в — корпус регенератора; 1 — пакеты элементов; 2 — направляющие лопатки; 3 — коллекторы; 4 — опоры; 5 — ребра; 6 — каналы основной поверхности; 7 — вход воздуха; 8 — выход воздуха; 9 — вход газов; 10 — выход газов; 11 — волнистые каналы на участках входа и выхода воздуха; 12 — двугрубые каналы на участках выхода и входа газов

гом поверхности теплопередачи; θ_m — средняя разность температур процесса теплопередачи.

Средняя разность температур процесса теплопередачи θ_m между газовым и воздушным потоками в регенераторе зависит от разности начальных температур ($t_1 - \tau_1$) и изменений температуры потоков ($\Delta t, \Delta \tau$), а также от схемы относительного движения теплоносителей — прямоток, противоток, перекрестный ход и т.д.

Различают два вида расчета процессов теплопередачи в теплообменных аппаратах: расчеты I и II рода. Расчеты I рода используются как предварительные при проектировании и как основные при экспериментальных исследованиях регенераторов. При проведении расчетов I

рода считается, что известны: начальные и конечные температуры обоих потоков ($t_1, \tau_1, \Delta t, \Delta \tau$) и один из комплексов (W_1, W_2 или kF).

При проведении этих расчетов прежде всего определяют среднюю разность температур θ_m , затем мощность теплопередачи Q по одному из уравнений баланса теплопередачи (3.58), значения комплексов ($W_1 = Q/\Delta t$; $W_2 = Q/\Delta \tau$) для нагревающего и нагреваемого потоков, приведенный коэффициент поверхности нагрева ($kF = Q/\theta_m$). По величине (kF) определяют коэффициент теплопередачи при экспериментальных исследованиях регенераторов ($k = kF/F$) или необходимую поверхность при проектировании ($F = kF/k$); в последнем случае коэффициент теплопередачи k принимается по предварительной оценке.

Расчеты II рода выполняют как проверочные при проектировании или выборе регенератора из числа имеющихся типовых конструкций. В этом случае все размеры регенератора известны, известны комплексы W_1, W_2 ; требуется определить расчетную мощность теплообменного аппарата Q в зависимости от величин W_1, W_2, kF и разности начальных температур потоков ($t_1 - \tau_1$).

Общее выражение средней разности температур θ_m для любых схем движения теплоносителей определяется системой уравнений

$$\theta_m = \frac{\theta_1 - \theta_{II}}{\ln \frac{\theta_1}{\theta_{II}}}, \quad (3.5)$$

где θ_1, θ_{II} — наибольшая и наименьшая разности температур процесса теплопередачи соответственно:

$$\theta_1 = \theta_{mA} + \frac{1}{2} \Delta T; \quad \theta_{II} = \theta_{mA} - \frac{1}{2} \Delta T. \quad (3.6)$$

Здесь θ_{mA} — средняя арифметическая разность температур:

$$\theta_{mA} = \frac{1}{2} (\theta_1 + \theta_{II}) = \frac{t_1 + t_2}{2} - \frac{\tau_1 + \tau_2}{2} = t_1 - \tau_1 - \frac{1}{2} (\Delta t + \Delta \tau); \quad (3.6)$$

ΔT — характеристическая разность температур:

$$\Delta T = \sqrt{(\Delta t + \Delta \tau)^2 - 4p\Delta t\Delta \tau} = \frac{Q}{W_m}, \quad (3.6)$$

W_m — приведенный комплекс, определяемый в зависимости от W_1, W_2 и индекса противоточности p ,

$$\frac{1}{w_m} = \frac{\Delta T}{Q} = \sqrt{\left(\frac{1}{w_1} + \frac{1}{w_2}\right)^2 - \frac{4p}{w_1 w_2}}, \quad (3.63)$$

p – индекс противоточности схемы движения теплоносителей (табл. 3.1).

В случае симметричных конструкций регенераторов (см. рис. 3.21 и 3.22) индекс противоточности можно определять по принципу аддитивности

$$p = \frac{1}{kF} \sum_{i=1}^{i=n} p_i (kF)_i \quad (3.64)$$

Теплопередача в элементах поверхности регенератора осуществляется как правило в области турбулентного режима движения обоих потоков – нагревающего и нагреваемого:

$$\alpha_{\text{сек}} = st_{uc_{pm}} = st_{pcc_{pm}}, \quad (3.65)$$

Таблица 3.1

Значения индексов противоточности различных схем движения теплоносителей

Схема теплопередачи	Относительное движение потоков	Индекс противоточной схемы
Противоток		$p = 1$
Прямоток		$p = 0$
Симметричный U-образный		$p = \frac{1}{2}$
Перекрестный ток		$p \approx 0,66$
Перекрестный ток плюс противоток		$p \approx 0,92$
Перекрестный ток плюс прямоток		$p \approx 0,47$

где $\alpha_{\text{сек}}$ — коэффициент теплоотдачи на границе поток — стенка; u, c — массовая и линейная скорости потока соответственно,

$$u = \frac{G_{\text{сек}}}{F}; \quad c = \frac{V_{\text{сек}}}{F} = \frac{u}{\rho}; \quad (3.66)$$

st — параметр теплоперехода (параметр Стэнтона), величина довольно стабильная,

$$st = \frac{Nu}{Pr Re} = \varphi(Pr, Re), \quad (3.67)$$

Nu, Pr, Re — параметры подобия — теплового (Nu — параметр Нуссельта; Pr — параметр Прандтля) и гидродинамического (Re — параметр Рейнольдса),

$$Pr = \frac{c_p z}{\lambda}; \quad Re = \frac{ud}{z} = \frac{cd}{\nu}; \quad Nu = \frac{ad}{\lambda}, \quad (3.68)$$

где c_p — теплоемкость потока; z — абсолютная вязкость вещества потока, определяемая как произведение кинематической вязкости ν на плотность $\rho = 1/\nu$; λ — коэффициент теплопроводности вещества потока; d — определяющий размер — отношение четырехкратной площади поперечного сечения потока f , к смоченному периметру s ,

$$d = \frac{4f}{s}. \quad (3.69)$$

Для каналов в пластинчатых регенераторах за определяющий размер следует принимать удвоенное расстояние между стенками канала ($d = 2l$), для трубчатых регенераторов — диаметр труб.

Между параметром теплоперехода st и коэффициентом сопротивления трения $\lambda_{\text{тр}}$ существует простая зависимость, вытекающая из описания самого механизма конвективного теплообмена,

$$\frac{1}{4} \frac{\lambda_{\text{тр}}}{st} = \beta_0; \quad \beta_0 = \frac{\pi}{2} \div 2. \quad (3.70)$$

В формулу падения давления потоков входят, как известно, главным образом сопротивление трения $\lambda_{\text{тр}}$ и местные сопротивления ξ :

$$\Delta p = \frac{u^2}{2\rho} \left(\frac{\lambda_{\text{тр}} l}{d} + \xi \right) = \frac{u^2 \lambda_m l}{2\rho d} = \frac{\rho c^2}{2} \frac{\lambda_m F}{4f}, \quad (3.71)$$

где λ_m — приведенный коэффициент сопротивления трения,

$$\lambda_m = \lambda_{\text{тр}} + \frac{4f}{F} \xi; \quad (3.72)$$

f, F — площадь поперечного сечения потока и поверхности трения соответственно.

Связь характеристики теплоперехода от потока к стенке или обратно $\alpha_{\text{сек}} F$ и работой потока, потерянной на трение и местные сопротивления $W_{1,2}$, определяется следующими соотношениями [с учетом уравнений (3.66) и (3.71)]:

$$W_{1,2} = V_{\text{сек}} \Delta p = c f \Delta p = \frac{\rho c^2}{2} \frac{\lambda_m F}{4};$$

$$\alpha_{\text{сек}} F = \text{st} u c_{pm} F = \frac{\lambda_m}{4 \beta} \rho c c_{pm} F.$$

Отсюда

$$\frac{V_{\text{сек}} \Delta p}{\alpha_{\text{сек}} F} = \frac{c^2}{2 c_{pm}} \beta. \quad (3.73)$$

Полученное соотношение может служить основанием для выбора соотношения скоростей нагревающего и нагреваемого потоков при проектировании теплообменных аппаратов и, в частности, регенераторов ГТУ. Принимая во внимание, что в условиях работы ГТУ на природном газе стенки регенераторов не имеют существенных загрязнений, известное выражение для определения приведенного коэффициента поверхности нагрева kF принимает вид:

$$\frac{1}{kF} = \frac{1}{\alpha_1 F_1} + \frac{\delta}{\lambda F_m} + \frac{1}{\alpha_2 F_2} \cong \frac{1}{\alpha_1 F_1} + \frac{1}{\alpha_2 F_2}. \quad (3.74)$$

Из соотношения (3.73) следует, что суммарная работа теплоносителей, затраченная на трение и местные сопротивления в регенераторе, равна:

$$(V_{\text{сек}} \Delta p)_1 + (V_{\text{сек}} \Delta p)_2 = \left(\frac{c^2}{2 c_{pm}} \alpha_{\text{сек}} \beta F \right)_1 + \left(\frac{c^2}{2 c_{pm}} \alpha_{\text{сек}} \beta F \right)_2. \quad (3.75)$$

Сопоставляя (3.74) и (3.75), получаем

$$\begin{aligned} \psi = \frac{(V_{\text{сек}} \Delta p)_1 + (V_{\text{сек}} \Delta p)_2}{k_{\text{сек}} F} &= \left(\frac{c^2}{2 c_{pm}} \beta \right)_1 \left(1 + \frac{\alpha_1 F_1}{\alpha_2 F_2} \right) + \\ &+ \left(\frac{c^2}{2 c_{pm}} \beta \right)_2 \left(1 + \frac{\alpha_2 F_2}{\alpha_1 F_1} \right). \end{aligned} \quad (3.76)$$

Если исходить из того, что скорости потоков теплоносителей в регенераторе известны и, следовательно, известны значения коэффициентов теплопередачи ($\alpha_{сек} = st u c_{pm}$), то из уравнения (3.76) можно найти соотношение поверхностей теплоотдачи со стороны обоих потоков теплоносителей ($h = F_2/F_1$), при которых величина ψ , характеризующая собой величину удельной работы трения, была бы наименьшей ($\psi = \min$)

$$\frac{d\psi}{dh} = -\frac{1}{h^2} \frac{\alpha_1}{\alpha^2} \left(\frac{c^2}{2c_{pm}} \beta \right)_1 + \frac{\alpha^2}{\alpha_1} \left(\frac{c^2}{2c_{pm}} \beta \right)_2 = 0. \quad (3.77)$$

Отсюда

$$\left(\frac{F_2}{F_1} \frac{\alpha_1 c_2}{\alpha_1 c_1} \right)^2 \frac{c_{pm1}}{\rho_1} \frac{\rho_2}{c_{pm2}} = 1. \quad (3.78)$$

С учетом соотношений (3.65) и (3.66)

$$\frac{\alpha_2 c_2}{\alpha_1 c_1} = \left(\frac{st u^2 c_{pm}}{\rho} \right)^2 \left(\frac{\rho}{st u^2 c_{pm}} \right)_1. \quad (3.79)$$

Соответственно формируется зависимость соотношения площадей поверхностей теплопередачи (F_2/F_1) и соотношения массовых скоростей потоков (u_2/u_1)

$$\left(\frac{u_2}{u_1} \right)^2 \frac{\pi_2}{\pi_1} \frac{F_2}{F_1} = \frac{\rho_2}{\rho_1}; \quad \pi_i = st_i \sqrt{(\beta c_{pm})_i}. \quad (3.80)$$

Если соотношение поверхностей регенератора известно (F_2/F_1) или для пластинчатых регенераторов можно принять, что $F_2/F_1 \approx 1$, то энергетически наиболее выгодное соотношение массовых скоростей потоков равно:

$$\frac{u_2}{u_1} = \sqrt{\frac{\rho_2}{\rho_1}} \sqrt{\frac{\pi_1 F_1}{\pi_2 F_2}} = \sqrt{\frac{(st F)_1}{(st F)_2}} \frac{\rho_2}{\rho_1} \sqrt{\frac{(\beta c_{pm})_1}{(\beta c_{pm})_2}}. \quad (3.81)$$

При изменении режимов работы газотурбинной установки в зависимости от изменения расхода и параметров воздуха и газа, изменяется и степень регенерации теплоты отходящих газов. Действительно, записав уравнение (2.33) для двух режимов работы ГТУ с учетом, что $F = \text{idem}$, получаем (индексом "0" отмечен номинальный режим работы ГТУ)

$$\frac{\varphi}{1 - \varphi} = \frac{\varphi_0}{1 - \varphi_0} \frac{W_{20}}{W_2} \frac{k}{k_0}. \quad (3.82)$$

Относительный коэффициент теплопередачи k/k_0 изменяется в основном в результате изменения комплексов W_{20}/W_2 и относительного изменения температур потоков T/T_0 . Следовательно, уравнение (3.82) может быть приведено к виду

$$\frac{\varphi}{1 - \varphi} = \frac{\varphi_0}{1 - \varphi_0} \left(\frac{G_0}{G} \right)^m; \quad (3.83)$$

$$\frac{G_0}{G} \approx \frac{W_{20}}{W_2} = \frac{G_{20} c_{p20}}{G_2 c_{p2}}. \quad (3.84)$$

Коэффициент m , отражающий тангенс угла наклона зависимости $\lg \varphi / (1 - \varphi)$ от $\lg G_0/G$, равен 0,2. Соотношение (3.83) свидетельствует о том, что коэффициент регенерации теплоты на частичных режимах работы ($G < G_0$) несколько возрастает по сравнению с расчетной величиной φ_0 , что говорит в пользу регенеративных ГТУ при работе на частичных нагрузках.

В эксплуатационных условиях эффективность работы регенеративных ГТУ в значительной степени зависит от герметичности регенераторов. Дело в том, что регенераторы (особенно пластинчатые) практически никогда не бывают абсолютно герметичными и наличие утечек воздуха через неплотности регенератора приводит, к сожалению, к снижению мощности установки и ее к.п.д.

3.5. Виды газотурбинных установок на газопроводах

В настоящее время в газовой промышленности на газопроводах используются газотурбинные установки простейших схем открытого цикла с регенерацией теплоты отходящих газов или без нее. Мощности используемых установок изменяются в диапазоне от 4000 (на газопроводах давлением до 5,5 МПа) до 25 000 кВт в одном агрегате (на газопроводах давлением до 7,5 МПа).

Основными поставщиками ГТУ для газовой промышленности являются Невский машиностроительный завод им. В.И. Ленина (НЗЛ), Уральский турбомоторный завод (ТМЗ), НПО "Машпроект" и др. На газопроводах эксплуатируется значительное количество ГТУ авиационного и судового типов, а также установок импортного производства.

Интенсивное развитие трубопроводного транспорта природных газов, начатое в 50-е годы, потребовало создания мощного энергопривода для компрессорных станций. Первой отечественной газотурбинной

установкой, созданной НЗЛ для компрессорных станций газопровода Ставрополь—Москва, была одновальная установка ГТ-700-4 мощностью 4 тыс. кВт и частотой вращения 3 тыс. об/мин. Установки приводили во вращение нагнетатели типа 280 через повышающий редуктор. Анализ опыта эксплуатации этих установок на газопроводах, результаты многочисленных исследований, в частности, завода-изготовителя ГТУ, особенностей режимов работы газотурбинных установок на газопроводах показали, что необходима разработка и создание установок, специально предназначенных для работы на газопроводах.

Первым таким удачно спроектированным агрегатом явилась двухвальная газотурбинная установка ГТ-700-5 мощностью 4250 кВт с регенерацией теплоты отходящих газов и температурой продуктов сгорания перед турбиной 700 °С. Установка предназначалась для привода центробежного нагнетателя типа 280 с объемной подачей ~ 200 м³/мин. Силовая турбина соединялась с нагнетателем через повышающий редуктор. Одиннадцатиступенчатый осевой компрессор обеспечивал соотношение давлений сжатия на расчетном режиме — 3,9. Турбина высокого давления была выполнена двухступенчатой, турбина низкого давления — одноступенчатой. Корпус компрессора выполнялся литым, чугуном с горизонтальным и вертикальным технологическим разрезами. В верхней половине корпуса располагался всасывающий патрубок, в нижней — раздвоенный нагнетательный патрубок. Наружный корпус газовой турбины был отлит из низколегированной перлитной стали с вертикальным и горизонтальным технологическими разрезами. Внутренний корпус был выполнен из жаропрочного тонкого листового материала, допускающий минимальные коробления при нагреве и охлаждении. Между корпусами была уложена теплоизоляция толщиной 75—125 мм из каолинового волокна. Регенератор ГТУ — пластинчатого типа. Поверхность нагрева была составлена из штампованных листов аустенитовой стали толщиной 1 мм. Состоял регенератор из двух одинаковых секций. Площадь поверхности нагрева каждой секции 720 м². Движение теплоносителей в регенераторе было выполнено по z-образной схеме, приближающейся к схеме противотока. Расчетный коэффициент регенерации теплоты отходящих газов — 0,75. Серийное производство агрегатов ГТ-700-5 позволило укомплектовать ими компрессорные станции газопровода Бухара — Урал, Игрим — Серов и др. Многие установки ГТ-700-5 еще работают на газопроводах.

На базе установки ГТ-700-5 НЗЛ разработал и создал газотурбинную установку ГТК-5, предназначенную для привода центробежного нагнетателя типа 260 с подачей 200—240 м³/мин. Установка ГТК-5 отличается от ГТ-700-5 только в части собственно газовой турбины и отсутствием редуктора между ТНД и нагнетателем газа.

За счет более высоких аэродинамических характеристик проточной части, отсутствия редуктора полезная мощность установки повышена с 4250 кВт у ГТ-700-5 до 4400 кВт у ГТК-5. Осевой компрессор,

камера сгорания, регенератор, система маслоснабжения, воздухопроводы и газоходы такие же как у ГТ-700-5.

В начале 60-х годов НЗЛ разработал ГТ-750-6 мощностью 6 тыс. кВт на температуру газов перед турбиной 750 °С и соотношение давлений сжатия 4,6. В отличие от осевого компрессора установки ГТ-700-5 всасывающий патрубок у корпуса компрессора ГТ-750-6 расположен снизу. Во всем остальном осевой компрессор ГТ-750-6 как по конструкции так и по материалам аналогичен компрессору установки ГТ-700-5. Корпус турбины состоит из трех частей: корпуса ТВД, среднего и внутреннего корпусов с выхлопными патрубками. Все части корпуса соединены между собой вертикальными фланцами и имеют горизонтальный разъем. Турбогруппа (осевой компрессор и газовая турбина) смонтирована на сварной, фундаментальной раме, которая в блоке устанавливается на фундамент компрессорной станции. В передней части рамы смонтирован масляный бак. На раме смонтированы пусковой и резервный масляные насосы, пластинчатый фильтр, трубопроводы масляной системы ГТУ. Прорезы в раме служат для присоединения патрубков компрессора и турбины высокого давления. Турбогруппа закрывается декоративным кожухом.

В ГТ-750-6 используется развитое воздушное охлаждение роторных и корпусных деталей, подверженных действию высоких температур. Для охлаждения используется воздух, отбираемый после третьей ступени осевого компрессора.

Передний блок турбокомпрессора, турбодетандер и валоповоротное устройство установки аналогичны установке ГТК-5. Камера сгорания, переходной патрубок, регенератор, а также вся система смазки в установках ГТ-700-5, ГТК-5 и ГТ-750-6 унифицированы.

В середине 60-х годов на НЗЛ была создана газотурбинная установка ГТК-10 двухвальная с регенерацией теплоты отходящих газов, предназначенная для привода центробежного нагнетателя типа 520-12-1 с подачей $Q = 420 \text{ м}^3/\text{мин}$. Мощность установки составляла 10 тыс. кВт, температура газов перед турбиной 780 °С, к.п.д. установки 29 %. Этот агрегат имел несколько модификаций и выпускался, кроме НЗЛ, на Ленинградском металлическом заводе и Харьковском заводе "Энергомаш". Наиболее распространенная модификация этого агрегата на газопроводах - агрегат ГТ-10-4. В общей сложности на газопроводах было установлено около тысячи агрегатов мощностью 10 тыс. кВт.

Корпус осевого компрессора аналогичен корпусу установки ГТ-700-5, ГТК-5, ГТ-750-6, отлит из чугуна, имеет технологически вертикальный и горизонтальный разъемы (рис. 3.23). В нижней половине корпуса компрессора расположены всасывающий и нагнетательные патрубки.

Корпус турбины состоит из трех основных частей: передней, диффузора и развитого в конструктивном отношении выхлопного патрубка. Все части корпуса имеют горизонтальные разъемы и соединены между собой вертикальными фланцами.

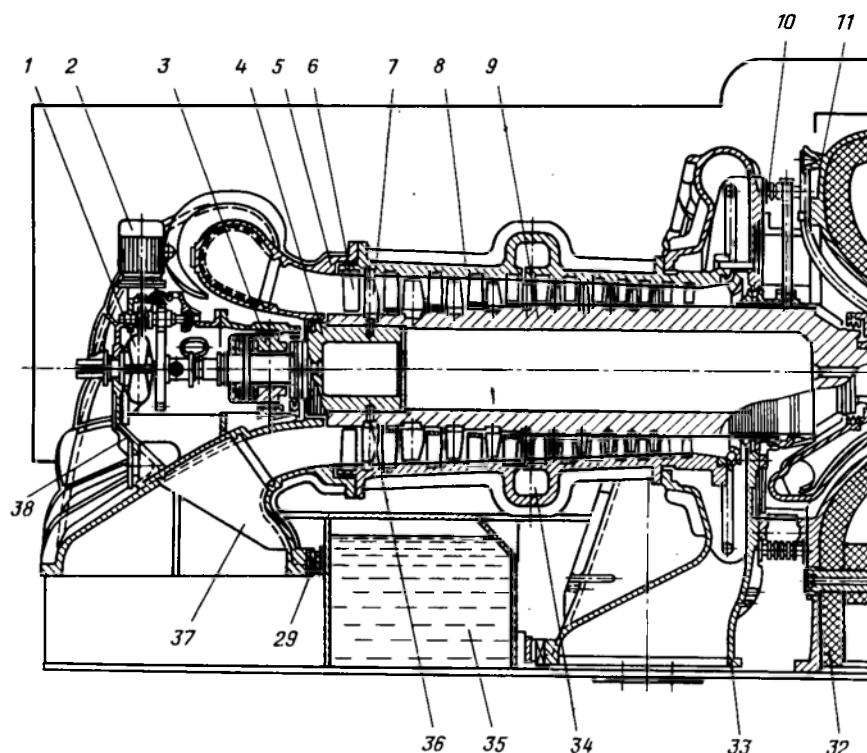


Рис. 3.23. Продольный разрез турбоблока:

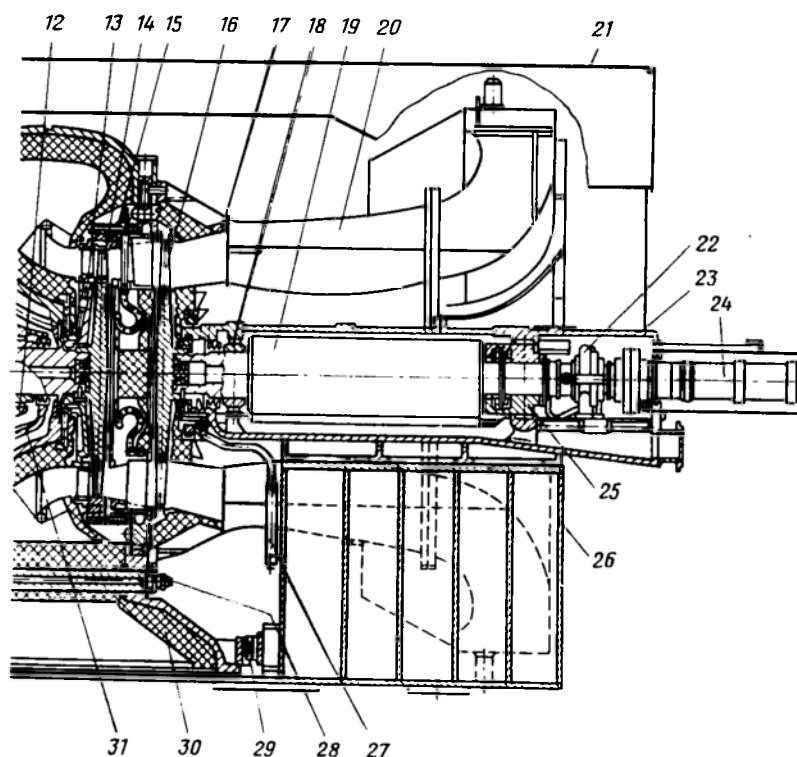
1 – главный масляный насос; 2 – валоповоротное устройство; 3 – опорно-упорный вкладыш; 4 – хвостовик вала; 5 – входной патрубок; 6 – направляющий лопаточный аппарат; 7 – рабочие лопатки; 8 – корпус (средняя часть); 9 – ротор турбокомпрессора; 10 – трубопровод охлаждения; 11 – корпус турбины; 12 – опорный вкладыш; 13 – диафрагма с уплотнением; 14 – диск и рабочие лопатки компрессорной турбины; 15 – обойма с направляющими лопатками; 16 – диск и рабочие лопатки силовой турбины; 17 – выходной диффузор; 18 –

Общая для турбины и компрессора сварная рама служит маслобаком, на которой монтируют все узлы и трубопроводы масляной системы ГТУ, что значительно повышает блочность агрегата.

Камера сгорания ГТУ выносная, состоит из шести основных горелок, дежурной горелки с воспламенителем, фронтального устройства, жаровой трубы, корпуса и крышки камеры сгорания, в которой установлены по окружности шесть газовых горелок.

Корпус камеры представляет собой цилиндрический барабан с вваренными в него двумя входными воздушными патрубками.

Регенератор пластинчатого типа с общей площадью поверхности нагрева 2880 м^2 выполнен по противоточной схеме и состоит из двух



опорный вкладыш; 19 – вал ротора силовой турбины; 20 – выпускной патрубок; 21 – декоративная обшивка; 22 – импеллер; 23 – корпус подшипников; 24 – зубчатая муфта; 25 – опорно-упорный вкладыш; 26 – рама; 27 – воздушный трубопровод; 28 – стяжка; 29 – шпонка; 30 – внутренний корпус; 31 – корпус опорного подшипника; 32 – изоляция; 33 – корпус (напорный патрубок); 34 – камера сброса воздуха; 35 – смазочное масло; 36 – штифт (палец); 37 – ребро; 38 – корпус опорно-упорного подшипника

секций (см. рис. 3.22). Каждая секция состоит из шести пакетов. Пакет собран из штампованных стальных листов толщиной 1 мм. В центральной части листа выштампованы профили овальной формы, расположенные в шахматном порядке. Входной и выходной участки листов, скошенные, с гофрами. Пакеты соединяются в секцию из двух параллельных групп по три пакета в каждой. Между этими группами образуется прямоугольный коллектор, из которого воздух попадает в пакеты. Наклонный лист, установленный в прямоугольном коллекторе, улучшает вход воздуха в пакеты.

С начала 80-х годов агрегат ГТК-70-4 комплектуется с полнонапорным двухступенчатым нагнетателем типа 235-21, что несколько упро-

щает компоновку компрессорной станции и повышает надежность ее работы.

Газотурбинные установки ГТК-10 (установки второго поколения) эксплуатируются на газопроводах Мострансгаза, Средняя Азия — Центр и т.д.

Опыт разработки и создания газоперекачивающих агрегатов позволил НЗЛ разработать и выпустить серию агрегатов мощностью 25 тыс. кВт.

Термодинамический и основанный на нем технико-экономический анализ сопоставления регенеративных и безрегенеративных ГТУ такой мощности свидетельствует в пользу безрегенеративной ГТУ. В этом случае агрегат получается в достаточно хорошем блочном исполнении, компактным, не слишком много проигрывая в к.п.д.

Газотурбинная установка ГТН-25 состоит из двух компрессоров — низкого (КНД) и высокого (КВД) давления без промежуточного отвода теплоты между ними с общим соотношением давлений сжатия $\pi_k = 12,5$ и трех турбин — высокого давления (ТВД), низкого давления (ТНД) и силовой (СТ).

На расчетном режиме частота вращения турбины высокого давления 5050 об/мин; турбины низкого давления — 4400 об/мин, силовой — 3700 об/мин. Каждый компрессор имеет по семь ступеней, каждая турбина — по одной.

КНД приводится во вращение ТНД, КВД приводится во вращение от ТВД. Все вместе взятое составляет блок газогенератора и служит для производства рабочего тела для силовой турбины. Силовая турбина вместе с диффузором и выхлопным патрубком образует блок силовой турбины, которая и является приводом нагнетателя природного газа.

Мощность ГТУ на муфте нагнетателя при температуре наружного воздуха $+15^\circ\text{C}$ составляет $\sim 28,5$ мВт, а к.п.д. $\sim 29\%$. При температуре наружного воздуха $+25^\circ\text{C}$ мощность ГТУ составляет 25 мВт, а к.п.д. $\sim 27,8\%$. Температура продуктов сгорания на входе в ТВД — 900°C . Расход воздуха — 175 кг/с. Максимально допустимая мощность ГТУ при температуре наружного воздуха $+5^\circ\text{C}$ не менее 30 мВт. Диапазон регулирования частоты вращения силовой турбины от 70 до 105 % от номинальной частоты (3700 об/мин). Газотурбинная установка выполнена в общем корпусе цилиндрической формы, имеющем горизонтальный разъем и ряд вертикальных разъемов для облегчения сборки и разборки агрегата. Корпус ГТУ опирается лапами на стойки фундаментной рамы и зафиксирован относительно нее системой горизонтальных и вертикальных шпонок, обеспечивающих возможность теплового расширения корпуса без нарушения центровки агрегата.

Для проворота ротора КВД—ТВД при пуске и остановке служит валоповоротное устройство, а для проворота роторов КНД, ТНД — мотор-редуктор. Пуск агрегата осуществляется с помощью турбодетандера. Время пуска не более 40 мин.

Камера сгорания ГТН-25 выполнена прямоточной кольцевого

типа, состоит из 12 горелочных устройств и встроена между компрессором и турбиной высокого давления. Отличительной чертой конструкции камеры сгорания является наличие горизонтального разъема как корпуса, так и жаровых труб, что обеспечивает простоту сборки и разборки двигателя и самой камеры сгорания.

На номинальном режиме расход топлива по всем 12 горелочным устройствам камеры сгорания составляет 2,16 кг/с, расход воздуха по камере сгорания в целом 162,6 кг/с, давление воздуха на входе — 1,22 МПа, температура — 372 °С, относительное сопротивление — 3,5 %. Общий коэффициент избытка воздуха — 4,5. Длина камеры сгорания 0,876 м ГТН-25 принадлежит к агрегатам третьего поколения.

Крупным поставщиком приводных газотурбинных установок для газовой промышленности с начала 60-х годов является Свердловский турбомоторный завод (ТМЗ). Первая установка ТМЗ ГТ-6-750 мощностью 6 тыс. кВт двухвальная без регенерации теплоты отходящих газов отличалась высокой быстропроходностью, была достаточно высокоэкономичной и компактной (рис. 3.24). Использование никелевых сплавов для лопаток первых ступеней ТВД позволило заводу запроектировать агрегат на температуру газов перед турбиной 760 °С. Установка была предназначена для привода центробежного нагнетателя типа Н-300-1,23 с подачей 260 м³/мин.

Установка состоит из двенадцатиступенчатого осевого компрессора 1, трубчатой камеры сгорания 2, образованной десятью секциями, трехступенчатой турбины высокого 3 и двухступенчатой низкого 4 давлений. Установка выполнена в одном блоке. Компрессор, камеры сгорания, турбины высокого и низкого давлений расположены на одной раме, являющейся одновременно и маслобаком. Установка явилась первым отечественным опытом, когда ее основные элементы компоновались на одной раме-маслобаке. На этой раме и внутри нее располагалась большая часть вспомогательного оборудования ГТУ: маслонасосы, маслоохладители и т.п.

Компрессор установки обеспечивает соотношение давлений сжатия на расчетном режиме, равное шести. Входной патрубок компрессора литой, чугунный. Средняя и напорная части корпуса компрессора и наружные части турбины сварные, из листовой углеродистой стали. На средней части корпуса компрессора установлены два противопомпажных клапана, выпускающих часть воздуха после шестой ступени при пуске и остановке агрегата, а также подаваемого на охлаждение корпуса и внутреннего подшипника.

Ротор турбокомпрессора двухопорный, жесткий, состоит из компрессорной и турбинной частей. Ротор ТНД также жесткий. Он состоит из вала турбины и хвостовика. Два опорных подшипника ТВД и ТНД расположены внутри корпуса между турбинами, защищены тепловой изоляцией и системой воздушного охлаждения. Другие два подшипника — наружные.

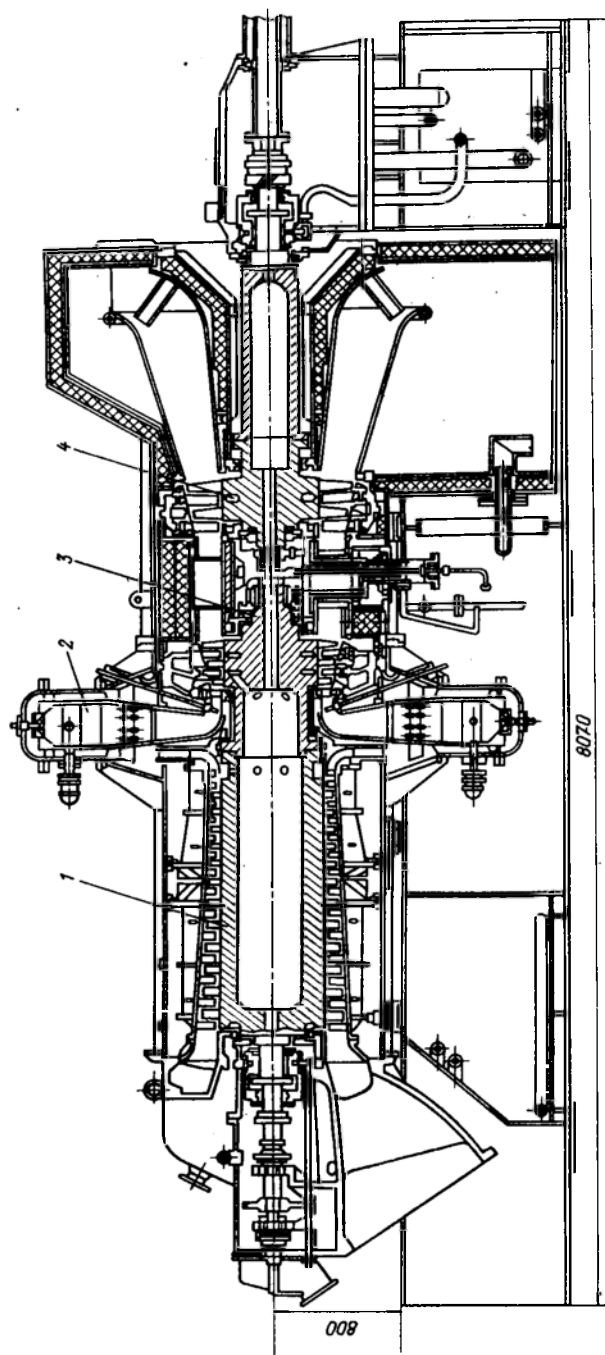


Рис. 3.24. Газотурбинная установка ГТ-6-750 (продольный разрез)

Корпуса ТВД и ТНД двухстенные, внутренняя часть образована обоймами, в которых размещены направляющие аппараты турбин. Между наружной и внутренней стенками промежуточной части проложен толстый слой изоляции. В установке применена хорошо развитая система воздушного охлаждения ротора турбины и горячих частей корпуса.

Камеры сгорания непосредственно встроены в корпус агрегата, расположены радиально между компрессором и турбиной и соединены между собой пламяперекидными трубками с целью обеспечения надежной системы сгорания топлива и исключения случаев погасания факела горения в одной из камер.

Корпус установки опирается на фундаментную раму тремя опорами. Первая опора (скользящая) находится на входном патрубке компрессора; вторая выполнена в виде гибкого соединения, позволяющего корпусу свободно расширяться в осевом и вертикальном направлениях, расположена в районе внутренних подшипников. Третьей точкой опоры служат лапы выхлопного патрубка, опирающиеся на корпус заднего подшипника. В середине 70-х годов была выпущена новая модификация установки ГТ-6-750 – ГТН-6. Установка ГТН-6 отличалась от ранее выпущенного агрегата большей степенью блочности, повышенным уровнем автоматизации, имела общую для ГТУ и нагнетателя маслосистему. Кольцевая камера сгорания ГТН-6 имела лучшие пусковые характеристики, чем трубчатая в установке ГТ-6-750.

Газотурбинные установки ГТ-6-750 используются на газопроводах Бахара–Урал, Иgrim–Серов и др.

В начале 70-х годов ТМЗ выпустил партию агрегатов ГТК-16 мощностью 16 тыс. кВт для компрессорных станций производственного объединения "Тюментрансгаз". Это был первый отечественный агрегат для привода нагнетателей с использованием охлаждаемых направляющих лопаток первой ступени ТВД и регулируемым входным направляющим аппаратом осевого компрессора. Температура продуктов сгорания перед ТВД составляла 810 °С; соотношение давлений сжатия по осевому компрессору – 7,5, расход воздуха по компрессору – 100 кг/с. В этом агрегате ТМЗ впервые была применена автоматическая проверка защиты агрегата перед его запуском.

Модификацией агрегата ГТК-16 стал более совершенный моноблочный агрегат ГТН-16. В этом агрегате температура газов перед ТВД достигает 900–920 °С, к.п.д. установки составляет 29 %; расход воздуха – 39 кг/с; частота вращения вала ТВД – 6900 об/мин, вала силовой турбины – 6500 об/мин.

Газотурбинная установка ГТН-16 (двухвальная, без регенерации теплоты отходящих газов) предназначена для привода центробежного компрессора типа Н-16-78 с подачей 51 млн. м³/сут. Продольный разрез установки показан на рис. 3.25.

Газотурбинная установка ГТН-16 состоит из осевого компрессора, солевой камеры сгорания, турбин высокого и низкого давлений,

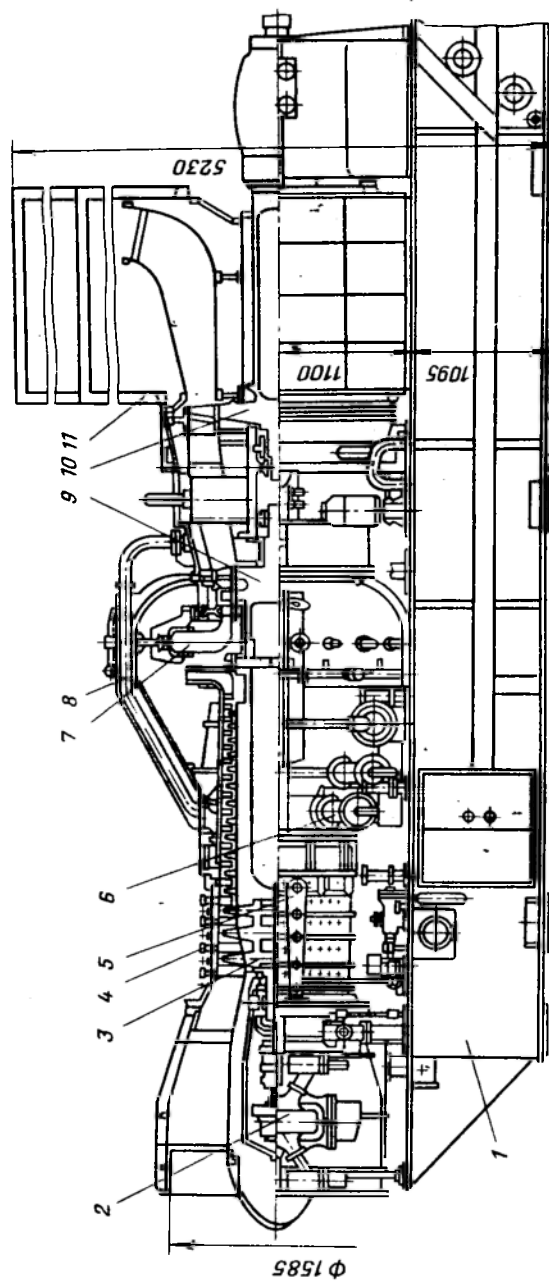


Рис. 3.25. Газотурбинная установка ГТН-16 ТМЗ:
 1 — рама-маслобак; 2 — пусковой турбодетандер; 3 — комбинированный ротор компрессора; 4 — поворотные направляющие лопатки компрессора; 5 — рычаг привода к поворотным направляющим лопаткам; 6 — противопожарный клапан; 7 — кольцевая камера сгорания; 8 — подвод охлаждающего воздуха к корпусу среднего подшипника; 9 — ротор компрессора; 10 — турбина низкого давления; 11 — выходной патрубок с отводом газов

пускового устройства 2, расположенном во входном патрубке компрессора, системы регулирования, смонтированной на раме-маслобаке 1 с узлами и трубопроводами системы маслоснабжения.

Осевой 15-ступенчатый компрессор 3 образован на основе компрессора установки ГТ-6-750 с добавлением трех начальных ступеней с поворотными направляющими лопатками и обеспечивает соотношение давлений сжатия 11,5. Направляющие лопатки 4 выполнены поворотными для обеспечения легкости запуска и устойчивой работы компрессора на переходных и частичных нагрузках, при пониженных частотах вращения и расходах воздуха через компрессор. Приводной механизм 5 обеспечивает синхронный поворот всех рядов направляющих лопаток.

После третьей ступени осевого компрессора предусмотрен сброс части воздуха через противопомпажные клапаны 6 при запуске ГТУ и подаче воздуха на охлаждение деталей турбины 8.

Ротор компрессора жестко соединен с двухступенчатым ротором ТВД 9. Ротор ТВД представляет собой сборную конструкцию из обработанных дисков, цапф и гильз, скрепленных по периферии стяжками.

Цельнокованный ротор силовой турбины 10 состоит из одного диска ТНД. Стальные лопатки ТНД, так же как и лопатки ТВД, имеют закрученный профиль с переменной хордой по высоте лопатки. Ротор ТНД может входить в зацепление с механизмом для его ручного проворачивания, что необходимо осуществлять при сборке и контроле за состоянием ТНД перед пуском ГТУ в работу. От вала ТНД осуществляется привод главного маслонасоса и насоса маслоохладителей.

Кольцевая камера сгорания 7 размещается между радиальным диффузором компрессора и обоймой турбины высокого давления по окружности корпуса ГТУ. Камеры сгорания снабжены пламяперекидными трубками для обеспечения стабильности горения факелов в них. Пусковой турбодетандер располагается сбоку от агрегата и присоединяется к ротору осевого компрессора посредством конического редуктора и кулачковой расцепной муфты. Маслосистема ГТУ выполнена как единая с центробежным нагнетателем. Охлаждение масла осуществляется воздухом.

Наряду с производством и использованием на газопроводах стационарных ГТУ, в 70-е годы в стране было начато производство газоперекачивающих агрегатов на базе турбовинтового одновального авиадвигателя НК-12, созданного ранее для нужд транспортной и гражданской авиации. Конвертированный двигатель НК-12СТ (рис. 3.26) со свободной силовой турбиной 4 используется для привода двухступенчатого полнонапорного нагнетателя Сумского МПО (см. рис. 1.11), как и агрегат ГПА-Ц-6,3 мощностью 6,3 тыс. кВт. Температура газов перед ТВД 3 составляет после камеры сгорания 2 на расчетном режиме 810 °С, соотношение давлений сжатия по четырнадцатиступенчатому осевому компрессору 1 составляет 7,8; расход циклового воздуха — 56 кг/с; частота вращения вала ТВД — 8200 об/мин; диапазон изменения частоты вращения вала силовой турбины составляет 6150–8500 об/мин; к.п.д. установки — 23 %.

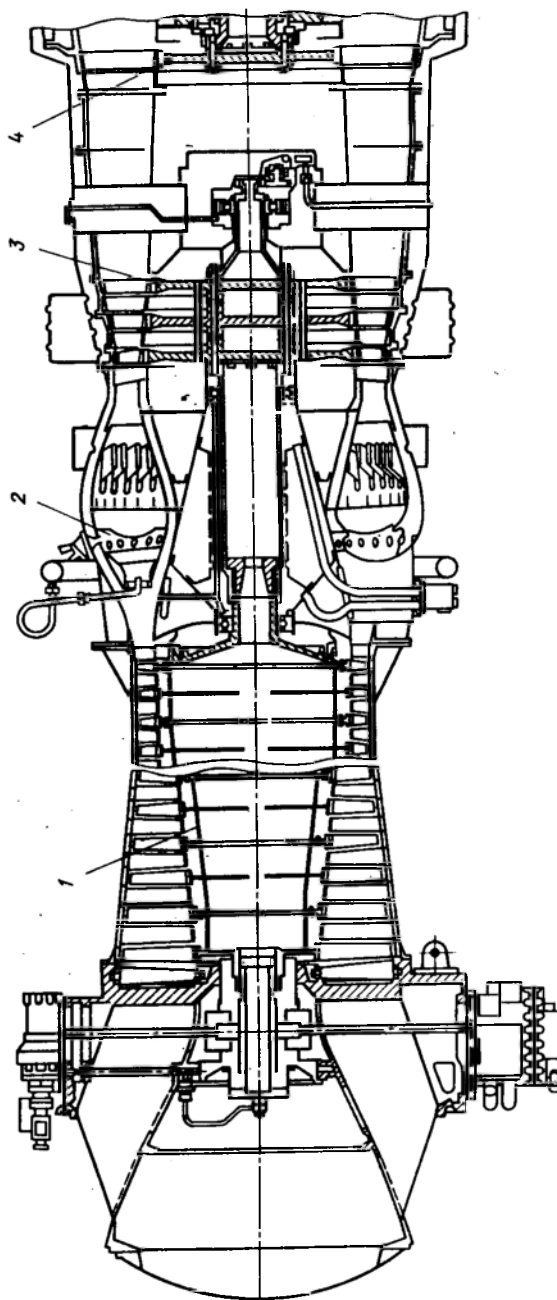


Рис. 3.26. Продольный разрез двигателя НК-12СТ

Причинами относительно широкого использования конвертируемых авиационных ГТУ на газопроводах явилась, прежде всего, нехватка специально спроектированных приводных ГТУ стационарного типа. Кроме того, представлялась возможность использовать авиадвигатели, отработавшие свой летный ресурс, для перекачки газа, избежать строительства стационарных громоздких помещений для компрессорных станций, заменив их легкими и относительно дешевыми боксами для укрытия агрегатов, реализовать возможность организации централизованного ремонта авиадвигателей на заводах-изготовителях, а не в условиях газопровода и т.д. Агрегаты ГПА-Ц-6,3 установлены на газопроводах Оренбург–Самара, Нижняя Тура–Пермь, Нижний Новгород–Центр, Мострансгаза и др.

В середине 80-х годов на газопроводах начал эксплуатироваться газоперекачивающий агрегат ГПА-Ц-16 мощностью 16 тыс. кВт с двухступенчатым нагнетателем и приводом от авиационного двигателя НК-16СТ, предназначенный для транспортирования природного газа при рабочем давлении 7,5 МПа.

Газотурбинный двигатель состоит из двухступенчатого компрессора и трех одноступенчатых газовых турбин. Компрессор низкого давления имеет четыре ступени, высокого давления — шесть. Общее соотношение давлений сжатия составляет 9,7. Температура газов перед ТВД — 810 °С; частота вращения вала ТВД — 6870 об/мин, вала ТНД — 5250 об/мин. Диапазон изменения частоты вращения вала силовой турбины составляет 3750 — 5560 об/мин, к.п.д. агрегата — 27,5 %.

Агрегат ГПА-Ц-16 устанавливают в специальных боксах. Его можно эксплуатировать при температуре окружающего воздуха от –55 до +45 °С.

Характерная особенность КС, укомплектованных агрегатами ГПА-Ц-16, — поставка основного вспомогательного оборудования в блочно-контейнерном исполнении с последующей установкой контейнеров на открытом воздухе на специально подготовленном фундаменте.

Блок турбоагрегата является базовым сборочным узлом агрегата и состоит из фундаментной рамы, на которой размещены нагнетатель природного газа, газотурбинный привод, маслобак с трубопроводной системой, различные системы обеспечения нормальной работы агрегата и др.

Внедрение агрегатов ГПА-Ц-16 на газопроводах диаметром 1420 мм на рабочее давление 7,5 МПа дало возможность повысить производительность транспортировки газа в 4–5 раз, снизить удельную металлоемкость примерно на 20 %, сократить капитальные затраты примерно на 30 %. В конструкции агрегатов ГПА-Ц-16 предусмотрена оперативная замена двигателя и нагнетателя. Газогенератор и свободную турбину ГТУ в контейнере устанавливают автономно на своих подмоторных рамах на колесах, что позволяет в случае необходимости быстро выкатывать их из контейнера и заменять новыми. Для монтажа и демонтажа нагнетателя в контейнере ГПА предусмотрено подъемное устройство, позволяющее

снимать и заменять вышедшие из строя узлы и детали. Для предотвращения аварий (отказ маслонасосов, прорыв природного газа из нагнетателя через уплотнения в отсек агрегата) предусмотрены гидроаккумуляторы, которые обеспечивают герметичность уплотнений в течение 4–5 мин после отключения маслонасосов, т.е. до полной остановки агрегатов.

Конструкция агрегата ГПА-Ц-16 — ГТУ второго поколения и его технико-экономические показатели являются результатом развития газоперекачивающих агрегатов ГПА-Ц-6,3 мощностью 6300 кВт. Агрегаты ГПА-Ц-16 установлены на газопроводах Уренгой–Помары–Ужгород, Уренгой–Центр-1, Уренгой–Петровск.

Наряду с приведенными видами ГТУ на газопроводах используются ГПА, созданные на базе судовых газотурбинных двигателей, и газотурбинные установки производства США и Италии. ГПА, созданные на базе судовых двигателей, представляют собой либо судовые установки, созданные для нужд флота, либо авиационные двигатели, приспособленные для работы на корабле. Судовые ГТУ отличаются от авиационных большим моторесурсом, большей массой, меньшей быстроходностью. На газопроводах используются судовые ГПА типа "Волна" мощностью 10 тыс. кВт. Температура газов перед ТВД составляет на расчетном режиме 785 °С, общее соотношение давлений сжатия по осевым компрессорам — 10,3; расход циклового воздуха 80 кг/с. Частота вращения вала ТВД — 7660 об/мин, вала ТНД — 5620 об/мин. Диапазон изменения частоты вращения вала силовой турбины 3500–5000 об/мин, к.п.д. установки — 26,5 %. Компрессор установки — двухкаскадный. Компрессор низкого давления состоит из семи ступеней, компрессор высокого давления — из девяти. Все три газовые турбины — двухступенчатые. ГПА-10 используются для привода нагнетателей НЗЛ типа 370-18 и 235-21. Агрегаты ГПА-1 "Волна" используются на газопроводах Мострансгаза.

На магистральных газопроводах страны из импортных установок наибольшее применение нашли установки MS 3002 и MS 5002, выпускаемые фирмой "Дженерал Электрик", либо по ее лицензиям, фирмами Германии, Великобритании, Италии, а также ГТУ типа "Коберра", выпускаемые фирмой "Купер Роллс" (США). Газотурбинные установки фирмы "Дженерал Электрик" мощностью 10 тыс. кВт установлены на газопроводах Мострансгаза, ГТУ типа "Коберра" мощностью 12 тыс. кВт — на газопроводах Уренгой–Челябинск, Тюментрансгаза. Температура газов перед ТВД в установках "Коберра" составляет 880–920 °С; соотношение давлений сжатия по семнадцатиступенчатому осевому компрессору, снабженному регулируемым входным направляющим аппаратом, 9–10; расход циклового воздуха 76 кг/с. Частота вращения вала ТВД — 7500 об/мин. Силовая турбина работает в диапазоне рабочих частот — 3000–5500 об/мин. Номинальная температура газов на входе в силовую турбину — 640 °С, давление — 0,26 МПа.

Газотурбинную установку "Коберра", состоящую из газогенератора

”Эвон” фирмы ”Роллс-Ройс”, силовой турбины фирмы ”Купер” и вспомогательного оборудования устанавливают на общую раму в индивидуальном легком здании, что позволяет быстро осуществлять монтаж и демонтаж установок.

Установки типа ”Коберра” являются примером удачного использования авиационных двигателей на газопроводах, когда двигатель, выполняющий роль газогенератора, монтируется со стационарной газовой турбиной, выполняющей роль силовой турбины для нагнетателя. Подробное описание этих установок дано в работе [11].

Характеристики различных видов ГТУ, используемых на газопроводах, приведены в прил. 1.

Срок службы стационарных газотурбинных установок на магистральных газопроводах определяется наработкой ($\sim 100\,000$ ч), а установок, созданных на базе авиационных и судовых двигателей, — 30–40 тыс. ч. За этот период обычно происходит физический износ узлов и деталей агрегата и его моральное старение.

Многие газотурбинные установки, эксплуатируемые сегодня на газопроводах, по этим показателям уже подлежат модернизации или полной замене. Модернизация работающих агрегатов может быть, в частности, сведена к замене отдельных узлов, контрольно-измерительных приборов, системе регулирования, замене пластинчатых регенераторов и т.д.

Повышение к.п.д. ГТУ по сравнению с существующими на 5–7 % дает возможность иметь на газопроводах энергопривод полностью конкурентоспособным по к.п.д. с энергоприводом, созданных на базе поршневых ДВС и электродвигателей.

Термодинамическое и технико-экономическое сопоставление пластинчатых и трубчатых регенераторов свидетельствует в пользу первых. По-видимому, задача ликвидации утечек воздуха в регенераторах должна состоять не в массовой замене пластинчатых регенераторов трубчатыми, а в отработке новой технологии по производству качественных регенераторов пластинчатого типа для ГТУ мощностью 6–12 тыс. кВт, где их использование наиболее целесообразно.

3.6. Воздушные фильтры газотурбинной установки

Воздухозаборные устройства предназначены для очистки наружного воздуха перед поступлением его в осевой компрессор от разного рода механических примесей (аэрозолей). В различных районах страны в зависимости от климатических условий в воздухе во взвешенном состоянии содержатся механические примеси (песок, пыль) в диапазоне $0,005 - 0,1$ г/м³. В период песчаных бурь концентрация пыли в воздухе, естественно, возрастает. Технические условия для обеспечения нормальной эксплуатации ГТУ на газопроводах допускают запыленность воздуха не выше $0,3$ мг/м³ (ГОСТ 21199–82). Повышенное содержа-

ние пыли в воздухе, поступающем в осевой компрессор, вызывает эрозийный износ лопаток, загрязнение проточной части компрессора приводит к снижению его к.п.д. и, как следствие, к снижению мощности ГТУ.

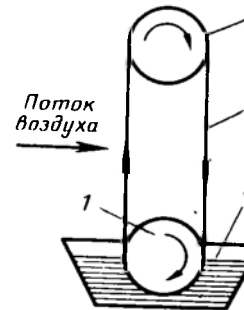
Эрозионному износу подвергаются в основном лопатки первых ступеней осевого компрессора. Скорость эрозии приблизительно пропорциональна концентрации пыли. При этом рабочие лопатки осевого компрессора, как правило, изнашиваются приблизительно равномерно по окружности, а износ направляющих лопаток первых ступеней зависит от конструкции входного патрубка. Например, при угловом подводе воздуха больше изнашиваются части лопатки противоположной стороны от входа воздуха. Если в поступающем воздухе содержатся липкие аэрозоли, пары масла от мокрых фильтров, то это приводит к образованию твердых отложений на лопатках компрессора, снижению к.п.д. проточной части.

Эрозионное воздействие пыли на лопатки компрессора стараются уменьшить, применяя входные патрубки специального профилирования, а также используя воздушные фильтры для очистки воздуха перед поступлением его в осевой компрессор.

Фильтры для очистки циклового воздуха от пыли бывают различной конструкции и разработке оптимальных их конструкций обосновано уделяется большое внимание. Очистка циклового воздуха может быть организована в две ступени. В районах повышенной запыленности прежде всего стремятся установить на входе инерционные сепараторы для очистки воздуха от крупных частиц, вызывающих эрозию лопаток. Принцип действия таких сепараторов заключается в резком изменении направления потока воздуха. В этом случае крупные частицы аэрозолей под действием силы инерции выделяются из потока воздуха. Для улавливания оставшихся в потоке мелких частиц пыли приходится устанавливать фильтры тонкой очистки воздуха. Фильтры тонкой очистки подразделяются на два класса: сухие и масляные (рис. 3.27). В сухих фильтрах поток воздуха проходит через рулонный волокнистый материал и очищается от пыли. Периодическая очистка самого рулонного материала осуществляется встряхиванием, обратной продувкой и др. Гидравлическое сопротивление сухих воздушных фильтров составляет 350–450 Па.

Масляные фильтры более эффективны в работе, чем сухие. Они меньше боятся загрязнения воздуха жидкими аэрозолями. Их отличие от сухих состоит в том, что в масляных самоочищающихся фильтрах воздух очищается от пыли, проходя через движущиеся сетчатые панели непрерывно смачиваемые в масляном резервуаре. Фильтрующие сетчатые панели представляют собой петлеобразную бесконечно движущуюся ленту (см. рис. 3.27), установленную в воздухозаборном устройстве нижняя часть которой постоянно омывается в масляном резервуаре смывая тем самым осевшие частицы пыли с движущейся панели. Фильтры смачиваются висциновым, индустриальным или веретенным маслом

Рис. 3.27. Принципиальная схема воздушного фильтра с масляной ванной:
1 – барабан, 2 – вращающаяся сетка, 3 – масляная ванна



При использовании масляных фильтров возникает опасность уноса капель масла в проточную часть компрессора и засорения остатками пыли. Поэтому при работе самоочищающихся воздушных фильтров регулярно следят за их чистотой, не допускают уноса масла с фильтра в осевой компрессор, стремятся не допустить повышения гидравлического сопротивления свыше 100–150 МПа.

Наряду с этим конструкция воздухозаборной камеры предусматривает возможность кратковременной работы ГТУ и без фильтров. Для этого на воздухозаборном тракте устанавливают приемные жалюзийные клапаны для забора воздуха с учетом розы ветров на данной КС.

В ГТУ транспортного и авиационного типа применяют различные варианты подвода воздуха к компрессорам с осевым или кольцевым входом непосредственно из помещения, в котором установлен двигатель, или из отдельного отсека, исключая тем самым непосредственное попадание пыли наружного воздуха в компрессор.

Однако, несмотря на наличие воздушных фильтров, проточная часть осевого компрессора загрязняется. Поэтому в условиях эксплуатации прибегают к периодической очистке лопаточного аппарата компрессора и во время работы ГТУ.

Для чистки проточной части компрессора используется какой-либо мягкий сухой абразив либо специальный промывочный раствор, подаваемый в воздухозаборник двигателя. Промывка проточной части компрессора осуществляется на пониженных нагрузках ГТУ подачей моющего раствора с добавкой керосина и дистиллированной воды. В зимних условиях во избежание замерзания в раствор добавляют метанол. Проточную часть компрессора обычно промывают за 10–15 мин.

Пример 3.1. Определить общий коэффициент избытка воздуха в камере сгорания при сжигании газообразного топлива следующего состава (в %): метана (CH_4) – 95; этана (C_2H_6) – 2,2; пропана (C_3H_8) – 0,8; бутана (C_4H_{10}) – 0,5; пентана (C_5H_{12}) – 0,2; гексана (C_6H_{14}) – 0,1; углекислого газа (CO_2) – 0,2; азота N_2 – 1. Температура воздуха на входе в камеру сгорания $t_m = 400^\circ\text{C}$, температура газов перед турбиной $t_z = 750^\circ\text{C}$. К.п.д. камеры сгорания $\eta_{\text{к.с}} = 0$. Низшая теплота сгорания топлива $Q_{\text{н.р}} = 46800$ кДж/кг. Средняя теплоемкость газа в пределах камеры сгорания $c_{\text{пр}} = 1,131$ кДж/кг.

Решение. 1. Молярная масса смеси газа данного состава равна

$$\mu_m = \frac{1}{100} \sum r_i \mu_i = \frac{1}{100} (95 \cdot 16,042 + 2,2 \cdot 30,068 + \\ + 0,8 \cdot 44,094 + 0,5 \cdot 58,12 + 0,2 \cdot 72,146 + 0,1 \cdot 86,172 + 0,2 \cdot 44,01 + \\ + 1 \cdot 28) = 17,14.$$

2. Элементарный массовый состав газа определяется следующими соотношениями (m_i , n , p_i и т.д. — число атомов углерода, водорода, кислорода и азота соответственно в молекуле компонента газообразного топлива):

$$C^P = \frac{12,01}{\mu_m} \sum r_i m_i = \frac{12,01}{17,14} (95 + 2,2 \cdot 2 + 0,8 \cdot 3 + 0,5 \cdot 4 + \\ + 0,2 \cdot 5 + 0,1 \cdot 6 + 0,2 \cdot 1) = 73,99 \%;$$

водорода

$$H^P = \frac{1,008}{\mu_m} \sum r_i n_i = \frac{1,008}{17,14} (95 \cdot 4 + 2,2 \cdot 6 + 0,8 \cdot 8 + \\ + 0,5 \cdot 10 + 0,2 \cdot 12 + 0,1 \cdot 14) = 24,01 \%;$$

азота

$$N = \frac{28,02}{\mu_m} r_i p_i = \frac{28,02}{17,14} \cdot 1 = 1,63 \%;$$

кислорода

$$O^P = \frac{32}{\mu_m} r_i = \frac{32}{17,14} \cdot 0,2 = 0,37 \%.$$

Проверка

$$C^P + H^P + O^P + N^P = 100 \%.$$

3. Характеристика элементарного состава газа или его горючей массы определяется по уравнению (1.52)

$$E = 2,979 \frac{H^P - 0,126 O^P}{C^P + 0,375 S^P} = 2,979 \frac{24,01 - 0,126 \cdot 0,37}{73,99} = 0,9648.$$

4. Теоретически необходимый расход воздуха определяется по уравнению (1.53); содержание серы S^P в газе равно нулю,

$$L_0 = 0,1151 (1 + E) C^P = 16,73 \text{ кг/кг}.$$

5. Общий коэффициент избытка воздуха по камере сгорания определяется по уравнению (3.22)

$$\alpha = \frac{\eta_{\text{к.с}} Q_{\text{нр}}}{L_0 c_{\text{пр}} (t_z - t_m)} = \frac{0,97 \cdot 46800}{16,73 \cdot 1,131 (750 - 400)} = 6,85.$$

6. Удельный расход топлива по камере сгорания определяется по уравнению (3.26)

$$b = \frac{1}{\alpha L_0} = \frac{1}{6,85 \cdot 16,73} = 0,0087 \text{ кг/кг.}$$

Пример 3.2. Определить индекс противоточности в регенераторе, среднюю разность температур θ_m и энергетически наивыгоднейшее соотношение массовых скоростей (u_2/u_1) в регенераторе ГТУ на основе следующих исходных данных. Относительная величина поверхности входного участка регенератора (перекрестный ток) $F_1/F = 0,1$, Основной участок поверхности (противоток) $F_2/F = 0,8$; относительная величина поверхности выходного участка (перекрестный ток) $F_2/F_1 = 0,1$ Температура воздуха τ и продуктов сгорания t определяется по данным термодинамического расчета цикла ГТУ (по условию $\eta_e = \max$), для данного случая принимается по данным примера 2.1 температура газов за турбиной $T_s = 741,2 \text{ К}$; температура воздуха за осевым компрессором $T_c = 484,8 \text{ К}$. Степень регенерации $\varphi = 0,7$. Расход циклового воздуха $G^c = 47 \text{ кг/с}$.

Решение. 1. Пренебрегая незначительным различием коэффициентов теплопередачи на участках регенератора и учитывая симметричность схемы теплообменного аппарата, индекс противоточности определяем по уравнению (3.64) с учетом данных табл. 3.1

$$p = \frac{1}{k_F} \sum p_i (k_i F_i) \approx \frac{1}{F} \sum p_i F_i = 0,1 \cdot 0,6 + 0,8 \cdot 1 + 0,1 \cdot 0,6 = 0,92.$$

2. Разность начальных температур нагревающего t_1 и нагреваемого τ_1 потоков:

$$t_1 - \tau_1 = T_s - T_c = 741,2 - 484,8 = 256,4 \text{ }^\circ\text{C}.$$

3. Изменение температуры нагреваемого потока в пределах регенератора по уравнению (2.30):

$$\Delta \tau = T_\varphi - T_c = \varphi (T_s - T_c) = 0,7 (741,2 - 484,8) = 179,5 \text{ }^\circ\text{C}.$$

4. Соотношение комплексов нагревающего $W_1 = G c_{\text{пр}г}$ и нагреваемого $W_2 = G_2 c_{\text{пр}тв}$ потоков в расчетах принимается равным единице:

$$\frac{W_1}{W_2} = \frac{G_1 c_{p\Gamma}}{G_2 c_{p\text{в}}} \approx 1.$$

5. Изменение температуры нагревающего потока определяется из уравнения теплового баланса по регенератору

$$Q = G_1 c_{p\Gamma} (t_1 - t_2) = G_2 c_{p\text{в}} (\tau_2 - \tau_1);$$

$$\Delta t = t_1 - t_2 = \frac{G_2 c_{p\text{в}}}{G_1 c_{p\Gamma}} (\tau_1 - \tau_1) = \frac{W_2}{W_1} \Delta \tau = 179,5^\circ \text{C}.$$

6. Конечные абсолютные температуры нагреваемого T_ϕ и нагревающего T'_s потоков

$$T_\phi = T_c + \Delta \tau = 484,8 + 179,5 = 664,3 \text{ K};$$

$$T'_s = T - \Delta t = 741,2 - 179,5 = 561,7 \text{ K}.$$

7. Разность конечных температур нагревающего t_2 и нагреваемого τ_2 потоков

$$t_2 - \tau_2 = T'_s - T_\phi = -102,6^\circ \text{C}.$$

8. Средняя арифметическая разность температур процесса теплопередачи в регенераторе определяется по уравнению (3.61)

$$\begin{aligned} \theta_{mA} &= -\frac{1}{2} (\theta_I + \theta_{II}) = t_1 - \tau_1 - \frac{1}{2} (\Delta t + \Delta \tau) = \\ &= 256,4 - \frac{1}{2} (179,5 + 179,5) = 76,9^\circ \text{C} \end{aligned}$$

9. Характеристическая разность температур по уравнению (3.62)

$$\begin{aligned} \Delta T &= \sqrt{(\Delta t + \Delta \tau)^2 - 4p \Delta t \Delta \tau} = \sqrt{(179,5 + 179,5)^2 - 4 \cdot 0,92 \cdot 179,5^2} = \\ &= 101,5^\circ \text{C}. \end{aligned}$$

10. Наибольшая θ_I и наименьшая θ_{II} разности температур процесса теплопередачи в регенераторе определяются по уравнению (3.60)

$$\theta_I = \theta_{mA} + \frac{1}{2} \Delta T = 76,9 + \frac{1}{2} 101,5 = 127,7^\circ \text{C};$$

$$\theta_{II} = \theta_{mA} - \frac{1}{2} \Delta T = 76,9 - \frac{1}{2} 101,5 = 26,2^\circ \text{C}.$$

11. Средняя разность температур в регенераторе находится по уравнению (3.59)

$$\theta_m = \frac{\theta_I - \theta_{II}}{\ln \frac{\theta_I}{\theta_{II}}} = \frac{127,7 - 26,2}{\ln \frac{127,7}{26,2}} = 64,1 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

12. Исходя из того, что регенератор обычно выполняется из плоских листов или из тонкостенных гладких труб, справедлива предпосылка о равенстве площадей теплопередачи со стороны нагревающего F_1 и нагреваемого F_2 потоков $F_2/F_1 = 1$. Одновременно можно принять [см. уравнение (3.80)]

$$\frac{\pi_1}{\pi_2} = \frac{(st\sqrt{c_{pm\Gamma}\beta})_1}{(st\sqrt{c_{pm\beta})_2}} \approx 1.$$

13. В условиях этих предпосылок соотношение массовых скоростей потоков u_2/u_1 оказывается равным корню квадратному из соотношения плотностей потоков (3.80):

$$\frac{u_2}{u_1} = \sqrt{\frac{\rho_2}{\rho_1}} \cong \sqrt{\frac{p_z T_{m1}}{p_s T_{m2}}} = \sqrt{\pi_\Gamma \frac{T_{m1}}{T_{m2}}},$$

где T_{m1} , T_{m2} — средние абсолютные температуры нагревающего T_{m1} и нагреваемого T_{m2} потоков:

$$T_{m1} = \frac{1}{2} (T_s + T'_s) = \frac{1}{2} (741,2 + 561,7) = 651,4 \text{ K};$$

$$T_{m2} = \frac{1}{2} (T_c + T_\varphi) = \frac{1}{2} (484,8 + 664,3) = 574,6 \text{ K}.$$

Отсюда соотношение массовых скоростей воздуха u_2 и продуктов сгорания u_1 в условиях энергетически наивыгоднейшего режима работы ГТУ ($\eta_e = \max$)

$$\frac{u_2}{u_1} = \sqrt{\pi_\Gamma \frac{T_{m1}}{T_{m2}}} = \sqrt{5 \cdot \frac{651,4}{574,6}} = 2,38.$$

В рассматриваемых условиях эта же величина характеризует обратное соотношение средних линейных скоростей ($C_1/C_2 = 2,38$), т.е. произведения средней линейной и массовой скоростей обоих потоков имеют одинаковую величину ($u_2 c_2 = u_1 c_1$).

Глава 4

ХАРАКТЕРИСТИКИ ГАЗОТУРБИННЫХ УСТАНОВОК ПРИ РАБОТЕ НА ГАЗОПРОВОДАХ

4.1. Пуск ГТУ в работу и ее остановка

Пуск агрегата в работу представляет собой последовательность некоторого ряда операций с определенной выдержкой во времени между ними, чтобы вибрации и внутренние напряжения в деталях в результате тепловых расширений не выходили за допустимые пределы. К пусковым системам ГТУ обычно относят пусковое устройство, систему зажигания и пускового топливopитания, систему автоматического управления запуском и часть системы регулирования.

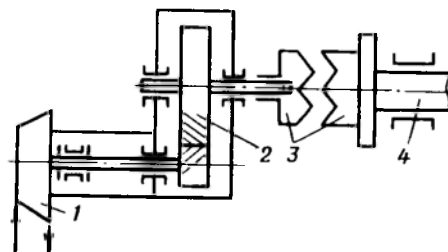
Пуск агрегата обычно начинают с включения в работу пускового насоса масляной системы и насоса уплотнения. После этого включается валоповоротное устройство ТВД и ТНД для преодоления инерции покоя ротора и формирования масляного клина в подшипниках скольжения.

В пусковой период работу ГТУ для подачи воздуха в осевой компрессор и далее в камеру сгорания, т.е. начала самостоятельной работы ГТУ, турбокомпрессору установки должна быть сообщена определенная частота вращения. Обычно это достигается с помощью какого-либо пускового двигателя, разгоняющего ротор турбокомпрессора до 15 – 20 % от номинального, когда включается зажигание и начинается подача топлива в камеру сгорания. Выбор типа пускового устройства определяется назначением установки и наличием внешних энергоносителей. Газотурбинные установки на газопроводах для привода нагнетателей являются вполне автономными установками и здесь наибольшее распространение получил пуск ГТУ при помощи турбодетандера – расширительной турбины, использующей перепад давления транспортируемого газа на входе в КС и выбросом его в атмосферу после прохождения турбодетандера (рис. 4.1). Отсюда следует основной недостаток турбодетандера, состоящий в том, что отработанный газ теряется безвозвратно, загрязняя окружающую среду.

Номинальная мощность турбодетандеров составляет обычно 2 – 4 % от полезной мощности ГТУ, давление пускового газа принимается в пределах 1 – 1,5 МПа. Расход газа для одного пуска 600–1000 м³.

Турбодетандер 1 (см. рис. 4.1) обычно выполняют с двухвечным рабочим колесом, иногда в виде центробежной турбины. Понижающий редуктор 2 от турбодетандера к ротору осевого компрессора через расцепную муфту 3 обеспечивает передачу необходимого крутящего момента на вал газогенератора 4. Современные ГТУ оборудуются расцепными устройствами 3, допускающими возможность, в отличие от ГТУ первого поколения, обеспечить повторное включение, не дожидаясь полной остановки ротора ГТУ.

Рис. 4.1. Схема пускового устройства



Кроме турбодетандеров, в качестве пусковых двигателей ГТУ в ряде случаев используются поршневые ДВС, воздушные турбостартеры, электродвигатели.

Возможен запуск ГТУ и подачей воздуха, отбираемого от рядом работающей газотурбинной установки. После включения в работу турбодетандера, когда частота вращения ротора возрастает, валоповоротные устройства автоматически отключаются. В периоды вращения валов от валоповоротных устройств и от турбодетандера проводится прослушивание агрегата с целью избежания разного рода задеваний и исключения ненормальных шумов в турбине. Пуск ГТУ сложных схем с несколькими ступенями сжатия и расширения производится с помощью соответствующего числа пусковых двигателей, приводящих в движение валы турбокомпрессоров.

При достижении 12 – 15 %-ной частоты вращения вала турбокомпрессора по сигналу реле давления воздуха в сети включается запальное устройство и турбина на дежурной горелке прогревается в течение 10 – 12 мин при температуре газов 300 – 350 °С. После выхода газогенератора на самостоятельный режим работы турбодетандер отключается с помощью расцепной муфты 3. Обычно при этом частота вращения вала газогенератора составляет 40 – 50 % от номинальной частоты вращения ГТУ.

Весь процесс запуска ГТУ осуществляется автоматически с помощью системы автоматического управления. Моментом окончания запуска ГТУ считается переход с пусковых маслonaсосов на главные и включение агрегата под нагрузку.

В период пуска и работы ГТУ на малых нагрузках соотношение давлений сжатия по осевому компрессору может оказаться настолько низким, что турбина не сможет пропустить через себя весь расходный воздух. Это приведет к помпажу компрессора. В результате резкого сокращения расхода воздуха температура продуктов сгорания даже при работе на дежурной горелке сильно повышается с приближением линии пуска ГТУ к линии помпажа компрессора (рис. 4.2). Дальнейший рост температур наблюдается при включении уже рабочих горелок. Зоне *a* соответствует работа валоповоротного устройства и турбодетандера, линии *b* – включение дежурной горелки после достижения оборотов холостого хода, зоне *c* – включение рабочих горелок с дозированным

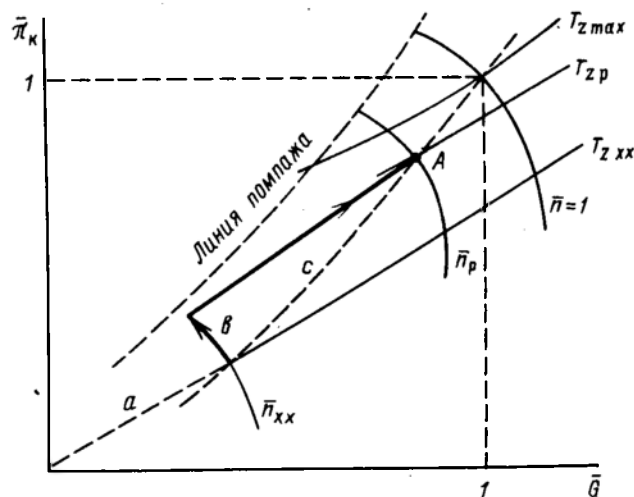


Рис. 4.2. Схема пуска ГТУ в работу

увеличением подачи топлива в камеру сгорания до выхода на рабочую точку A .

Во избежание попадания в зону помпажа при пуске ГТУ часть сжатого в компрессоре воздуха удаляется через противопомпажные клапаны в атмосферу, что приводит к уменьшению мощности, потребляемой осевым компрессором, и нормальному пуску ГТУ. Сброс воздуха через противопомпажные клапаны сдвигает рабочую линию вправо, а прикрытие клапанов сдвигает ее влево, т.е. в сторону линии помпажа осевого компрессора.

Определенные трудности могут наблюдаться при пуске регенеративных ГТУ после их кратковременной остановки из-за аккумуляции теплоты в регенераторе. Воздух после компрессора, проходя через регенератор, несколько нагревается и турбина может не пропустить через себя возросший объем расходуемого воздуха. Выход компрессора из зоны помпажа можно определить по росту давления воздуха и температуры перед ТВД, а также по уменьшению шума в компрессоре. Запуск горячей ГТУ проводят при тщательном контроле за выбрососостоянием агрегата, так как возможное искривление ротора и корпуса может вызвать задевание элементов проточной части ГТУ.

Перед загрузкой агрегата при закрытых кранах 1 и 2 (см. рис. 1.2) открывается байпас крана 7 и воздух вытесняется поступающим газом через кран свечи 12 на участках газопровода до кранов 1 и 2. После вытеснения воздуха кран 12 закрывается и участки газопровода на К заполняются газом до давления в магистральном газопроводе. После выравнивания давления полностью открываются краны 7 и 8, а их байпасы закрываются, проверяется открытие крана 6, соединяющего вход и выход газа на участках газопровода КС.

С пульта управления открывается кран 4 обвязки нагнетателя и его контур продувается в течение 20 — 30 с от воздуха через кран 5. Одновременно растет нагрузка на нагнетатель, увеличивается частота вращения ТВД. Кран 5 закрывается и производится контроль за заполнением контура нагнетателя газом. Как только давление газа до и после кранов 1 и 2 сравняются, оба крана одновременно открываются и последовательно закрываются краны 4, 3 и 3 бис. При открытом кране 3 бис агрегат может кратковременно работать по малому контуру нагнетателя. После закрытия крана 3 агрегат считается выведенным на работу по большому кольцу КС через кран 6р. Для вывода агрегата на магистраль необходимо закрыть краны 14 и 6р. После загрузки агрегата проверяется наличие масла в поплавковой камере, отключение пускового маслоснабжения, выбирается необходимый режим работы агрегата за счет изменения оборотов турбины.

При пуске и особенно при наборе нагрузки важным фактором надежной работы ГТУ является температурный градиент в деталях, омываемых продуктами сгорания, и при этом взаимное положение ротора и статора. При чрезмерно высоких значениях температурных градиентов (тепловых ударов) корпус турбины и ее диски могут потерять круглую форму и привести к задеванию рабочих лопаток турбины, их срезу о корпус. В элементах фланцевых соединений возможны недопустимо большие тепловые напряжения, вызывающие поломку крепежных деталей и образование трещин. В связи с этим надежность пуска и загрузки агрегата с соблюдением всей последовательности операций и обеспечением подачи необходимого количества топлива в камеру сгорания осуществляется с помощью автоматических систем.

Остановка агрегата осуществляется в такой последовательности: включается пусковой масляный насос и со щита управления открывается стационарный кран 6р большого кольца КС. Регулятор скорости снижает частоту вращения ТНД до режима холостого хода. На обвязке нагнетателя открываются краны 3 и 3 бис, закрываются краны 1 и 2, открывается кран 5 и газ из контура нагнетателя выбрасывается в атмосферу. После чего закрывается задвижка подачи топливного газа, останавливается центробежный нагнетатель и масляный насос, а после остановки ротора ТВД включается валоповоротное устройство (ВПУ) и находится в работе до тех пор, пока температура в турбине не снизится до 100 — 150 °С.

Проворачивание вала турбокомпрессора и силовой турбины после остановки агрегата осуществляется с целью устранения "прогибания" валов в процессе их остывания. При остывании ВПУ обычно вращают ротор с частотой 3 — 6 об/мин.

Аварийная остановка агрегата происходит автоматически срабатыванием систем защиты главным образом: при повышении температуры перед ТВД сверх допустимой, падении давления масла в системе смазки и уплотнения масло — газ, осевом сдвиге роторов турбины, компрессора и нагнетателя, повышении частоты вращения валов турбины, пониже-

нии давления топливного газа, погасании факела, повышенной вибрации агрегата. При аварийной остановке необходимо особо проследить за включением пускового масляного насоса, правильным срабатыванием кранов обвязки центробежного нагнетателя.

4.2. Характеристики газотурбинного двигателя на частичных нагрузках

Изменение мощности и к.п.д. газотурбинного двигателя в процессе изменения внешней нагрузки ГТУ является следствием сложного взаимодействия осевого компрессора, газовой турбины, камеры сгорания и центробежного нагнетателя природных газов. Как и во всех тепловых двигателях, регулирование мощности и экономичности газотурбинных установок на частичных нагрузках может осуществляться тремя основными путями: количественно – путем изменения расхода рабочего тела, качественно – изменением термодинамических параметров цикла ГТУ и, наконец, смешанным путем, сочетающим в себе элементы количественного и качественного регулирования.

Регулирование режимов работы ГТУ нагляднее всего можно проследить на основе совмещения характеристик осевого компрессора турбины и нагнетателя, прежде всего ГТУ простейших схем (одновалные и двухвалные) открытого цикла, получивших наибольшее распространение на магистральных газопроводах страны.

Типичные характеристики осевых компрессоров, представленные на рис. 3.8, устанавливают связь между соотношением давлений сжатия в зависимости от расхода воздуха при различных частоте вращения внутреннем относительном к.п.д. компрессора,

$$\pi_k = f(\eta_{ic}, n, G).$$

Газовую турбину в схеме ГТУ можно представить как некое гидравлическое сопротивление, которое преодолевается работой осевого компрессора. И это сопротивление будет изменяться в основном при регулировании расхода воздуха и температуры газов перед турбиной. Поэтому характеристику газовой турбины можно представить как зависимость соотношения давления расширения от массового расхода газа при определенных температурах продуктов сгорания на входе в турбину. В качестве уравнения расхода газа через турбину наиболее часто используют уравнение Стодола – Флюгеля [5]

$$\frac{G}{G_0} = \bar{G} = \frac{p_z}{p_{z0}} \sqrt{\frac{T_{z0}}{T_z}} \sqrt{\frac{1 - \left(\frac{p_s}{p_z}\right)^2}{1 - \left(\frac{p_{s0}}{p_{z0}}\right)^2}}, \quad (4)$$

где $\bar{G}$ – относительный расход газа через турбину; p_z, T_z – давлении

температура газа на входе в газовую турбину соответственно; p_s — давление газа за турбиной.

Индексом "0" отмечены параметры газа на расчетном режиме работы турбины.

Анализ уравнения (4.1) показывает, что приведенный расход газа через турбину не зависит от частоты вращения турбины и практически зависит только от соотношения давлений расширения π_T , что значительно облегчает проведение расчетов ГТУ на частичных нагрузках и позволяет построить совмещенные характеристики компрессора и турбины в одних и тех же координатах [5].

Действительно, из уравнения (4.1) следует (σ_1 , σ_2 — коэффициенты, учитывающие сопротивления по газовоздушному тракту ГТУ, уравнение (2.10)):

$$\pi_T = \sigma_1 \sigma_2 \pi_K = \sqrt{1 + (\pi_{T0} - 1) \bar{G}^2 \frac{T_z}{T_{z0}} \left(\frac{p_z}{p_{z0}} \right)^2}. \quad (4.2)$$

С помощью уравнения (4.2) для ряда значений начальной температуры газа T_z и противодавления p_s получается своя характеристика турбины в координатах: относительный расход газа — давление перед турбиной. Изменение сопротивлений по трактам агрегата в зависимости от режима работы ГТУ можно определить расчетным путем, считая, например, их пропорциональными квадрату массовой скорости потока либо принимая как известную величину.

Построив таким образом характеристику турбины, можно внести в нее поправки на падение давления между компрессором и турбиной Δp и разность расходов газов через компрессор и турбину (утечки, отвод воздуха на охлаждение и т.п.). Тогда характеристику турбины можно построить в координатах: расход воздуха через компрессор G — давление газа за компрессором p_c . Построенная таким образом характеристика турбины может быть нанесена на характеристику осевого компрессора. Расход воздуха на входе в компрессор G_c определяется по расходу газов через турбину G_z из уравнения материального баланса

$$G_c = G_z - B + (G_{\text{охл}} + G_{\text{ут}}), \quad (4.3)$$

где B — расход топлива по камере сгорания; $G_{\text{охл}} + G_{\text{ут}}$ — расход воздуха на охлаждение и утечки, определяется по опытным данным заводов-изготовителей ГТУ. Диаграмма рис. 4.3 показывает, что увязка работы турбины и компрессора по расходу рабочего тела возможна в точках 1, 2, 3, 4, 5, 6 в зависимости от температуры газа перед турбиной T'_z , T''_z , T'''_z при различной частоте вращения вала осевого компрессора $n_1 - n_5$.

Точка пересечения характеристики компрессора при n_4 и характеристики турбины при $T'_z = T_{z0}$ (точка А) определяют параметры совместного режима работы компрессора и турбины на номинальном

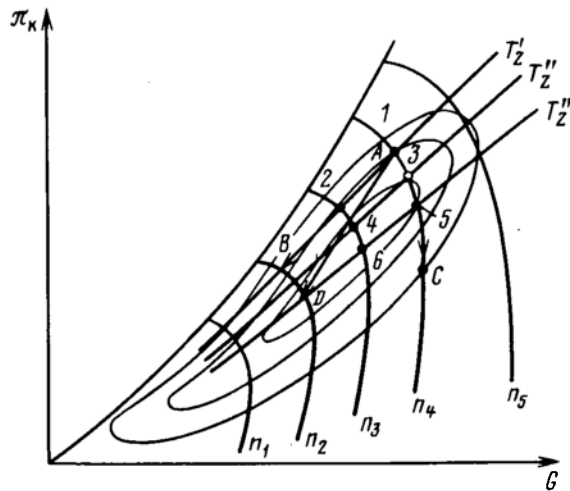


Рис. 4.3. Диаграмма совмещения характеристик осевого компрессора и газов турбины

режиме в одновальной ГТУ, так как в этой точке выполняется условие $\pi_{т0} = \sigma_0 \pi_{к0}$ и равенство между подачей компрессора и пропускной способностью турбины.

Все поле характеристик совместной работы турбины и компрессора на рис. 4.3 ниже точки *A* может обеспечить ту или иную мощность двигателя на частичной нагрузке. Однако, кроме получения нужной мощности, необходимо получить еще и достаточно высокую экономичность двигателя на этой частичной нагрузке. Наиболее экономичной оказывается линия регулирования при сохранении максимальной температуры газов перед турбиной (линия *AB*). Однако наличие помпажного режима на характеристике осевого компрессора ограничивает возможность такого вида регулирования ГТУ в приемлемом для практики диапазоне. Можно осуществить регулирование установки в условиях постоянной частоты вращения $n = \text{idem}$ вплоть до точки холостого хода *C*. Уменьшение мощности установки здесь достигается в основном в результате снижения термодинамических параметров ГТУ (температуры газов перед турбиной, соотношения давления сжатия), а также и к.п.д. осевого компрессора, несмотря на то, что расход рабочего тела при этом несколько увеличивается.

В этих условиях главным образом уменьшается работа газов турбины $h_{iТ}$. Правда, уменьшается и работа сжатия в осевом компрессоре, но эта работа уменьшается в меньшей степени, чем работа турбины, так как работа турбины уменьшается не только в результате снижения π_t , но и в результате снижения температуры газов перед турбиной. С

довательно, уменьшаются эффективная работа ГТУ $h_{it} - h_{ik}$ и к.п.д. установки. Снижение к.п.д. ГТУ здесь обусловлено двумя основными причинами: снижением температуры газов перед турбиной и снижением соотношения давлений сжатия π_k , в то время как при регулировании работой ГТУ по линии AB к.п.д. установки уменьшаются в основном из-за уменьшения соотношения давлений сжатия. Заметное влияние на снижение к.п.д. установки оказывает и изменение (снижение) относительных к.п.д. компрессора и турбины. Все вместе взятое показывает, что такое регулирование работой ГТУ невыгодно.

Линия рабочих режимов для одновального двигателя AD получается на базе данных вариантных расчетов, исходя из желания получить на каждой частичной мощности по возможности максимальную экономичность, получением минимального расхода топливного газа на холостом ходу. Последнее обычно достигается предельным снижением частоты вращения вала двигателя при сохранении устойчивости рабочего процесса ГТУ. Наклон линии AD на рис. 4.3 зависит также от вида (закона) нагрузки потребителей мощности. Под характеристиками потребителей мощности обычно понимается зависимость между частотой вращения его ротора и потребляемой мощностью $n = n(N)$. Например, для генератора переменного тока этот закон выражается простым соотношением $n = n/n_0 = 1$, т.е. генератор работает при постоянной частоте вращения ($n = idem$). Для центробежного нагнетателя на магистральном газопроводе этот закон близок к зависимости $\bar{n} = \bar{N}^{1/3}$. Если в первом случае ($n = idem$) режим работы компрессора удален от линии помпажа (режим идет по линии AC , рис. 4.3), то во втором случае ($\bar{n} = \bar{N}^{1/3}$) линия AD будет смещаться в сторону линии помпажа и при малых нагрузках работа ГТУ будет возможна только при открытии противопомпажных клапанов, через которые часть воздуха из компрессора будет сбрасываться в атмосферу, что, естественно, будет связано и с резким снижением к.п.д. установки в целом.

При изменении нагрузки изменяется и коэффициент регенерации теплоты отходящих газов в регенеративных ГТУ. Коэффициент регенерации изменяется не очень существенно, в большей степени стабилизируется экономичность работы регенеративных ГТУ по сравнению с безрегенеративными при том же изменении нагрузки на валу нагнетателя. Физику этого явления легко понять при анализе цикла ГТУ в координатах $T - S$ (рис. 4.4). При переходе режима работы ГТУ из расчетной точки A (см. рис. 4.3) на частичных режимах, например по линии AD , произойдет снижение соотношений давлений сжатия и температура воздуха за компрессором снизится с величины T_c до значения T'_c . Температура газов перед турбиной также снизится с T_z до значения T'_z . Взаимное смещение температур цикла приводит к тому, что температура воздуха за компрессором T'_c становится ниже температуры T_c , а температура газов за турбиной T'_z при том же конечном давлении расширения p_s выше, чем температура T_z . Это значит, что располагаемый теплореперпад между воздухом и продуктами сгорания в пределах регене-

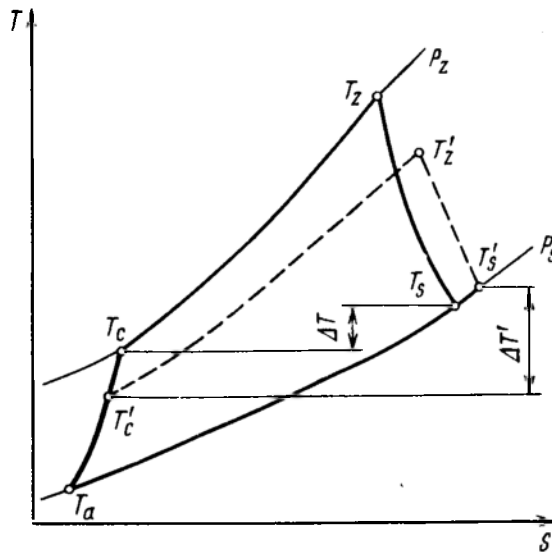
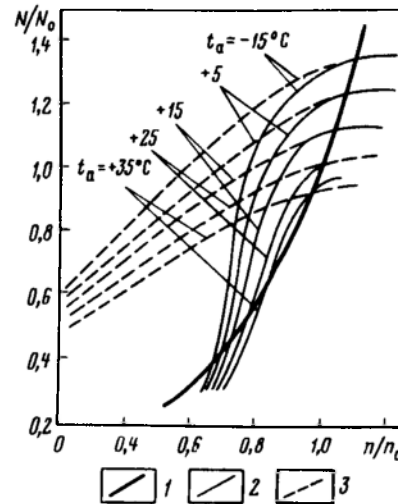


Рис. 4.4. Цикл ГТУ с регенерацией теплоты на частичной нагрузке

ратора будет больше, чем на номинальном режиме ($\Delta T' > \Delta T$), что приводит к повышенному нагреву воздуха в регенераторе на частичных нагрузках и, как следствие, к стабилизации к.п.д.

В целях повышения к.п.д. установки на частичных нагрузках и одновременно удовлетворения требованиям потребителей мощности используют двухвальные газотурбинные установки. Особенностью такой схемы (см. рис. 2.1, схема II) является то, что частота вращения силовой турбины изменяется независимо от частоты вращения ТВД и находящегося с ней на одном валу осевого компрессора. Например, при постоянной подаче топлива в камеру сгорания частоту вращения силовой турбины можно изменить только за счет потребителя мощности (нагнетателя). При этом изменение частоты вращения ТНД практически никак не повлияет на расход продуктов сгорания и параметры газов перед ТВД, так как частота вращения турбины не влияет на ее расходные характеристики [уравнение (4.1)]. Силовая турбина будет иметь постоянный теплоперепад и постоянный расход продуктов сгорания. На постоянном режиме будет работать и турбокомпрессор. Следовательно, в двухвальных установках со свободной силовой турбиной нет такого регулирования, как в одновальных, так как при любом значении мощности на силовой турбине между осевым компрессором и турбиной высокого давления сохраняется баланс мощностей. В одновальной установке, у которой вал нагнетателя механически связан с валом осевого компрессора, между полезной мощностью и частотой вращения нагнетателя имеется определенная, однозначная связь.

Рис. 4.5. Диаграмма совмещения характеристик одновальной (2) и двухвальной (3) ГТУ с характеристикой центробежного нагнетателя (1) при различных температурах наружного воздуха



В установке с разрезным валом, где вал полезной мощности выделен между силовой турбиной и турбокомпрессором, нет такой однозначной связи и нагнетатель может иметь практически любую частоту вращения, ему необходимую. В то же время осевой компрессор и приводящая его турбина могут иметь другую частоту вращения, обеспечивающую подачу необходимого количества воздуха, т.е. являются генератором газа для силовой турбины ГТУ.

При сравнении характеристик изменения мощности ГТУ в зависимости от частоты вращения нагнетателя (рис. 4.5) оказывается, что одновальная ГТУ при снижении частоты вращения быстрее теряет мощность, чем снижается мощность, потребляемая нагнетателем. Сравнение схем проведено при одинаковой температуре газов перед турбиной, но различной температуре наружного воздуха. Диаграмма рис. 4.5 показывает, что для одновальной установки существуют нижняя и верхняя границы подачи нагнетателя. Эти границы заметно сужаются с повышением температуры наружного воздуха. В связи с тем, что закон изменения характеристик газопровода и одновальной ГТУ различен, характеристика одновальной установки без запаса мощности будет обеспечивать режимы работы нагнетателя только при максимально допустимых температурах газа перед ТВД. При ухудшении к.п.д. нагнетателя или элементов турбомшины привод нагнетателя с помощью одновальной ГТУ без перепуска и дросселирования газа или без существенного повышения температуры газа перед ТВД осуществить будет уже трудно. Кроме того, этот вынужденный режим удаляет рабочую характеристику одновальной ГТУ от энергетически наивыгоднейшего ($\eta_e = \max$).

При наложении характеристики нагнетателя на рабочую характеристику ГТУ в условиях одновальной ГТУ выдвигаются два требова-

ния — обеспечение необходимых мощности N/N_0 и частоты вращения системы турбина — нагнетатель n/n_0 . При изменении частоты вращения на $\sim 30\%$ возникают трудности создания осевого компрессора в связи с необходимостью обеспечения значительно большей зоны беспомпажной работы ГТУ. Для двухвальной установки нижней границы по подаче нагнетателя практически не существует; существует только верхняя граница, зависящая от температуры наружного воздуха. При пониженной частоте вращения нагнетателя и соответственно снижении потребляемой мощности газотурбинная установка с "разрезным валом" будет всегда иметь запас располагаемой мощности, так как при этом в силовую турбину может подаваться полное количество рабочего тела при номинальных температуре и давлении, что соответственно и определяет полезную мощность ГТУ (см. рис. 4.5). Следовательно, у двухвальной ГТУ каждому режиму работы системы ГТУ — нагнетатель, т.е. требованию $N/N_0 = \text{idem}$, соответствует отрезок — ряд значений n/n_0 по компрессору в границах до $t_{a \min}$ (при $t_z = \text{idem}$) или в границах $t_{z \max}$ до $t_{z \min}$ (при $t_a = \text{idem}$). Поэтому двухвальная ГТУ способна обеспечивать любой режим работы нагнетателя. Необходимое снижение мощности ГТУ обеспечивается уменьшением частоты вращения вала высокого давления и одновременно уменьшением температуры газов перед турбиной.

При постоянной частоте вращения вала осевого компрессора и переменной частоте вращения силового вала температура газов перед турбиной высокого давления остается практически постоянной в достаточно широком диапазоне изменения частоты вращения вала ТНД. Это значит, что полезная мощность ГТУ будет изменяться пропорционально изменению к.п.д. силовой турбины, что в рабочем диапазоне составляет не более 4 %. Двухвальные ГТУ имеют лучшие экономические показатели не только на частичных нагрузках, но и на расчетной, когда одновальная установка, имея запас мощности (10–15 %), на номинальной

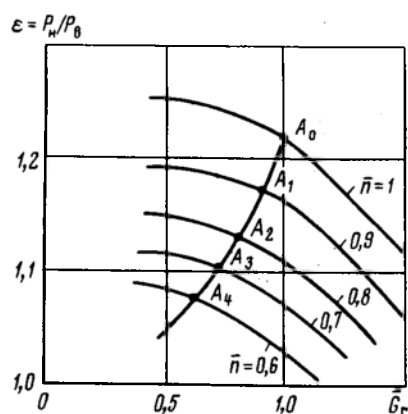
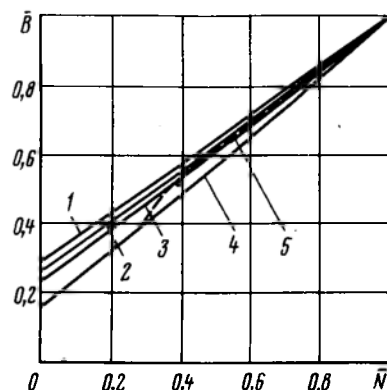


Рис. 4.6. Совмещенные характеристики нагнетателя и газопровода

Рис. 4.7. Сравнительные характеристики различных двухвальных ГТУ при частичных нагрузках:
1 – ГТ-6-750; 2 – ГТ-700-5; 3 – ГТК-5;
4 – ГТ-750-6; 5 – расчетная совместная характеристика двухвальной ГТУ с нагнетателем



нагрузке будет обеспечивать режимы работы нагнетателей ниже расчетного.

На рис. 4.6 приведены совмещенные характеристики нагнетателя и газопровода, построенные при использовании характеристик газопровода и нагнетателя. В силу того, что минимальные энергетические затраты на транспорт газа получаются при максимальном давлении в трубопроводе [уравнение (1.12)], совмещенная характеристика нагнетателя и газопровода построена при постоянном конечном давлении нагнетателя p_n , так как именно это давление всегда стремятся поддерживать максимальным.

Точки пересечения характеристики газопровода и нагнетателя ($A_1, A_2, \dots, A_4$) определяют совместные режимы работы при соответствующей частоте вращения нагнетателя.

Совмещенные характеристики двух последовательно работающих нагнетателя и газопровода строят так же, как и в случае одного нагнетателя после предварительного совмещения двух последовательно работающих нагнетателей.

Важнейшими характеристиками переменного режима работы газотурбинных двигателей являются их эффективно-термодинамический к.п.д. η_e и расход топлива $B_{x.x}$ на частичных нагрузках.

Как для одновальных, так и для двухвальных ГТУ при регулировании двигателя изменением частоты вращения турбины в диапазон характерном для работы ГТУ на газопроводах, можно утверждать, что зависимость относительного расхода топлива $\bar{B}$ от относительной мощности $\bar{N}$ носит линейный характер (рис. 4.7). Следовательно, в этих условиях расход топлива на холостом ходу $B_{x.x}$ является основным показателем изменения к.п.д. ГТУ на частичных нагрузках.

Согласно данным рис. 4.7 можно записать

$$B = B_{x.x} + N \operatorname{tg} \varphi = B_{x.x} + N \left(\frac{B_0 - B_{x.x}}{N_0} \right), \quad (4.4)$$

где N , N_0 — соответственно текущая мощность и мощность ГТУ на расчетном режиме.

В относительных единицах

$$\bar{B} = \frac{B}{B_0} = \bar{B}_{x,x} + \bar{N}(1 - \bar{B}_{x,x}) = 1 - (1 - \bar{B}_{x,x})(1 - \bar{N}). \quad (4.5)$$

Соответственно к.п.д. установки

$$\bar{\eta}_e = \frac{\bar{N}}{\bar{B}} = \frac{\bar{N}}{1 - (1 - \bar{B}_{x,x})(1 - \bar{N})}. \quad (4.6)$$

Из уравнений (4.5), (4.6) следует, что при условии $B_{x,x} = 0$, $\bar{B} = \bar{N}$, $\bar{\eta}_e = 1$. Это значит, что к.п.д. ГТУ не изменяется и во всем диапазоне частичных мощностей остается равным к.п.д. на расчетной нагрузке. К сожалению, на практике так не бывает. В условиях, когда $B_{x,x} = 1$, из уравнения (4.5) следует, что $B = 1$. Это значит, что при снижении нагрузки двигатель не снижает расхода топлива, что является, естественно, весьма нежелательным явлением.

Для новых машин величина $B_{x,x}$ характеризуется данными табл. 4.1. Если, исходя из данных табл. 4.1, для всех ГТУ принять расход топлива на холостом ходу $\bar{B}_{x,x} = 0,25$, то уравнение (4.6), приведенное к виду, характеризующему относительный расход топлива по установке, можно записать:

$$(\bar{B}Q_{\text{пр}})_{\text{пр}} = 1 - 0,75(1 - \bar{N}_e). \quad (4.7)$$

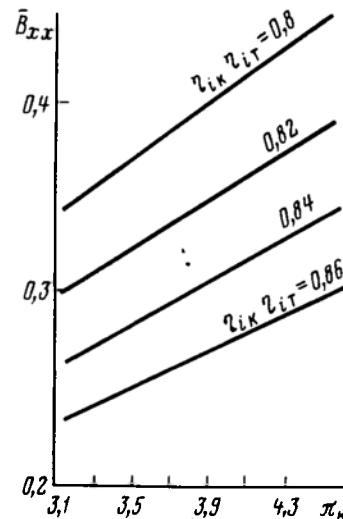
В эксплуатационных условиях характеристики агрегата могут заметно изменяться по условиям режима его работы и из-за ухудшения его технического состояния (снижение к.п.д. компрессора, турбины и т.д.), что вызывает перерасход топливного газа по установке. Естественно, что изменяется в сторону увеличения и расход топлива на холостом ходу $\bar{B}_{x,x}$. Поэтому определение характера и темпа изменения величины $\bar{B}_{x,x}$ при изменении термодинамических характеристик ГТУ, а также при изменении относительных к.п.д. компрессора и турбины в эксп-

Таблица 4.1

Относительный расход топлива на холостом ходу для некоторых типов ГТУ

Показатели	ГТ-700-5	ГТК-5	ГТ-750-6	ГТК-10	ГТ-6-750
Мощность N_0 , кВт	4250	4400	6000	10000	6000
к.п.д. η_0	25	23,7	25,1	28	23,6
Расход топлива на холостом ходу $\bar{B}_{x,x}$	0,268	0,248	0,168	0,2	0,285

Рис. 4.8. Зависимость относительно расхода топлива на холостом ходу $\bar{B}_{x.x}$ от изменения соотношения давлений сжатия по компрессору $\pi_k = p_c/p_a$ и относительных к.п.д. осевого компрессора $\eta_{i.k}$ и газовой турбины $\eta_{i.T}$ при соотношении граничных температур цикла $\theta = 3,5$



луатационных условиях представляет несомненный практически интерес.

Данные рис. 4.8 показывают, как с уменьшением относительных к.п.д. компрессора $\eta_{i.k}$ и турбины $\eta_{i.T}$ в установках без регенерации теплоты отходящих газов увеличивается расход топлива на холостом ходу, что свидетельствует об уменьшении экономичности установок при ухудшении ее технического состояния. Это значит, что можно построить зависимости, позволяющие судить об изменении расхода топлива по ГТУ по данным об изменении относительных к.п.д. турбомашин и соотношении давлений сжатия $\pi_k = p_c/p_a$ и, наоборот, по изменению расхода топлива в установке судить об изменении ее технического состояния.

Данные рис. 4.9 показывают, как на частичных нагрузках в результате некоторого увеличения коэффициента регенерации теплоты φ_0 снижается расход топлива $\bar{B}_{x.x}$, что свидетельствует о положительном влиянии регенерации теплоты на экономические характеристики агрегата при частичных нагрузках. Одновременно с этим снижение относительных к.п.д. компрессора и газовой турбины увеличивает расход топлива на холостом ходу. Увеличивается расход топлива и при росте соотношения давлений сжатия по компрессору π_k . Диаграммы рис. 4.9 построены без учета изменения гидравлических сопротивлений по тракту ГТ при введении в схему установки регенерации теплоты отходящих газов.

Если дополнительные сопротивления при небольших значениях коэффициента регенерации теплоты ($\varphi_0 \leq 0,3 \div 0,4$) практически не изменяют значения $\bar{B}_{x.x}$ на рис. 4.9, то учет гидравлических сопротивлений при $\varphi_0 \approx 0,7 \div 0,8$ приведет к резкому увеличению $\bar{B}_{x.x}$. Величина $\bar{B}_{x.x}$ не остается постоянной при изменении параметров работы ГТ.

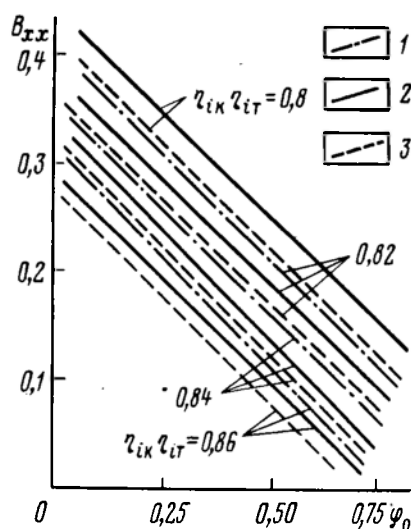


Рис. 4.9. Зависимость относительного расхода топлива на холостом ходу B_{xx} от изменения регенерации теплоты φ_0 при различных соотношениях давления сжатия и относительных к.п.д. компрессора η_{ik} и турбины η_{it} , без учета гидравлических сопротивлений по тракту регенератора при соотношении граничных температур цикла $\theta = 3,5$:
 1 — $\pi_k = 5$; 2 — $\pi_k = 4,5$; 3 — $\pi_k = 4$

(π_k , θ , η_{ik} , η_{it}). Так как относительный расход топлива по установке определяется в зависимости от этой величины [уравнение (4.5)], то, зная изменение параметров установки (π_k , θ , η_{ik} , η_{it}) в процессе эксплуатации, можно судить и о перерасходе топлива на установке.

4.3. Особенности работы газотурбинного привода КС в различных климатических условиях

Газотурбинные установки на магистральных газопроводах работают в различных климатических условиях и при постоянно меняющейся температуре наружного воздуха.

Из теории турбомашин [5] известно, что внешние показатели ГТУ и, прежде всего, ее мощность и к.п.д. зависят от внешних климатических условий — давления и температуры наружного воздуха. Однако колебания давления наружного воздуха на отдельных КС и от станции к станции происходят в сравнительно небольших пределах и это мало сказывается на работе ГТУ.

Колебание температуры наружного воздуха t_a при неизменной температуре газов перед турбиной t_z приводит к тому, что с понижением t_a мощность и частота вращения вала ГТУ возрастают, повышается пропускная способность агрегата. Одновременно растет к.п.д. установки. Повышение t_a приводит к падению мощности и частоты вращения вала ГТУ.

При постоянной частоте вращения вала ГТУ и понижении температуры наружного воздуха температура газов перед турбиной несколько повышается, мощность ГТУ увеличивается, растет к.п.д. При неизмен-

ной мощности ГТУ понижение температуры наружного воздуха приводит к уменьшению температуры газов перед турбиной и частоты вращения ее вала, к.п.д. при этом несколько возрастает. Повышение температуры наружного воздуха приводит к обратному эффекту.

Большая чувствительность ГТУ к изменению температуры наружного воздуха объясняется тем, что, во-первых, современные газотурбинные стационарные ГТУ имеют постоянные проходные сечения газовой турбины и осевого компрессора, что исключает возможность регулирования расхода воздуха через осевой компрессор и газовую турбину при неизменных температурах рабочего тела ГТУ, и, во-вторых, современные установки характеризуются большим значением отношения работ сжатия и расширения $\lambda = \lambda_{iK}/\lambda_{iT} \approx 0,60 \div 0,70$ — на номинальной нагрузке, $\lambda \approx 0,80$ — на частичной нагрузке.

Резкого влияния температуры наружного воздуха на режим и показатели работы ГТУ можно избежать, применяя поворотный входной направляющий аппарат в компрессоре или поворотный направляющий аппарат в турбине и осуществляя тем самым регулирование работы ГТУ изменением количества газа, пропускаемого через агрегат. Делать поворотные лопатки рабочего колеса конструктивно сложно, поэтому некоторое распространение получили поворотные лопатки именно у направляющего аппарата.

Выпускаемые заводами-изготовителями ГТУ для газопроводов имеют, как правило, неподвижный лопаточный аппарат направляющих ступеней, проектируются и изготавливаются на одну начальную температуру цикла (в СССР + 15 °С), но эксплуатируются в районах с различной среднегодовой температурой наружного воздуха (газопроводы Бухара — Урал, Северный Кавказ — Центр, Игрим — Серов, "Сияние Севера" и т.д.).

Определим влияние на мощность ГТУ граничных температур цикла T_a и T_z .

Индикаторная мощность ГТУ определяется соотношением

$$N_i = N_{iT} - N_{iK} = G_A c_{pmz} T_z \left(1 - \frac{T_s}{T_z}\right) - G_A c_{pmA} T_a \times$$

$$\times \left(\frac{T_c}{T_a} - 1\right) = N_{iT} (1 - \lambda) = \varphi(\theta, n, \pi_K) = \varphi_1(\theta, n); \quad (4.8)$$

$$\theta = \frac{T_z}{T_a}; \quad \pi_K = \frac{p_c}{p_a},$$

где n — частота вращения компрессора; π_K — соотношение давлений сжатия.

Таким образом, мощность ГТУ в основном зависит от соотношения граничных температур цикла ($\theta = T_z/T_a$). Приращение мощности ГТУ

при малых отклонениях соотношений граничных температур цикла $\Delta\theta$ от номинального θ_0 при неизменной частоте вращения ($n = \text{idem}$) равно:

$$\Delta N = \left(\frac{\partial N_i}{\partial \theta} \right) \Delta \theta. \quad (4.9)$$

Изменение соотношения граничных температур $\Delta\theta$ будет различным в зависимости от изменения каждой из граничных температур цикла (T_a и T_z):

$$T_a = \text{idem}; \quad \frac{\partial \theta}{\partial T_z} = \frac{\partial}{\partial T_z} \left(\frac{T_z}{T_a} \right) = \frac{1}{T_a}; \quad (4.10)$$

$$T_z = \text{idem}; \quad \frac{\partial \theta}{\partial T_a} = - \frac{T_z}{T_a^2} = - \frac{\theta}{T_a}; \quad (4.11)$$

$$\frac{\partial \theta}{\partial T_a} = - \theta \frac{\partial \theta}{\partial T_z}; \quad \frac{\partial N_i}{\partial T_a} = - \theta \frac{\partial N_i}{\partial T}. \quad (4.12)$$

Из последнего соотношения следует, что при любых значениях π_k , η_{ik} , η_{it} весьма небольшое изменение температуры наружного воздуха T_a может изменить мощность ГТУ в несколько раз больше, чем такое же изменение температуры газов перед турбиной T_z . Эффективная мощность газотурбинного двигателя N_e определяется как разность между мощностью, развиваемой газовой турбиной N_{eT} , и мощностью, поглощаемой осевым компрессором N_{eK} ,

$$N_e = N_{eT} - N_{eK} = G_A (\eta_{eT} h_T - \frac{1}{\eta_{eK}} h_K), \quad (4.13)$$

где G_A — секундный расход воздуха через ГТУ; η_{eT} , η_{eK} — соответственно относительные эффективные к.п.д. турбины и компрессора; h_K , h_T — значения удельных потенциальных работ сжатия и расширения в адиабатных процессах соответственно,

$$h_K = c_{pm}(T_c - T_a) = c_{pm} T_a (\pi_k^{\frac{k-1}{k}} - 1); \quad (4.14)$$

$$h_T = c_{pm}(T_z - T_s) = c_{pm} T_z (\pi_T^{\frac{k-1}{k}} - 1). \quad (4.15)$$

Соотношение мощностей компрессора и газовой турбины

$$\lambda = \frac{N_{ек}}{N_{ет}} = \frac{1}{\eta_{ек}\eta_{ет}} \frac{h_{к}}{h_{т}} =$$

$$= \frac{1}{\eta_{ек}\eta_{ет}} \frac{T_a}{T_z} \frac{(\pi_{к}^{\frac{k-1}{k}} - 1)}{(\pi_{т}^{\frac{k-1}{k}} - 1)} \quad (4.16)$$

На номинальном режиме (индекс "0")

$$\lambda_0 = \frac{1}{\eta_{ек}\eta_{ет}} \frac{T_0}{T_z} \frac{(\pi_{к0}^{\frac{k-1}{k}} - 1)}{(\pi_{т0}^{\frac{k-1}{k}} - 1)} \quad (4.17)$$

Отсюда расчетное соотношение мощностей компрессора и газовой турбины:

$$\lambda \approx \lambda_0 \frac{T_a}{T_0}, \quad (4.18)$$

где T_a — текущее значение начальной абсолютной температуры воздуха;
 T_0 — начальное (расчетное) значение температуры воздуха в условиях номинального режима.

Удельную мощность соответственной газовой турбины ($N_{ет}/G_A$) можно считать независимой от температуры воздуха перед компрессором, но подача компрессора зависит от температуры наружного воздуха:

$$\frac{N_{ет}}{N_{ет}^{(0)}} = \frac{G_A}{G_A^{(0)}} = \frac{T_0}{T_a} \approx 1 - \frac{\Delta t_a}{T_0}, \quad (4.19)$$

где $\Delta t = T_a - T_0$ — изменение температуры наружного воздуха сравнительно с номинальным режимом.

Текущее N_e и номинальное $N_e^{(0)}$ значения мощности газотурбинного двигателя

$$N_e = N_{ет} - N_{ек} = N_{ет}(1 - \lambda) = N_{ет}^{(0)} \left(1 - \frac{\Delta t_a}{T_0}\right) \left(1 - \lambda_0 \frac{T_a}{T_0}\right); \quad (4.20)$$

$$N_e^{(0)} = N_{eT}^{(0)} - N_{eK}^{(0)} = N_{eT}^{(0)} (1 - \lambda_0). \quad (4.21)$$

Отсюда относительное изменение мощности газотурбинного двигателя при изменении температуры наружного воздуха (уравнение Н.И. Бетлонко)

$$\begin{aligned} \frac{N_e}{N_e^{(0)}} &= \left(1 - \frac{\Delta t_a}{T_0}\right) \left(\frac{1 - \lambda_0 \frac{T_a}{T_0}}{1 - \lambda_0}\right) = \\ &= \left(1 - \frac{\Delta t_a}{T_0}\right) \left(1 - \frac{\lambda_0}{1 - \lambda_0} \cdot \frac{\Delta t_a}{T_0}\right). \end{aligned} \quad (4.22)$$

Соотношение мощностей компрессора и газовой турбины на номинальном режиме для современных ГТУ принимают равным $\lambda_0 \approx 0,65$. Это значит, что теоретическое соотношение мощностей газотурбинного двигателя при наименьшей температуре наружного воздуха ($t_a = -35^\circ\text{C}$; $\Delta t_a = -50^\circ\text{C}$) и наивысшей ($t_a = +35^\circ\text{C}$; $\Delta t_a = +20^\circ\text{C}$) составляет

$$\frac{N_{e \max}}{N_{e \min}} \approx \frac{1,5516}{0,8107} = 1,914.$$

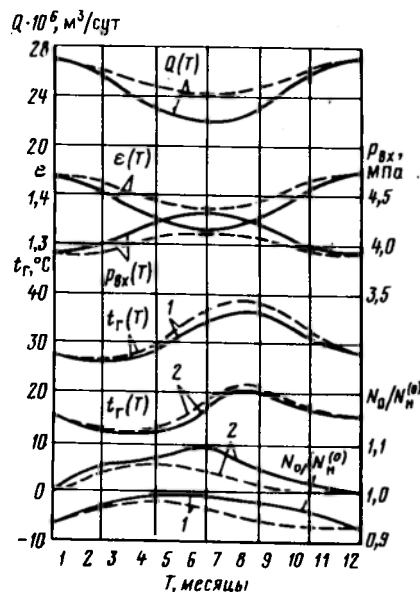
Отношение номинальных мощностей газовой турбины при температуре воздуха $+15^\circ\text{C}$ (обычная расчетная температура, при которой принято определять номинальную мощность ГТУ N_e) и при температуре -15°C , т.е. в условиях зимнего периода эксплуатации ГТУ,

$$\frac{N_e^{(-15^\circ\text{C})}}{N_e^{(+15^\circ\text{C})}} = 1,3175.$$

Это значит, что снижением температуры воздуха на входе в осевой компрессор ГТУ можно существенно форсировать газотурбинный двигатель.

Качественную оценку показателей работы газоперекачивающего агрегата в течение года на КС в различных климатических районах можно получить на основе рассмотрения графика годового режима работы КС расположенных в районе Средней Азии и Северного Урала (рис. 4.10) которые построены по обычным расчетным уравнениям для следующих исходных данных: $L = 100$ км; $D = 1000$ мм; $Q = 26$ млн. $\text{м}^3/\text{сут}$; $\epsilon = 1,44$; $p_{\text{вых}} = 5,6$ МПа; относительная амплитуда колебаний пропускной способности газопровода $\beta_0 = a_1/a_0 = 0,01$ (сплошная линия) $\beta_0 = a_1/a_0 = 0,05$ (пунктирная линия). На рис. 4.10 показано такж

Рис. 4.10. График режимов работы КС в районах Средней Азии (1) и Северного Урала (2)



изменение входного давления газа в нагнетателе $p_{вх}$ и изменение относительной мощности нагнетателей $N_0/N_N^{(0)}$.

Данные рис. 4.10 свидетельствуют о том, что температура газа на входе в КС в течение года изменяется примерно так же, как и температура грунта для анализируемых районов, т.е. на $10 - 12^\circ\text{C}$. С уменьшением β_0 возрастают абсолютные значения и колебания температуры газа. Максимальное значение температуры газа наблюдается в августе — сентябре. Разность абсолютных среднегодовых значений $t_{г}$ газа для рассматриваемых районов равна разности среднегодовых температур грунта в тех же районах $\Delta t \approx 15^\circ\text{C}$. Температура грунта на глубине заложения газопровода ($h = 1$ м — на рис. 4.10 — сплошная линия; $h = 1,2$ м — пунктирная) и, следовательно, газа на входе в КС меняется незначительно при изменении температуры наружного воздуха. Амплитуда колебаний температуры грунта на этой глубине заложения составляет $10 - 18^\circ\text{C}$, т.е. в 2 — 3 раза меньше амплитуды колебания температуры наружного воздуха, хотя разница в значениях средних температур воздуха и грунта для разных климатических районов примерно одинакова.

Мощность, потребляемая нагнетателем, в свою очередь, слабо зависит от изменения температуры наружного воздуха в течение года. Дело в том, что газопровод, как правило, заглублен на $1 \div 1,2$ м, так что колебания наружного воздуха не очень сильно сказываются на изменении температуры перекачиваемого газа.

Коэффициент загрузки турбоагрегатов в разных климатических районах можно определить при следующих предпосылках:

- 1) режим работы газопровода из года в год установившийся;

2) колебания мощности энергопривода N_e совпадают по фазе с колебаниями гидравлической мощности N_p газопровода, к.п.д. нагнетателей постоянный;

3) заданный годовой график пропускной способности газопровода ($\beta_0 = \text{idem}$) обеспечивается условием

$$\frac{N_{e \max}}{N_{e \min}} \geq \frac{N_{p \max}}{N_{p \min}}. \quad (4.23)$$

Коэффициент загрузки турбоагрегатов как функция относительной амплитуды колебаний пропускной способности газопровода β , расчетной температуры воздуха на входе в ГТУ t_{a0} и максимальной температуры воздуха $t_{a \max}$ из условия обеспечения летней гидравлической мощности газопровода определяется соотношением

$$\begin{aligned} \sigma_m(t_{a0}; t_{a \max}) &= \frac{N_{em}}{N_{e0}} = \frac{N_{pm}}{N_{p \min}} \frac{N_{e \min}}{N_{e0}} = \\ &= \frac{1 + \frac{3}{2} \beta}{(1 - \beta)^3} \frac{N_{e0} f(t_{a0}; t_{a \max})}{N_{e0}} = \\ &= \frac{1 + \frac{3}{2} \beta^2}{(1 - \beta)^3} f(t_{a0}; t_{a \max}), \end{aligned} \quad (4.24)$$

$$\frac{N_{p \min}}{N_{p0}} = (1 - \beta)^3; \quad \frac{N_{pm}}{N_{p0}} = 1 + \frac{3}{2} \beta^2, \quad (4.25)$$

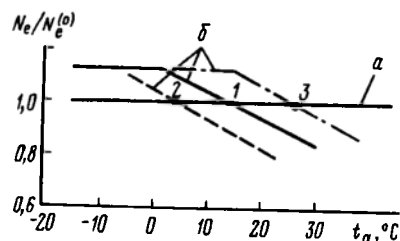
где t_{a0} — расчетная температура наружного воздуха на входе в ГТУ; $t_{a \max}$ — максимальная температура наружного воздуха в летний период эксплуатации, соответствующая равенству колебаний гидравлической мощности и мощности энергопривода.

Индекс m означает в уравнениях среднее значение данной величины. Значение функции $f(t_{a0}, t_{a \max})$ определяется уравнением (4.22).

Сопоставление данных по режимам работы нагнетателя и ГТУ позволяет построить их совмещенные характеристики $\bar{N} = f(t_{\text{нар}})$ как характеристики газоперекачивающего агрегата с газотурбинным приводом ($n = \text{idem}$). Диаграммы рис. 4.11 иллюстрируют особенности работы газотурбинного ГПА в различных климатических районах и при изменении температуры наружного воздуха в данном районе. Действительно, при изменении температуры наружного воздуха мощность, потребляемая нагнетателем, практически не изменяется. Это значит, что при температу-

Рис. 4.11. Относительная мощность ГТУ и нагнетателя в зависимости от изменения температуры наружного воздуха t_a :

a — мощность, потребляемая нагнетателем; b — мощность газотурбинной установки



ре наружного воздуха ниже расчетной $t_{нар} < t_{нар}^{(0)}$ на КС имеет место избыток мощности ГТУ, а при $t_{нар} > t_{нар}^{(0)}$ — наоборот.

При рассмотрении мощностных характеристик годовой работы газотурбинного ГПА можно использовать два показателя: обеспеченность нагнетателя номинальной мощностью N_g в течение года, когда мощность ГТУ больше или равна номинальной ($N_g > N_0$), и относительный дефицит годовой энергии ΔN , возникающий в теплое время года ($t_a > t_a^{(0)}$), когда мощность ГТУ меньше номинальной.

Зная распределение значений температур наружного воздуха для данного района в течение года, можно определить обеспеченность номинальной мощности газотурбинного энергопривода и относительный дефицит годовой энергии на КС.

Несоответствие характеристик нагнетателя и ГТУ по температуре наружного воздуха во всех случаях, когда $t_a \neq t_{a0}$, приводит к недоиспользованию установленной мощности ГПА и, как следствие, к снижению пропускной способности газопровода. Характеристики ГТУ и нагнетателей при проектировании газотурбинного энергопривода для данного района могут быть приведены в соответствие путем выбора расчетной температуры наружного воздуха для ГТУ в зависимости от района эксплуатации, схемы рабочих колес нагнетателя, искусственного изменения температуры на входе в ГТУ и т.д.

На рис. 4.11 показано, как, меняя температуру наружного воздуха t_{a0} при постоянной мощности, потребляемой нагнетателем, можно обеспечить ту или иную полноту использования установленной мощности. Так, точка 1 соответствует режиму работы ГТУ и нагнетателя при расчетной температуре наружного воздуха $t_{a0} = 15^\circ\text{C}$; точка 2 при $t_{a0} = +5^\circ\text{C}$ и точка 3 при $t_{a0} = 25^\circ\text{C}$. При расчетной температуре $t_{a0} = 15^\circ\text{C}$ снижение температуры наружного воздуха до 10°C или до -10°C приводит к тому, что мощность, развиваемая ГТУ, будет всегда превышать ту мощность, которую потребляет нагнетатель, и, следовательно, мощность, развиваемая ГТУ, будет недоиспользоваться. Если же температура наружного воздуха будет выше 15°C , то мощности ГТУ для привода нагнетателя будет не хватать и т.д. Поэтому в ряде случаев и может возникать задача проектирования ГТУ не только на принятую температуру 15°C , но и на ту температуру, которая больше подходит для эксплуатации агрегата в данном районе, чтобы использование уста-

новленной мощности ГТУ было наиболее полным. Для северных районов страны, например, такой температурой может быть температура 22°C , для южных районов — $25 - 27^{\circ}\text{C}$.

При низких температурах наружного воздуха надежность работы агрегата несколько снижается в силу следующих причин: хладоломкость металлов, увеличения отказов в работе узлов управления запорной арматуры; возможности образования гидратных пробок в газовых коммуникациях, обледенения входного тракта ГТУ, возможное промерзание газовых, масляных и воздушных элементов системы регулирования, нарушений в работе систем водо- и теплоснабжения компрессорного цеха, снижения температуры масла на неработающих агрегатах; возможность перегрузки ГПА и т.д.

При низких температурах наружного воздуха перегрузка ГПА сведенной до допустимой может произойти и без превышения максимальной температуры газов перед ТВД, что вызывает необходимость следить за нагрузкой ГПА, не допуская ее увеличения сверх номинальной более чем на $10 - 15\%$.

Образование гидратных пробок в технологических системах компрессорной станции приводит к повышению перепадов давлений на соответствующих участках обвязки и может привести к помпажу нагревателей. Для устранения гидратных пробок в трубопровод подается метанол или в виде исключения и временно станция работает при открытом кране 6 (см. рис. 1.3), что приводит к повышению температуры газа на входной части обвязки компрессорной станции.

В период весенне-осенней эксплуатации ГТУ на газопроводах в ряде случаев возможна опасность обледенения входного тракта агрегата, включая фильтры воздухозаборного устройства. Обледенение входного тракта наиболее вероятно в диапазоне температур наружного воздуха от -2 до -10°C и относительной влажности его свыше $70 - 80\%$ особенно при тумане, дожде и снегопаде.

Основное направление защиты входного тракта от обледенения — нагрев деталей тракта или подогрев циклового воздуха, поступающего в осевой компрессор. Наиболее простым способом защиты входного тракта от обледенения следует считать подогрев воздуха до положительной температуры ($4 - 6^{\circ}\text{C}$). В качестве горячего теплоносителя для подогрева холодного воздуха используются продукты сгорания, отбираемые из выхлопного тракта и подмешиваемые к цикловому воздуху или горячий воздух, отбираемый после осевого компрессора или в промежуточной ступени. В последнем случае проточная часть компрессора не засоряется остатками продуктов сгорания. В ряде случаев используется комбинированный способ, когда в качестве горячего теплоносителя применяется смесь, состоящая из части воздуха, отбираемого после компрессора или его промежуточной ступени, и части продуктов сгорания, отбираемых после газовой турбины.

В летний период эксплуатации ГТУ, особенно в южных районах страны, дефицит располагаемой мощности агрегата вызывает необходи-

мость изыскания искусственных способов снижения температуры воздуха, поступающего на вход осевого компрессора.

Для охлаждения циклового воздуха чаще всего используется испарительное охлаждение мелкораспыленной чистой воды в потоке воздуха на входе в компрессор, в результате чего температура воздуха может быть снижена в среднем на $10 - 12\text{ }^{\circ}\text{C}$ с одновременным увеличением мощности ГТУ также примерно на 10 %. Использование для охлаждения циклового воздуха абсорбционных холодильных установок, вырабатывающих холод на основе использования теплоты отходящих газов, не получило распространения прежде всего в силу дороговизны и громоздкости таких установок, а также длительного срока их окупаемости. Дело в том, что охлаждение циклового воздуха в большинстве случаев целесообразно использовать, если температура наружного воздуха выше $20 - 25\text{ }^{\circ}\text{C}$ и компрессорная станция испытывает острый дефицит в располагаемой мощности.

4.4. Характер и анализ причин снижения мощности и к.п.д. агрегата в процессе эксплуатации

Анализ результатов многочисленных исследований состояния газотурбинных агрегатов на магистральных газопроводах показывает, что в процессе эксплуатации практически во всех агрегатах снижается мощность в результате изменения состояния проточной части турбины и осевого компрессора, роста утечек рабочего тела из тракта ГТУ, ухудшения гидравлических характеристик всасывающих и выхлопных трактов и т.д.

При оценке влияния общей наработки агрегатов на характер изменения мощности ГТУ можно выделить два характерных периода — интенсивного снижения мощности и установившейся мощности. Период интенсивного снижения мощности для ГТУ различных типов изменяется обычно с момента пуска ГПА в эксплуатацию и до $12 - 20$ тыс. ч работы. При этом все виды установок можно условно разбить на два класса: агрегаты с высокой исходной мощностью 1 (условно хорошие агрегаты) и агрегаты с относительно низкой исходной мощностью 2, расположенные у нижних границ поля мощностей парка ГТУ (рис. 4.12). При общей наработке до $8 \div 10$ тыс. ч агрегаты с высокой исходной мощностью, хорошим качеством монтажа и уровнем эксплуатации (условно лучшие) практически сохраняют значение мощности. Мощность условно худших агрегатов практически снижается сразу же после ввода ГПА в эксплуатацию. Период установившейся мощности, например для агрегатов типа Г-750-6, наступал после $20 - 25$ тыс. ч эксплуатации, а для ГТК-10 после $12 - 15$ тыс. ч.

Опыт эксплуатации ГТУ на газопроводах показывает, что изменение технического состояния агрегатов зависит от многих факторов: качест-

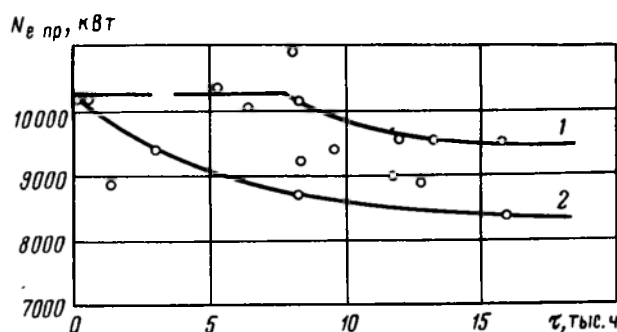


Рис. 4.12. Зависимость приведенной эффективной мощности $N_{e \text{ пр}}$ агрегата ГТК-10 от общей наработки τ на различных КС

ва изготовления агрегатов на заводах, их монтажа на КС, уровня эксплуатации и т.д.

Установление количественной меры связи между уровнями эксплуатации ГПА и их мощностью можно осуществить в первом приближении с помощью анализа зависимостей средней мощности ГПА от коэффициентов готовности k_r или технического использования $k_{т.и}$, отражающих в определенной мере уровень эксплуатации агрегатов на КС (рис. 4.13).

$$k_r = \frac{T_r}{T_r + T_{в.п}}; \quad (4.26)$$

$$k_{т.и} = \frac{T_r}{T_r + T_{в.п} + T_{п.п.р}}; \quad (4.27)$$

где T_r — время работы агрегата на КС; $T_{в.п}$ — время вынужденного простоя агрегата; $T_{п.п.р}$ — время, затраченное на проведение планово-предупредительного ремонта.

Важной причиной снижения мощности ГТУ в процессе эксплуатации является увеличение радиальных зазоров в проточной части ТВД. При недостаточно высокой культуре эксплуатации ГТУ КС снижение мощности агрегата находится в прямой зависимости от числа их пусков в работу. Из-за пусковых нагрузок ухудшаются условия работы подшипников, нарушается центровка роторов и возрастает вибрация, что, в свою очередь, ведет к задеваниям рабочих лопаток турбины о статор. Кроме того, при увеличении частоты пусков увеличивается вероятность заброса температуры при запуске, нарушения условий эксплуатации на нестационарных режимах, что также ведет к нарушению условий взаимного перемещения статора и ротора от теплового расширения. Однако опыт эксплуатации ГТУ на газопроводах показывает, что основное влия-

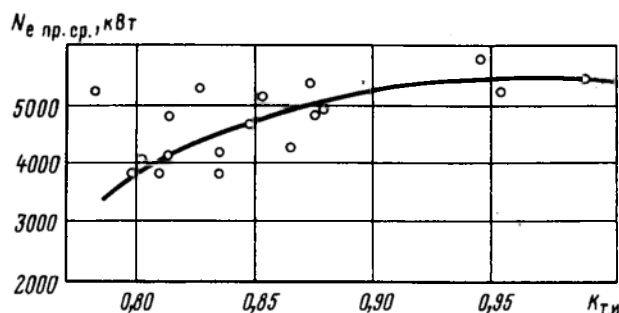


Рис. 4.13. Зависимость среднего уровня мощности $N_{е пр. ср.}$ ГТ-750-6 от коэффициента технического использования $k_{т.и.}$ на различных КС

ние на снижение мощности ГТУ оказывает не столько число пусков агрегатов, сколько качество выполнения этих пусков обслуживающим персоналом КС.

Темп снижения мощности каждого отдельно взятого агрегата, естественно, зависит от его индивидуальных особенностей. При этом такие факторы, как уровень эксплуатации ГТУ на КС, частота пусков агрегатов в работу и другие мало изменяются во времени для данной КС.

Фактор времени можно считать основным фактором, влияющим на снижение мощности ГТУ в процессе эксплуатации. На этом основании целесообразно спрогнозировать изменение мощностей данного типа ГТУ прежде всего в зависимости от времени эксплуатации агрегата.

Обработка большого числа данных о балансовых испытаниях ГТУ показывает, что изменение приведенной мощности отдельных ГТУ $N_{е пр.}$ в межремонтном периоде наиболее целесообразно и удобно описывать уравнением экспоненты в виде

$$N_{е пр.} = A e^{-b\tau} + C, \quad (4.28)$$

где A и C — коэффициенты, характеризующие тип машин и особенности отдельных агрегатов в состоянии эксплуатации; b — коэффициент, характеризующий темп снижения мощности ГТУ в процессе эксплуатации; τ — время наработки агрегата после ремонта.

Сопоставление данных об установленной, необходимой и фактической мощностях агрегатов позволяет определить и установить оптимальный график работы агрегатов на КС с целью обеспечения подачи необходимого количества газа по газопроводу, определить сроки проведения профилактических и капитальных ремонтов ГТУ.

При рассмотрении вопроса снижения мощности ГТУ к основным ее элементам могут быть отнесены: осевой компрессор, регенератор, газовая турбина и газозоудушный тракт ГТУ. Анализ влияния отдельных элементов ГТУ на снижение мощности установки в целом всегда может быть прослежен на основе данных о балансовых испытаниях агрегатов.

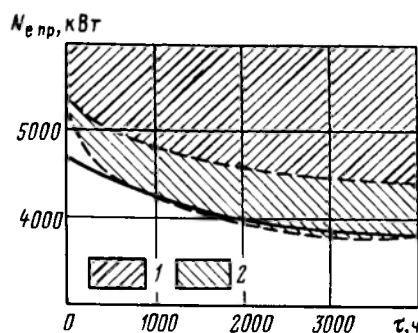


Рис. 4.14. Среднестатистическая зависимость эффективной мощности N_e установки ГТ-750-6 от наработки τ с учетом влияния снижения характеристик турбин (зона 1) и компрессора (зона 2)

Анализ результатов испытаний агрегатов на газопроводах показывает, что основной причиной снижения эффективной мощности и к.п.д. ГТУ можно считать ухудшение показателей турбины в процессе эксплуатации. Долевая часть потери мощности ГТУ из-за ухудшения характеристик турбины через 2 – 3 тыс. ч эксплуатации составляет 30 – 40 %, потеря эффективного к.п.д. ГТУ – 10 – 15 % от суммарного падения мощности и к.п.д. ГТУ. Адиабатный к.п.д. турбины может уменьшаться главным образом из-за коробления деталей статора, повреждений лопаток, протечек рабочего тела мимо направляющего аппарата, т.е. практически в результате изменения радиальных зазоров проточной части ТВД.

Заметное влияние на снижение мощности ГТУ оказывает и ухудшение характеристики осевого компрессора (рис. 4.14). Основной причиной снижения к.п.д. осевого компрессора следует признать загрязнение его проточной части из-за попадания масла с воздушного фильтра и пыли атмосферного воздуха, а также некоторой эрозии лопаточного аппарата. Наиболее интенсивно к.п.д. осевого компрессора уменьшается, как правило, в течение первых 450 – 600 ч его работы (после проведения предыдущей чистки его проточной части); после 1,5 – 2 тыс. ч работы относительный к.п.д. компрессора меняется уже незначительно.

Влияние ухудшения характеристик регенератора на снижение мощности и к.п.д. ГТУ практически не наблюдается, если не принимать во внимание утечки воздуха через неплотности регенератора. Коэффициент регенерации теплоты отходящих газов остается практически неизменным в течение всего периода эксплуатации ГТУ.

4.5. Подобные режимы работы газотурбинной установки

Теория подобия применительно к газотурбинной установке позволяет представить характеристики ГТУ и ее элементов в наиболее универсальном виде и, в частности, упростить анализ работы установки при изменении параметров наружного воздуха. Термин "подобие" заимствован из геометрии, где показано, что у подобных геометрических

фигур пропорциональны сходственные линейные элементы. ГТУ одного типа, изготовленные по одним и тем же чертежам, все-таки различаются между собой, но их, строго говоря, тоже можно считать подобными. Применительно к ГТУ, кроме геометрического подобия, важное значение имеет кинематическое подобие, когда в любых сходственных точках потока скорости движения различаются только постоянными и одинаковыми множителями, называемыми обычно коэффициентами подобия. Кинематическое подобие означает и подобие треугольников скоростей компрессора и турбины. В турбомашинах, для которых соблюдается кинематическое подобие, за основной параметр движения газа принимается число Маха, определяемое как отношение скорости потока к скорости звука и характеризующее по своей природе эффект сжимаемости газа,

$$M = \frac{u}{a}; \quad M = \frac{c_z}{a}, \quad (4.29)$$

где u , c_z — соответственно окружная скорость рабочего колеса, $u = \frac{\pi d^2}{60}$; c_z — осевая скорость потока; a — скорость звука,

$$a = \sqrt{\frac{dp}{d\rho}}. \quad (4.30)$$

Для идеальных газов

$$a = \sqrt{k \frac{p}{\rho}} = \sqrt{kRT}, \quad (4.31)$$

где T — температура движущегося газа.

Уравнения (4.29) для чисел Маха можно привести к виду, в котором они будут содержать параметры, связанные с конструкцией машины. Действительно, для подобных турбомашин, когда $c_z/a = \text{idem}$ и $u/a = \text{idem}$, имеем:

$$\frac{Q}{ad^2} = \text{idem}; \quad \frac{nd}{a} = \text{idem}, \quad (4.32)$$

где d — любой сходственный линейный размер проточной части турбомашин; n — частота вращения ротора.

Объемные Q и массовые G расходы газа связаны между собой известным соотношением $Q = Gv$, поэтому уравнение (4.32) с учетом уравнения $v = RT/p$ можно привести к виду

$$\frac{Gv}{ad^2} = \frac{GRT}{pd^2\sqrt{kRT}} = \frac{G\sqrt{R}\sqrt{T}}{pd^2\sqrt{k}} = \text{idem}. \quad (4.33)$$

Так как в ГТУ используется одно и то же рабочее тело ($R = \text{idem}$, $k = \text{idem}$), а термодинамические процессы рассматриваем для одной и той же турбомашин ($d = \text{idem}$), уравнение (4.33) приводится к виду

$$\frac{G\sqrt{T}}{p} = \text{idem}, \quad (4.34)$$

где величина $\frac{G\sqrt{T}}{p}$ называется параметром расхода.

С учетом уравнения (4.30) второе выражение (4.32) приводится к виду ($d = \text{idem}$)

$$\frac{n}{\sqrt{kRT}} = \text{idem} \quad \text{или} \quad \frac{n}{\sqrt{T}} = \text{idem}. \quad (4.35)$$

В уравнениях (4.34) и (4.35) параметры p и T обычно относятся к параметрам наружного воздуха на входе в осевой компрессор p_a , T_a .

Таким образом, если при построении внешних характеристик турбины или компрессора вместо расхода G откладывать комплекс $\frac{G\sqrt{T}}{p_a}$, а вместо частоты вращения n — величину $n/\sqrt{T_a}$, то каждая точка такой характеристики будет соответствовать всем их режимам работы при изменении параметров газа на входе и при соблюдении кинематического подобия полей скоростей.

Очевидно, при работе ГТУ на подобных режимах отношение давлений, температур, скоростей в двух сходственных точках потока будут оставаться постоянными.

Если N и N' — мощности турбины при двух подобных режимах, характеризуемых расходами соответственно G и G' , то

$$\frac{N}{N'} = \frac{\eta_{it} G c_p T_z \left[1 - \left(\frac{p_s}{p_z} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]}{\eta_{it} G' c_p T_z' \left[1 - \left(\frac{p_s'}{p_z'} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]}. \quad (4.36)$$

Принимая во внимание, что отношение давлений и к.п.д. в подобных режимах остаются неизменными, получаем

$$\frac{N}{N'} = \frac{G}{G'} \frac{T_z}{T_z'} = \frac{G}{G'} \frac{T_a}{T_a'}. \quad (4.37)$$

Соотношение $T_z/T_z' = T_a/T_a'$ справедливо в силу того, что для подобных режимов отношение температур в двух сходственных точках

потока остается неизменным:

$$\frac{T_z}{T'_z} = \frac{T_a}{T'_a} \quad \text{или} \quad \frac{T_z}{T_a} = \frac{T'_z}{T'_a} \quad (4.38)$$

Подставляя в выражение (4.37) комплекс $\frac{G\sqrt{T_a}}{p_a}$, получаем

$$\frac{N}{N'} = \frac{p_a}{\sqrt{T_a}} \frac{\sqrt{T'_a}}{p'_a} \frac{T_a}{T'_a} = \frac{p_a}{p'_a} \frac{\sqrt{T_a}}{T'_a} \quad (4.39)$$

или в подобных режимах

$$\frac{N}{p_a \sqrt{T_a}} = \text{idem.} \quad (4.40)$$

Расход топлива q по камере сгорания определяется из условия пропорциональности к.п.д. и мощности ГТУ

$$\frac{q}{p_a \sqrt{T_a}} = \text{idem.} \quad (4.41)$$

Приведенные соотношения (4.34), (4.35), (4.38), (4.39) позволяют полученные при эксперименте характеристики ГТУ привести к нормальным условиям:

для параметра расхода газа

$$G_0 = G \frac{p_{a0}}{p_a} \sqrt{\frac{T_a}{T_{a0}}} ; \quad (4.42)$$

для частоты вращения

$$n_0 = n \sqrt{\frac{T_{a0}}{T_a}} ; \quad (4.43)$$

для давления

$$p_0 = p \sqrt{\frac{p_{a0}}{p_a}} ; \quad (4.44)$$

для температуры

$$T_0 = T \sqrt{\frac{T_{a0}}{T_a}} ; \quad (4.45)$$

для расхода топлива

$$q_0 = q \frac{p_{a0}}{p_a} \sqrt{\frac{T_{a0}}{T_a}} \quad (4.46)$$

и для мощности

$$N_0 = N \frac{p_{a0}}{p_a} \sqrt{\frac{T_{a0}}{T_a}} \quad (4.47)$$

В приведенных выражениях индекс "0" означает приведенную величину к принятым расчетным параметрам давления p_{a0} и температуры наружного воздуха T_{a0} ; p_a , T_a — соответственно текущие давление и температура наружного воздуха, при которых работает установка.

Поскольку в приведенных зависимостях все величины являются параметрами подобия, графическая связь между ними имеет универсальный характер в том смысле, что она сохраняет свое значение при любых значениях p_a и T_a , что дает возможность анализировать работу установки при любых других параметрах наружного воздуха.

Это, в свою очередь, позволяет построить графические зависимости вида

$$\frac{T_z}{T_a} = f_1 \left(\frac{N_e}{p_a \sqrt{T_a}} \right); \quad (4.48)$$

$$\pi_k = f_2 \left(\frac{N_e}{p_a \sqrt{T_a}} \right); \quad (4.49)$$

$$\frac{T_s}{T_a} = f_3 \left(\frac{N_e}{p_a \sqrt{T_a}} \right); \quad (4.50)$$

$$\eta_e = f_4 \left(\frac{N_e}{p_a \sqrt{T_a}} \right); \quad (4.51)$$

$$\frac{G \sqrt{T_a}}{p_a} = f_5 \left(\frac{N_e}{p_a \sqrt{T_a}} \right); \quad (4.52)$$

$$\frac{q_T}{p_a \sqrt{T_a}} = f_6 \left(\frac{N_e}{p_a \sqrt{T_a}} \right); \quad (4.53)$$

$$\frac{n}{\sqrt{T_a}} = f_7 \left(\frac{N_e}{p_a \sqrt{T_a}} \right). \quad (4.54)$$

На диаграммах рис. 4.15, 4.16 и 4.17 приведены эти зависимости применительно к установке ГТН-25. Желая, например, определить поведение ГТУ при изменении температуры наружного воздуха T_a , но при неизменном значении мощности N_e , отыскиваем новое значение комплекса $N_e/p_a \sqrt{T_a}$ при новом значении T'_a (точка a). Этому новому значению $N_e/p_a \sqrt{T'_a}$ соответствует некоторый переменный режим с соответствующими новыми значениями

$$\left(\frac{T_z}{T_a} \right)'; \pi'_k; \left(\frac{T_s}{T_a} \right)'; \left(\frac{G \sqrt{T_a}}{p_a} \right)'; \left(\frac{q}{p_a \sqrt{T_a}} \right)'; \eta'_e.$$

Значения отдельных параметров при изменении T'_a определяются выражениями

$$T'_z = \left(\frac{T_z}{T_a} \right)' T'_a; \quad (4.55)$$

$$G' = \left(\frac{G \sqrt{T_a}}{p_a} \right)' \frac{p_a}{\sqrt{T'_a}}; \quad (4.56)$$

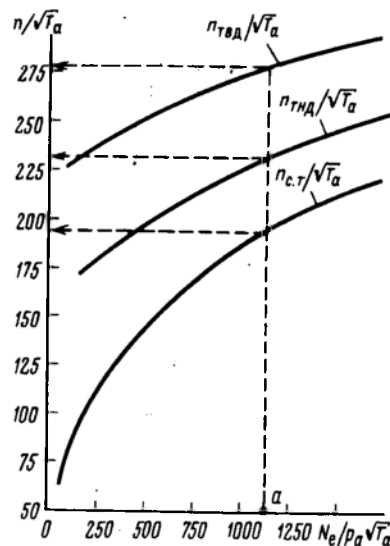


Рис. 4.15. Универсальные характеристики газотурбинной установки ГТН-25 (первый вид зависимостей)

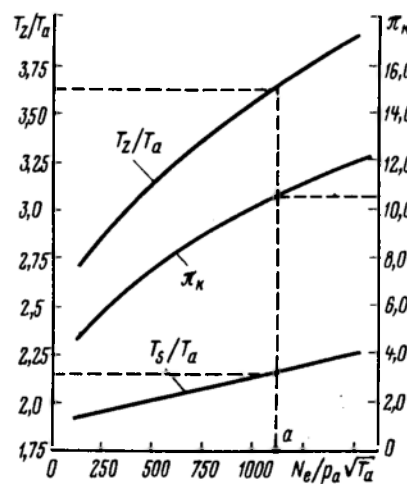


Рис. 4.16. Универсальные характеристики газотурбинной установки ГТН-25 (второй вид зависимостей)

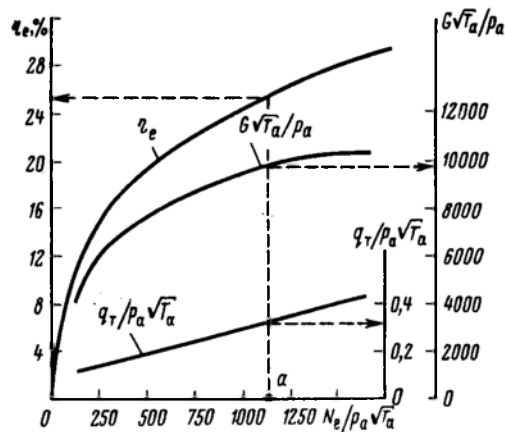


Рис. 4.17. Универсальные характеристики газотурбинной установки ГТН-25 (третий вид зависимостей)

$$q_T = \left(\frac{q}{p_a \sqrt{T'_a}} \right) p_a \sqrt{T'_a}; \quad (4.57)$$

$$n_{ТВД} = \frac{n}{\sqrt{T'_a}} \sqrt{T'_a} \text{ и т.д.} \quad (4.58)$$

Аналогично определяют характеристики ГТУ и при изменении давления наружного воздуха на входе в осевой компрессор p_a . В подобных режимах при изменении давления наружного воздуха и неизменной его температуре мощность изменяется пропорционально изменению p_a , что видно из рассмотрения комплекса $N_e / p_a \sqrt{T'_a} = \text{idem}$. Из соотношений (4.43), (4.45) (см. рис. 4.17) видно, что при изменении p_a и неизменной T'_a для подобных режимов неизменными остаются температура газа, частота вращения компрессора, степени повышения давления, к.п.д. агрегата. Однако колебания давления наружного воздуха обычно происходят в малых пределах, что и определяет малое влияние давления наружного воздуха на работу ГТУ.

Глава 5

ДИАГНОСТИКА ГАЗОПЕРЕКАЧИВАЮЩИХ АГРЕГАТОВ С ГАЗОТУРБИНЫМ ПРИВОДОМ

5.1. Задачи и методы технической диагностики

Диагностика происходит от греческого слова *diagnostikos* — способность распознавать. В соответствии с ГОСТ 20911–75 техническая диагностика призвана разрабатывать методы и приборы для определения технического состояния объектов диагностирования (агрегатов) по параметрам, характеризующим протекание процессов в этом агрегате. Под термином техническая диагностика иногда понимают процесс обследования агрегата для определения его состояния.

В зависимости от постановки задачи различают следующие основные виды диагностики: функциональную, при проведении которой определяют изменение (ухудшение) основных энергетических показателей агрегата (например, его мощности и к.п.д.), структурную, оценивающую характер и степень повреждений (износа) деталей механизма (например, по анализу отработанного масла и определению в нем механических примесей), визуальную, оценивающую причины разрушения деталей при их осмотре, и прогнозную, предсказывающую характер протекания износа деталей и время выхода их из строя.

В условиях оценки работы ГТУ на газопроводах важное значение имеют все виды указанных диагностик, прежде всего потому, что агрегаты на КС непрерывно работают в течение многих сотен и тысяч часов без остановки. Именно в этих условиях, не имея возможности в ряде случаев по технологическим причинам остановить агрегат, особенно важно оценить его состояние и предсказать ход изменения его основных характеристик (мощность, к.п.д.), когда режим его работы практически остается неизменным.

В условиях КС налажена постоянно действующая система замера параметра работающих агрегатов по ГТУ и нагнетателю. Здесь периодически с той или иной частотой измеряют параметры рабочего тела (p , T) по тракту ГТУ, параметры газа (p , T) по тракту нагнетателя, параметры окружающей среды. Однако на КС еще не организована надежная система оценки состояния агрегатов по мощности или по расходу топливного газа с такой же периодичностью и получением данных в любой момент времени, прежде всего из-за сложности надежного определения расхода рабочего тела по ГТУ или транспортируемого газа по нагнетателю.

Важной характеристикой состояния агрегатов является их надежность и, в частности, моторесурс — время, в течение которого агрегат может и должен работать до проведения очередного ремонта. И если мощность и расход топлива на работающей машине еще можно измерить с помощью специально сконструированных приборов, то опреде-

ление оптимального моторесурса ГПА в пределах межремонтного периода — задача несомненно прогнозная и ее решение может быть осуществлено только расчетным путем.

Состояние агрегатов можно и целесообразно оценить не только по значениям измеряемых параметров рабочего процесса ГТУ, но и по симптомам наметившихся отклонений в работающем механизме, но и по таким характеристикам работы ГТУ, как шум, вибрация, цвет выходящих газов, утечки воздуха по тракту и, в частности, по регенератору и т.п.

Шум турбинного двигателя — источник диагностической информации. Действительно, шум работающего агрегата представляет собой сложный спектр шумов аэродинамического и механического происхождения, который может меняться как в зависимости от изменения состояния самого двигателя, так и от изменения внешних условий. Если в данных условиях представляется возможным определить влияние составляющих спектра шума на его изменение и в записи проследить это во времени, то диагностирование по спектру шума может быть весьма достоверным и эффективным в условиях эксплуатации. Как известно основными источниками шума работающего двигателя являются осевые компрессор, горение в камере сгорания, турбина, вращающиеся детали вспомогательных элементов ГТУ, обслуживающих агрегат. Все это в работе взятое и создает по спектральному составу сплошной шум различного уровня в различных частях машинного зала.

Появление неисправностей в двигателе аэродинамического и механического характера приводит к появлению новых источников шума и изменению спектра шума в машинном зале. Однако, чтобы использовать спектр шума для диагностики агрегата, необходимо знать, как влияют параметры работающего двигателя на спектр шума и его интенсивность. Так как в эксплуатационных условиях определение влияния параметров двигателя на изменение спектра шума в целом ряде случаев может вызывать определенные трудности, то шум как средство диагностики можно и целесообразно использовать периодически прежде всего для качественной оценки состояния работающего двигателя, определять с его помощью — изменилось или нет состояние двигателя во времени. При наличии соответствующей аппаратуры целесообразно прежде всего исследовать спектры шума; в районе воздухозаборника, осевого компрессора, включая шум от его корпуса, возникающего под действием сил механического и аэродинамического характера, камеры сгорания газовой турбины, подшипников, водяных и масляных насосов, от различного рода зубчатых передач в системе газотурбинной установки.

При работе газотурбинного двигателя все его детали и узлы соприкасаются вынужденные и резонансные колебания механического и аэродинамического происхождения, что вызывает так называемую вибрацию двигателя. К источникам колебаний механического происхождения относятся различного рода соударения и взаимодействие различных деталей.

двигателя. К источникам колебаний аэродинамического происхождения относятся пульсация потока газов, неравномерность давления газов по сечениям ГТУ в газоздушном тракте, турбулентность процесса горения топлива в камере сгорания и т.п. [4].

В зависимости от конструктивного исполнения ГТУ и условий их эксплуатации вибрация элементов установки в зависимости от названных причин может быть самой различной. В некоторых случаях вибрация становится такой значительной и опасной, что заставляет пойти на вынужденную остановку агрегата. В противном случае повышенная вибрация приведет к быстрому износу и разрушению деталей двигателя, прежде всего тех его узлов, которые в наибольшей степени подвержены вибрации (подшипники, лопатки, узлы крепления корпуса двигателя и т.п.).

Каждый газотурбинный агрегат даже одного и того же типа имеет свои вибрационные характеристики, каждый двигатель по-разному реагирует на режим работы и это определяется прежде всего тем, что несмотря на однотипность, двигатели, изготавливаемые по одним и тем же чертежам, могут быть по-разному изготовлены (в допустимых технологических пределах изготовления), собраны и по-разному смонтированы на КС. Все это вместе взятое и приводит к необходимости измерять на КС вибрацию каждой, даже однотипной ГТУ, чтобы на базе большого числа замеров установить спектры вибраций исправных двигателей, характерных неисправностей и в перспективе разработать критерии предельной эксплуатации ГТУ на КС.

Определенную информацию о работе ГТУ может представлять и цвет выхлопных газов, особенно при сжигании жидких топлив, когда проблема золоотложений на стенках камеры сгорания и проточной части турбины имеет большое значение. Действительно, что при впрыске распыленного жидкого топлива в камеру сгорания с поверхности каждой капельки топлива в результате теплового воздействия пламени испаряются легкие фракции. Образовавшиеся пары быстро и хорошо перемешиваются с первичным воздухом и сгорают в пределах камеры. Оставшиеся части несгоревшего углерода размером от 30 до 0,05 мкм могут отлагаться в пределах газового тракта ГТУ, снижая к.п.д. установки. Мелкие частицы углерода (диаметром 0,05 мкм) и являются причиной видимого дыма при сжигании жидкого топлива. Газообразное топливо является, с точки зрения сгорания, лучшим топливом, но и оно при сгорании образует на выходе из дымовой трубы видимый дым, хотя и слабо заметный, но отрицательно сказывающийся на экологии окружающей среды из-за выброса оксида углерода, азота и т.п.

Эффективность сжигания любого топлива в камерах сгорания ГТУ можно и в ряде случаев целесообразно оценивать с помощью газового анализа продуктов сгорания. В частности, хорошее и довольно полное представление о процессе сгорания можно получить, определив процентное содержание CO_2 в продуктах сгорания и сопоставляя его с тем

содержанием, которое должно быть при полном окислении топлива: CO_2 и H_2O .

У нас в стране и за рубежом иногда используют метод диагностики деталей и узлов ГТУ по анализу отработанного масла. Масло, омывающее трущиеся узлы и детали ГТУ, уносит с собой частицы металла с места разрушения и в этом случае оно выступает как носитель информации о появлении неисправностей в агрегатах. Тесная корреляционная связь между скоростью износа и накоплением частиц металла в масле, изменением физико-химических свойств масла позволяет использовать эту информацию для оценки состояния двигателя. Так как интервал времени от начала разрушения детали до ее полного разрушения достаточно большой, в этом случае можно выявить неисправность в самой начальной стадии развития.

В условиях промышленной эксплуатации для диагностики агрегатов могут быть использованы методы спектрального анализа отработанного масла, распределения частиц загрязнения в отработанном масле по размерам масляного пятна.

Метод спектрального анализа позволяет определить содержание элементов в отработанном масле (например, Fe, Mn, Si, Al, Sn, Cu, Pb и т.д.). В процессе эксплуатации каждый ГПА характеризуется своими верхним и нижним предельными уровнями концентрации всех указанных элементов. Опыт использования спектрального анализа масла показывает, что с его помощью можно выявить до 80 – 90 % неисправностей, при этом точность диагностики в зависимости от типа двигателя может составлять 70 – 80 %.

Метод распределения частиц износа металла в масле дает возможность зарегистрировать начало смещения пика кривой распределения частиц по размерам в сторону частиц большего размера. С помощью, например, лазерного анализатора частиц износа по размерам можно судить о нарушении режима эксплуатации узлов и деталей ГПА, получить информацию о сроках смены масла в агрегате.

Метод масляного пятна весьма прост и может быть использован в полевых условиях. Он позволяет без наличия дорогостоящего оборудования дать заключение о состоянии масла и необходимости его смены. Масляное пятно, полученное на фильтровальной бумаге, вследствие диспергирующей способности масла образует вокруг центрального пятна диффузионную зону. Полное отсутствие диффузионной зоны свидетельствует о предельной загрязненности масла и о необходимости его смены.

Кроме указанных методов, в условиях эксплуатации ГТУ используется диагностика температурного состояния деталей, прежде всего лопаток турбины, визуально-оптическая диагностика, позволяющая выявлять разрывы материала, трещины, неплотности, деформации, разрушение покрытий и изоляции камеры сгорания турбины и т.п.

С помощью того или иного метода диагностики ГПА можно и весьма целесообразно прогнозировать техническое состояние агрегата с цел

предупреждения вынужденных отказов в работе, повышения эффективности эксплуатации агрегатов, определения сроков ремонта. При этом на основе изучения показателей работы ГТУ может быть осуществлено, в зависимости от объема и качества накопленной информации, индивидуальное или групповое прогнозирование технического состояния агрегатов. Сущность индивидуального прогнозирования двигателя заключается в том, что по результатам измерения какого-либо параметра, характеризующего работу агрегата, на основе эксплуатации этого параметра делают заключение о состоянии ГТУ к заданному моменту времени, оказывая этим непосредственную помощь в предотвращении отказа конкретной ГТУ. Сущность группового прогнозирования заключается в обработке статистических данных о состоянии агрегатов определенного типа. Такое прогнозирование позволяет предсказывать показатели надежности, моторесурс двигателя, оценивать необходимое число запасных деталей на КС магистральных газопроводов.

Все это вместе взятое позволяет создать стройную систему диагностики ГТУ в системе газовой промышленности с учетом особенностей эксплуатации агрегатов и их технического состояния.

Техническое состояние газоперекачивающего агрегата существенным образом сказывается на всей технологии трубопроводного транспорта природных газов. Можно всегда утверждать, что, если при данном расходе топливного газа по ГТУ снизилась подача нагнетателя, то при прочих равных условиях это могло произойти из-за ухудшения состояния ГТУ, нагнетателя или того и другого.

Анализ ряда работ, посвященных исследованию технического состояния ГПА на газопроводах, позволяет утверждать, что располагаемая мощность ГТУ в межремонтный период может снизиться на 10 – 20 %, эффективный к.п.д. – на 5 – 10 %.

О техническом состоянии машины или ее отдельного узла можно судить по изменению характеристик их рабочих режимов. Это изменение может быть оценено сравнением рабочих характеристик, построенных для данного момента, и времени, принятого за исходное, прием в качестве исходного может быть принято время стендовых или даточных испытаний. Неизменность характеристики узла говорит о его нормальном состоянии. "Расслоение" характеристики определяет степень износа узла, коробления корпуса агрегата или еще каких-то отклонений в машине.

В качестве количественной оценки смещения характеристики нагнетателя иногда принимается коэффициент его технического состояния

$$\eta = \eta_{\text{пол}} / \eta_{\text{пол}}^{(0)}, \quad (5.1)$$

где $\eta_{\text{пол}}$ – действительный политропический к.п.д. нагнетателя; $\eta_{\text{пол}}^{(0)}$ – политропический к.п.д., найденный по характеристикам нагнетателя ($\eta = 0,94 \div 1$) в его исходном состоянии, в начале эксплуатации или после проведения очередного ремонта.

В ряде случаев состояние осевых компрессоров ГТУ определяют по приведенным характеристикам компрессора $\pi_k - G_{пр}$. При одинаковых значениях соотношения давления сжатия π_k сопоставляется приведенный расход воздуха по характеристике новой машины $G_{пр}^{(0)}$ и измеренный расход воздуха $G_{пр}$.

$$k_k = G_{пр} / G_{пр}^{(0)}. \quad (5.4)$$

Для использования любого из коэффициентов (5.1), (5.2) необходимо располагать данными о действительной подаче нагнетателя компрессора.

В качестве параметра технического состояния центробежного нагнетателя могут быть выбраны различные относительные величины, полученные при рассмотрении "сдвига" приведенных характеристик нагнетателя в различных координатах. И выбор параметра определяется удобством критерия и возможностью его использования на практике.

Применительно к оценке состояния ГПА на газопроводах определенный интерес представляет построение совмещенных характеристик с учетом изменения состояния ГТУ и нагнетателя.

В состав приведенных газодинамических характеристик центробежных нагнетателей обычно входят графики зависимостей приведенной относительной мощности $(N/\rho)_{пр}$, политропического к.п.д. $\eta_{пол}$ и приведенной степени сжатия $\epsilon_{пр}$ (при значении приведенной частоты вращения $(n/n_0)_{пр} = 1$) от приведенного объемного расхода $Q_{пр}$. Кроме того, дополнительно в состав альбома характеристик входит также график зависимости приведенного перепада температуры $\Delta t_{пр}$ (при значении приведенных оборотов $(n/n_0)_{пр} = 1$) от приведенного объемного расхода $Q_{пр}$. Величины ϵ и Δt на другие значения приведенных оборотов $(n/n_0)_{пр} \neq 1$ можно пересчитать по формулам приведения. Таким образом, характеристики центробежного нагнетателя в приведенных координатах имеют лишь одну независимую переменную, например $Q_{пр}$,

$$(N_e/\rho)_{пр} = f_1(Q_{пр}); \quad (5.5)$$

$$\eta_{пол} = f_2(Q_{пр}); \quad (5.6)$$

$$\epsilon_{пр} = f_3(Q_{пр}); \quad (5.7)$$

$$\Delta t_{пр} = f_4(Q_{пр}). \quad (5.8)$$

При ухудшении состояния нагнетателя эти все характеристики "сдвигаются" и по характеру "сдвига" можно по любой из них количественно судить об изменении состояния нагнетателя. Уравнения (5.5) - (5.8) при изменении состояния нагнетателя имеют различную степень изменения, поэтому целесообразно предварительно выявить состав основных характеристик нагнетателя для нахождения среди них наиболее удобных для диагностического обследования. Из системы уравне-

(5.3) и (5.6) можно получить (путем обработки графиков) следующие зависимости:

приведенная разность энтальпии газа

$$\Delta h_{\text{пр}} = \Delta h \left(\frac{n_0}{n} \right)^2 = \frac{(N_i/\rho)_{\text{пр}}}{Q_{\text{пр}}} = f(Q_{\text{пр}}); \quad (5.7)$$

приведенная потенциальная работа

$$w_{\text{пр}} = w_{1,2} \left(\frac{n_0}{n} \right)^2 = \eta_{\text{пол}} \Delta h_{\text{тр}} = f(Q_{\text{пр}}); \quad (5.8)$$

приведенные необратимые потери работы

$$w_{\text{пр}}^{**} = w_{1,2}^{**} \left(\frac{n_0}{n} \right)^2 = \Delta h_{\text{пр}} - w_{\text{пр}} = f(Q_{\text{пр}}). \quad (5.9)$$

Показатель политропного (внешнеадиабатного) процесса сжатия газа

$$k^* = \frac{k}{1 - (1/\eta_{\text{пол}} - 1)(k - 1)} = f(Q_{\text{пр}}), \quad (5.10)$$

где k — показатель адиабаты; обычно принимается равным 1,3.

На рис. 5.1 изображены приведенные газодинамические характеристики центробежного нагнетателя типа 370-14-1, построенные по исходным характеристикам. Такое построение можно осуществить и для других типов нагнетателей.

Состояние нагнетателя может быть определено по оценке смещения одной из приведенных восьми характеристик рис. 5.1 для учета влияния ухудшения состояния нагнетателя на его производительность. Эти характеристики могут быть построены и в других координатах.

Все эти величины могут быть определены как функции термодинамических процессов сжатия

$$\Delta h = c_{pm1} \Delta t - (c_p D_h)_{m2} \Delta p = f(p_1, t_1, \Delta p, \Delta t); \quad (5.11)$$

$$w_{1,2} (pv)_m \ln \frac{p_2}{p_1} = f(p_1, t_1, \Delta p, \Delta t); \quad (5.12)$$

$$\eta_{\text{пол}} = \frac{w_{1,2}}{\Delta h} = f(p_1, t_1, \Delta p, \Delta t); \quad (5.13)$$

$$\epsilon = f(p_1, t_1, \Delta h, \Delta t); \quad (5.14)$$

$$\Delta t = f(p_1, t_1, \Delta h, \Delta p); \quad (5.15)$$

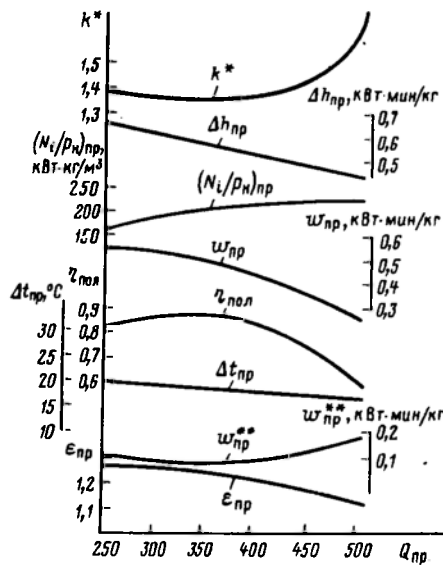


Рис. 5.1. Газодинамические характеристики нагнетателя типа 370-14-1

$$w_{1,2}^{**} = \Delta h - w_{1,2} = f(p_1, t_1, \Delta p, \Delta t); \quad (5.16)$$

$$k^* = \frac{k}{1 - \left(\frac{1}{\eta_{\text{пол}}} - 1 \right) (k - 1)} = f(p_1, t_1, \Delta p, \Delta t). \quad (5.17)$$

Газодинамические и термодинамические характеристики удобнее всего совмещать по координате Δh , так как она имеет физический смысл удельных энергозатрат процесса сжатия. Кроме того, характеристика $\Delta h = f(Q_{\text{пр}})$ является монотонной по характеру и близкой к прямой линии. По "смещению" этой линии можно судить о степени изменения состояния нагнетателя k_H . Каждое новое состояние будет характеризоваться новой линией в координатах $\Delta h_{\text{пр}} - Q_{\text{пр}}$

$$k_H = - \frac{\Delta h_{\text{пр}}}{\Delta h_{\text{пр}}^{(0)}}, \quad (5.18)$$

где $\Delta h_{\text{пр}}$ — действительная приведенная разность энтальпии газа; $\Delta h_{\text{пр}}^{(0)}$ — соответствующая величина, найденная по газодинамическим характеристикам для нового нагнетателя при действительном значении приведенной объемной подачи $Q_{\text{пр}}$. Для новой машины $k_H = 1$. В остальных случаях $k_H < 1$.

Совмещение термодинамических и газодинамических характеристик

по значению политропического к.п.д. удобно для определения коэффициента k_η .

Технологические характеристики ГТУ (для установок ГТ-700-5, ГТ-750-6, ГТ-6-750 и ГТК-10) имеют вид зависимостей $\bar{\eta}_e = f(\bar{N}_{e\text{ пр}}, \bar{n}_{\text{ТНД пр}})$, $\bar{n}_{\text{ТВД пр}} = f(\bar{N}_{e\text{ пр}}, \bar{n}_{\text{ТНД пр}})$, $\bar{t}_{z\text{ пр}} = f(\bar{N}_{e\text{ пр}}, \bar{n}_{\text{ТНД пр}})$.

Для условий работы ГТУ совместно с нагнетателем эти зависимости имеют следующий вид:

$$\bar{\eta}_e = f(\bar{N}_{e\text{ пр}}); \quad (5.19)$$

$$(\bar{BQ}_{\text{н.р}})_{\text{пр}} = f(\bar{N}_{e\text{ пр}}); \quad (5.20)$$

$$\bar{\epsilon} = f(\bar{N}_{e\text{ пр}}); \quad (5.21)$$

$$\bar{t}_{z\text{ пр}} = f(\bar{N}_{e\text{ пр}}); \quad (5.22)$$

$$\bar{G}_{\text{пр}} = f(\bar{N}_{e\text{ пр}}). \quad (5.23)$$

В качестве параметра технического состояния ГТУ может быть принята приведенная мощность, отнесенная к максимально допустимой мощности при расчетной температуре газа перед турбиной $t_z^{(0)}$:

$$k_{N_e} = \frac{N_{e\text{ пр}}}{N_{e\text{ пр}}^{(0)}}. \quad (5.24)$$

Отсюда может быть построена зависимость относительного приведенного расхода тепла топлива $(\bar{BQ}_{\text{нр}})_{\text{пр}}$ от параметра состояния ГТУ k_{N_e} и ее относительной мощности

$$(\bar{BQ}_{\text{нр}})_{\text{пр}} = f(k_{N_e}, \bar{N}_{e\text{ пр}}). \quad (5.25)$$

Показатель технологического уровня ГТУ

$$П_{\text{ГТУ}} = \frac{(\bar{BQ}_{\text{нр}})_{\text{пр}}}{(\bar{BQ}_{\text{нр}})_{\text{пр}}^{(0)}}, \quad (5.26)$$

где $(\bar{BQ}_{\text{нр}})_{\text{пр}}$ — приведенная подведенная теплота топлива; $(\bar{BQ}_{\text{нр}})_{\text{пр}}^{(0)}$ — приведенная подведенная теплота топлива для новой машины. Величина $П_{\text{ГТУ}}$ имеет физический смысл перерасхода топливного газа из-за ухудшения состояния ГТУ при той же мощности.

5.2. Методика определения состояния газоперекачивающего агрегата в эксплуатационных условиях

В условиях эксплуатации непрерывно изменяются все энергетические характеристики газоперекачивающих агрегатов, в связи с чем постоянно возникает задача оперативного определения основных показателей ГПА и, прежде всего, мощности и к.п.д по параметрам, характеризующим режимы их работы.

Теоретические, многочисленные экспериментальные и эксплуатационные данные о режимах работы ГПА позволяют утверждать, что любой режим работы газоперекачивающего агрегата, заданный значениями входных и выходных температур газа t_1, t_2 , входных и выходных давлений p_1, p_2 , частотой вращения вала n , температурой и давлением окружающего воздуха $p_{нар}, t_{нар}$, однозначно, независимо от состояния нагнетателя и ГТУ, определяет значения всех основных технологических величин ГПА — политропного к.п.д. нагнетателя $\eta_{пол}$, объемной подачи Q , мощности N_e , расхода топливного газа B и эффективного к.п.д. ГТУ η_e .

Анализ изменения приведенных характеристик ЦБН в процессе эксплуатации показывает, что наиболее стабильными являются характеристика $(N_i/p_1)_{пр} = f(Q_{пр})$, а следовательно, и $\Delta h_{пр} = f(Q_{пр})$ для ЦБН и $(B/Q_{пр})_{пр} = f(N_{е пр})$ для ГТУ. Приняв в первом приближении предпосылку об отсутствии "сдвига" этих характеристик, можно построить упрощенную термогазодинамическую модель и соответствующую ей методику диагностики, описываемую следующей системой расчетных соотношений.

Разность энтальпии газа в нагнетателе (в кДж/кг)

$$\Delta h = c_{pm1} \Delta t - (c_p D_h)_{m_2} \Delta p, \quad (5.27)$$

где c_{pm1} — среднее значение теплоемкости газа при условии $p_1 = \text{idem}$ в интервале температур от t_1 до t_2 ; $(c_p D_h)_{m_2}$ — среднее значение величины $c_p D_h$ при условии $t_2 = \text{idem}$ в интервале давления газа от p_1 до p_2 ; Δp — разность давлений газа в нагнетателе ($\Delta p = p_2 - p_1$); Δt — разность температур газа в нагнетателе ($\Delta t = t_2 - t_1$).

Величины c_{pm1} и $(c_p D_h)_{m_2}$ можно определить, например, из следующих эмпирических соотношений:

$$c_{pm1} = (0,37 + 0,63 r_{CH_4}) [(0,03 - 0,0009 p_1) t_m + 0,11 p_1 + 2,08], \quad \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}; \quad (5.28)$$

$$(c_p D_h)_{m_2} = (1,37 - 0,37 r_{CH_4}) [0,000012 t_2^2 - 0,00135 t_2 +$$

$$+ 0,031)p_m - 0,00463t_2 + 11,19], \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{МПа}}; \quad (5.29)$$

где r_{CH_4} – мольная концентрация метана в газе (в долях единицы)
 t_m – среднее арифметическое значение температуры газа (в °С),

$$t_m = \frac{t_1 + t_2}{2};$$

p_m – среднее арифметическое значение давления газа (в МПа),

$$p_m = \frac{p_1 + p_2}{2}.$$

Потенциальная работа процесса сжатия газа "эффективный напор (в кДж/кг)

$$w_{1,2} = (pv)_m \ln \frac{p_2}{p_1}, \quad (5.30)$$

где $(pv)_m$ – среднее значение потенциальной функции pv в процессе сжатия, $(pv)_m = \frac{p_1 v_1 + p_2 v_2}{2}$.

Величины $p_1 v_1$ и $p_2 v_2$ определяют из следующих эмпирических соотношений:

$$p_1 v_1 = (1,49 r_{\text{CH}_4} - 0,49) [0,017 p_1 + 0,555] t_1 - 2,73 p_1 + 139,4]; \quad (5.31)$$

$$p_2 v_2 = (1,49 r_{\text{CH}_4} - 0,49) [0,017 p_2 + 0,555] t_2 - 2,73 p_2 + 139,4]. \quad (5.32)$$

Политропный к.п.д. процесса сжатия газа в ЦБН (фактический

$$\eta_{\text{пол}} = w_{1,2} / \Delta h. \quad (5.33)$$

Приведенная разность энтальпии газа (в кВт · мин/кг)

$$\Delta h_{\text{пр}} = \left(\frac{n_0}{n} \right)^2 \frac{\Delta h}{60}, \quad (5.34)$$

где n_0 – номинальная частота вращения силового вала нагнетателя.

Паспортный политропный к.п.д.

$$\eta_{\text{пол}}^{(n)} = \sum_{j=1}^n a_j \Delta h_{\text{пр}}^{j-1}. \quad (5.35)$$

Коэффициент технического состояния нагнетателя

$$k_n = \eta_{\text{пол}} / \eta_{\text{пол}}^{(n)} \quad (5.36)$$

Эффективная фактическая мощность ГТУ (в кВт)

$$N_e = \left(\frac{N_i}{\rho_1} \right)_{\text{пр}} \rho_1 \left(\frac{n}{n_0} \right)^3 + N_{\text{мех}}, \quad (5.37)$$

где величины, входящие в выражение (5.37), определяют из соотношений:

$$\rho_1 = \frac{10^3 p_1}{p_1 v_1}; \quad (5.38)$$

$$\left(\frac{N_i}{\rho_1} \right)_{\text{пр}} = \sum_{j=1}^n b_j \Delta h_{\text{пр}}^{j-1}. \quad (5.39)$$

Паспортная мощность ГТУ (в кВт)

$$N_e^{(n)} = N_{e0} \left[1 - 4,2 \left(1 - \frac{T_z}{T_{z0}} \frac{T_{a0}}{T_a} \right) \frac{T_z}{T_{z0}} \frac{T_{a0}}{T_a} \right] \times \\ \times \frac{p_a}{p_{a0}} \sqrt{\frac{T_a}{T_{a0}}}. \quad (5.40)$$

Коэффициент технического состояния ГТУ

$$k_{\text{ГТУ}} = N_e / N_e^{(n)}. \quad (5.41)$$

Объемная подача ЦБН

$$Q = \frac{\left(\frac{N_i}{\rho_1} \right)_{\text{пр}}}{\Delta h_{\text{пр}}} \left(\frac{n}{n_0} \right). \quad (5.41)$$

Теплота сгорания топлива (в кВт) при условии, что относительный расход топлива на холостом ходу по отношению к расходу топлива на номинальном режиме составляет $\bar{B}_{\text{х.х}} \approx 0,25$, определяется по следующему соотношению:

$$BQ_{\text{нр}} = \frac{0,25}{\eta_{e0}} \left(N_{e0} \frac{p_a}{p_{a0}} \sqrt{\frac{T_a}{T_{a0}}} + 3N_e \right). \quad (5.43)$$

Расход топлива (в м³/ч)

$$B = BQ_{\text{нр}} / Q_{\text{нр}}. \quad (5.44)$$

Таблица 5.1

Значения коэффициентов a_j для расчета политропного к.п.д. нагнетателя

Тип нагнетателя	a_1	a_2	a_3	a_4	a_5
260-13-2	- 1,539	9,986	- 12,664	4,534	-
280-11-2 ($D=620$, $n=11$)	- 7,617	35,889	- 50,085	22,837	-
280-11-2 ($D=620$, $n=10$)	- 7,671	36,486	- 51,396	23,743	-
280-11-2 ($D=600$)	- 8,787	45,207	- 70,071	35,802	-
370-14-1	- 3,056	12,981	- 10,721	-	-
H-300-1,23	- 1,3054	9,26	- 12,896	5,675	-
НЦ-6,3-56/1,45	- 2,2919	4,8879	- 1,9401	-	-
RF-2BV-30	- 0,8783	2,5541	- 0,9666	-	-
520-12-1	- 14,212	64,111	- 90,216	41,932	-
370-18-1	0,731	- 19,017	81,986	- 109,227	43,07

Таблица 5.2

Значения коэффициентов b_j для расчета $(N_i/\rho_1)_{пр}$

Тип нагнетателя	b_1	b_2	b_3	b_4	b_5
260-13-2	- 170	1765,9	- 2927,7	1445,7	-
280-11-2 ($D=620$, $n=11$)	- 108,5	1555,7	- 2556,2	1280,5	-
280-11-2 ($D=620$, $n=10$)	- 130,4	1406,3	- 2236,6	1084,3	-
280-11-2 ($D=600$)	- 8,9	528,2	- 517,2	-	-
370-14-1	17,2	919,8	- 1035,8	-	-
H-300-1,23	816,6	- 6463,2	21981,5	- 30225,1	14368,3
НЦ-6,3-56/1,45	- 1065,98	3010,53	- 2001,87	317,29	-
RF-2BV-30	- 4291,52	10471,76	- 7650,57	1817,61	-
520-12-1	- 80,4	1625	- 1567,2	-	-
370-18-1	19,8	- 9067,4	53778,5	- 98100,6	57570,2

Эффективный к.п.д. ГТУ

$$\eta_e = N_e / (BQ_{нр}). \quad (5.45)$$

Коэффициенты a_j и b_j из соотношений (5.35), (5.39) определяются путем обработки приведенных характеристик ЦБН и представлены в табл. 5.1, 5.2.

Приведенная методика может быть применена для отдельного ГПА и для группы последовательно работающих агрегатов. В последнем случае методика позволяет оценить усредненное техническое состоя-

ние группы агрегатов. Расчет производится по тем же соотношениям (5.27) — (5.45), исходными данными будут соответствующие параметры группы ГПА.

Упрощенная методика термогазодинамической диагностики предусматривает необходимость измерения температуры газа на входе и выходе ЦБН с относительно высокой степенью точности $0,1 - 0,2^\circ\text{C}$. Как правило, эти замеры производят в процессе эксплуатации приборами, не обеспечивающими такой точности, например, термометрами сопротивления. Кроме того, на ГПА некоторых типов имеются замеры лишь одной из температур (на входе или выходе ЦБН). В то же время рассмотренная термогазодинамическая модель ГПА является замкнутой и исключение из нее любого параметра недопустимо. Однако модель позволяет заменить один из измеряемых параметров, например одну из температур газа в нагнетателе на расчетный параметр, например объемную подачу, мощность, расход топливного газа. При такой замене в качестве базовой рассматриваются не приведенная разность энтальпии газа в нагнетателе, а приведенная объемная подача или приведенная относительная внутренняя мощность, по которым и можно найти все необходимые величины с помощью характеристик ГПА.

В последние годы на компрессорных станциях страны широко внедряется система непосредственного измерения расхода топливного газа, что дает возможность учитывать этот показатель в системах диагностики, сопоставляя данные по расходу топлива, полученные расчетным путем (соотношение (5.44)) с фактически замеренными, определяя тем самым степень точности выполняемых расчетов.

В условиях эксплуатации часто возникает необходимость в оперативном определении мощности работающего агрегата по показаниям штатных приборов и в то же время с достаточной степенью точности, чтобы судить о загрузке ГПА и снижении его мощности в процессе эксплуатации. С этой целью достаточно часто мощность ГПА определяют по режиму работы центробежного нагнетателя, который, в свою очередь, оценивают по приведенным характеристикам нагнетателя или, при их отсутствии, по перепаду давлений и температур газа на конфузоре (входном устройстве) нагнетателя (см. примеры 5.3 и 5.4).

Надежное определение мощности ГТУ по приведенным характеристикам нагнетателя в эксплуатационных условиях ограничено малым размером самой характеристики, но главным образом тем, что характеристики нагнетателя изменяются в процессе эксплуатации. Даже в исходном состоянии характеристики одного и того же типа нагнетателя могут различаться в силу некоторых неточностей при изготовлении его узлов и деталей на заводах, монтаже, качестве ремонта в условиях эксплуатации.

5.3. Оценка утечки воздуха в регенераторах газотурбинных установок

Несмотря на большое число исследований по оценке целесообразности применения регенеративных ГТУ на газопроводах, вопрос этот нельзя считать решенным и однозначным при различных условиях эксплуатации.

Противники использования регенеративных ГТУ на газопроводах мотивируют свою точку зрения следующими соображениями: газотурбинные установки без регенерации теплоты проще по конструкции и их заводская себестоимость ниже, чем регенеративных; регенерация теплоты на компрессорных станциях магистральных газопроводов, по мнению противников регенерации, дает весьма незначительный экономический эффект, так как себестоимость транспортируемого природного газа в системе газовой промышленности невелика. Кроме того, ставится под сомнение эффективность работы самих регенераторов главным образом из-за наличия утечек воздуха через неплотности регенераторов, что приводит к снижению мощности и к.п.д. установки.

Сторонники регенеративного использования теплоты в ГТУ на компрессорных станциях считают, что нельзя вести расчеты окупаемости регенераторов по себестоимости газа на месте добычи или на компрессорных станциях. Исходя из принципов экономики топливоиспользования, следует учесть, что сэкономленный на КС газ может быть весьма эффективно использован на замещение более дорогих видов топлива, составляющих в настоящее время основу теплового баланса страны — угля, нефти и др. Это значит, что сравнительные расчеты следовало бы вести даже по более высоким ценам, чем ныне действующие отпускные цены на газ.

Вместе с тем утечки воздуха через неплотности регенераторов практически всегда имеют место и с ними приходится считаться при оценке эффективности работы регенеративных ГТУ на газопроводах.

Существующие методы определения утечек воздуха из секций регенератора, как правило, основаны на опрессовке отключенных и заглушенных со стороны входа и выхода воздуха регенераторов. Опыты по определению утечек воздуха весьма просты. Воздух от постороннего источника или от осевого компрессора соседнего работающего агрегата подается в воздушную полость заглушенного регенератора. После отключения подачи воздуха по темпу падения давления в секции судят о неплотностях в испытываемой секции и величине утечек воздуха. При этом утечки воздуха могут быть определены по формуле, предложенной ВНИИгазом:

$$G_{\text{ут}} = 786 \frac{V_p}{\Delta \tau} \frac{p_0}{\sqrt{T_0 T_{\text{оп}}}} \left[\lg \frac{p_{1\text{оп}}}{p_{2\text{оп}}} + \frac{1}{3} \left(\frac{1}{p_{2\text{оп}}^3} - \frac{1}{p_{1\text{оп}}^3} \right) \right], \quad (5.46)$$

где V_p — объем испытываемой секции регенератора, м^3 ; Δt — время, в течение которого давление воздуха в секции упало от $p_{1\text{оп}}$ до $p_{2\text{оп}}$, с; $p_{1\text{оп}}$, $p_{2\text{оп}}$ — давление воздуха в секции в начале опыта и конце опрессовки, МПа; $T_{\text{оп}}$ — средняя температура воздуха в секции в процессе опрессовки, К; p_0 , T_0 — давление (в Па) и температура (в К) воздуха в секции регенератора на расчетном режиме работы.

К недостаткам этого метода следует отнести прежде всего то, что утечки воздуха через неплотности регенератора определяются только на заглушенном регенераторе и предварительно остановленном агрегате. Кроме того, при больших утечках воздуха не всегда удастся поднять давление в испытываемой секции до номинального и получить возможность измерения параметров воздуха в исследуемой секции за относительно продолжительный отрезок времени (7 — 10 мин) для определения утечек воздуха по уравнению (5.46).

Определить утечки воздуха из заглушенной секции регенератора в условиях, когда из-за больших неплотностей регенератора не удастся построить зависимость падения давления во времени после отключения источника подачи воздуха, можно следующим образом. Воздух подается в секцию регенератора по линии, на которой установлены регулировочный кран и измерительная диафрагма, с помощью которой определяется количество подаваемого воздуха в секцию регенератора. Когда давление в испытываемой секции регенератора установится постоянным ($p = \text{idem}$), можно утверждать, что количество подаваемого воздуха G_p будет равно утечкам $G_{\text{ут}}$ через все неплотности регенератора ($G_p = G_{\text{ут}}$) и тем самым определяется его техническое состояние.

Утечки воздуха через неплотности регенератора на работающем агрегате можно определить посредством измерения концентрации кислорода в потоке отработанных продуктов сгорания до и после регенератора. Указанный метод основан на том, что в результате нарушения герметичности регенератора воздух под давлением 0,4 — 0,6 МПа через неплотности и щели попадает в поток отработанных продуктов сгорания, поступающих в регенератор после выхода ТНД с давлением 0,102 — 0,103 МПа, и повышает содержание в них кислорода. Действительно, воздух в количестве $\Delta V_{\text{ут}}^{(в)}$ через неплотности регенератора из воздушной полости поступает в газовую полость, увеличивая количество отработанных газов на величину $\Delta V_{\text{ут}}^{(в)}$ и содержание кислорода в этом газе на $\Delta V_{\text{O}_2}^{\text{ут}} = 0,21 \Delta V_{\text{ут}}^{(в)}$. В результате общее количество кислорода в продуктах сгорания после регенератора составляет уже величину $V_{\text{O}_2}^r = V_{\text{O}_2} + \Delta V_{\text{O}_2}^{\text{ут}}$, а общее количество самих продуктов сгорания $V_2^r = V_{\text{п.с}} + \Delta V_{\text{ут}}^{(в)}$. Следовательно, концентрация кислорода в газе после регенератора составляет $r'_{\text{O}_2} = V_{\text{O}_2}^r / V_2^r$; V_2 — общий расход продуктов сгорания

на входе в регенератор, определяемый на основе рассмотрения реакций окисления топлива по камере сгорания.

Концентрация кислорода воздуха в продуктах сгорания может быть экспериментально определена с помощью существующих газоанализаторов типа ГХП-1, работающих по принципу поглощения отдельных компонентов продуктов сгорания. Отобранная представительная проба продуктов сгорания в количестве 100 мл вначале прокачивается через поглотительный сосуд, заполненный раствором едкого калия, в котором поглощается углекислый газ и другие кислотные газы, а затем через поглотительный сосуд, заполненный пирогаллолом. Прокачивание газа через растворы в каждом случае продолжается до тех пор, пока объем газа не будет уменьшаться. Поглощенный едким калием объем газа принимается за CO_2 , а пирогаллолом — за кислород O_2 .

Содержание отдельных компонентов газовой смеси (в %) определяется по формуле

$$r_i = \frac{V_1 - V_2}{V} \cdot 100, \quad (5.47)$$

где V — первоначальный объем анализируемой пробы газа; V_1 — объем газа перед поглощением данного компонента; V_2 — объем газа после поглощения данного компонента.

Описанный метод определения утечек воздуха по регенератору на работающем агрегате целесообразно осуществлять с помощью диаграмм рис. 5.2 и рис. 5.3.

Зависимость на рис. 5.2 позволяет по найденной концентрации кислорода в продуктах сгорания после ТНД определять коэффициент избытка воздуха по камере сгорания в целом α .

Графики на рис. 5.2 – 5.5 по разности концентраций кислорода, замеренных в потоке продуктов сгорания до и после регенератора и ранее найденном коэффициенте избытка воздуха в камере сгорания, позволяют определить утечки воздуха в испытываемой секции регенератора. Дан-

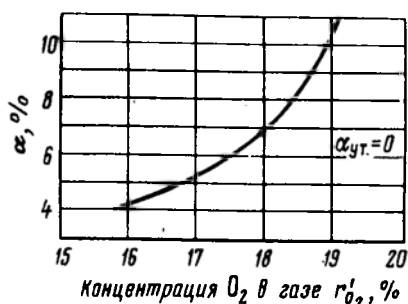


Рис. 5.2. Обобщенная зависимость коэффициента избытка воздуха α от концентрации кислорода в продуктах сгорания ГТУ

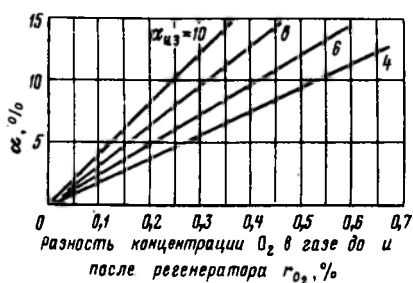


Рис. 5.3. Зависимость утечек воздуха в регенераторе от разности концентрации кислорода в продуктах сгорания до и после регенератора и коэффициента избытка воздуха α

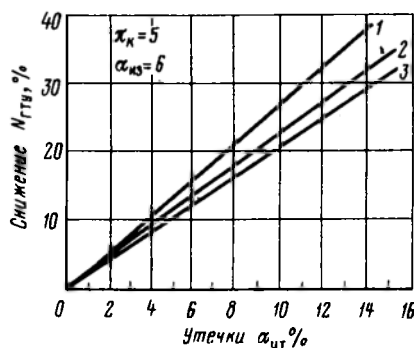


Рис. 5.4. Снижение мощности ГТУ с увеличением утечки воздуха из регенератора:
1 – $\eta_{i\kappa} = 0,8$; 2 – $\eta_{i\kappa} = 0,85$; 3 – $\eta_{i\kappa} = 0,88$

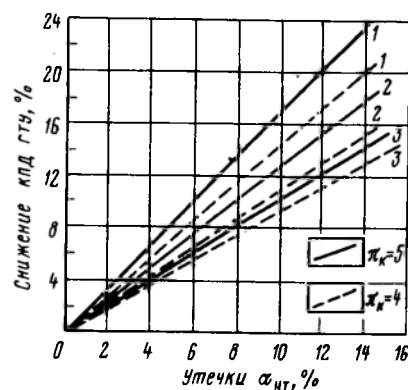


Рис. 5.5. Влияние величины утечки воздуха на снижение к.п.д. ГТУ в процессе эксплуатации установки:
1 – $\eta_{i\kappa} = 0,80$; 2 – $\eta_{i\kappa} = 0,85$; 3 – $\eta_{i\kappa} = 0,88$

ные рис. 5.4 и 5.5 позволяют определить снижение мощности и к.п.д. установки в зависимости от утечек воздуха через неплотности регенератора.

5.4. Прогнозирование технического состояния газоперекачивающих агрегатов в эксплуатационных условиях

Одними из основных требований, предъявляемых к газотурбинным ГПА, являются безотказность и высокая эффективность их работы на всех эксплуатационных режимах в течение установленного ресурса. Показатели надежности агрегатов регламентированы требованиями ГОСТ 23690–79 "Агрегаты газоперекачивающие с газотурбинным приводом. Технические требования" и ГОСТ 21199–82, согласно которому общий ресурс стационарных газотурбинных ГПА должен составлять 100 тыс. ч; ресурс между средними и капитальными ремонтами – соответственно 12 и 25 тыс. ч; коэффициент готовности k_{Γ} не менее 0,98; коэффициент технического использования $k_{\Gamma.и}$ не менее 0,92; снижение фактической мощности в межремонтный период не должно превышать 5 %. В условиях эксплуатации эти требования не всегда выдерживаются. Так, для агрегатов ГТ-6-750 средний коэффициент готовности находится на уровне 0,92 – 0,95, а коэффициент технического использования – 0,84 – 0,87. Для агрегата ГТК-10 эти показатели составляют $k_{\Gamma} = 0,95 – 0,96$; $k_{\Gamma.и} = 0,85 – 0,87$. В довольно широких пределах колеблется и межремонтный период, что объясняется индивидуальными

условиями эксплуатации и недостаточно высоким в ряде случаев качеством технического обслуживания и ремонта агрегатов. Все это лишний раз предопределяет все возрастающую роль технической диагностики ГПА.

Контроль технического состояния агрегата в условиях эксплуатации целесообразно осуществлять непрерывно и периодически (до и после ремонта, через определенное количество часов наработки и т.д.). Наиболее эффективна система непрерывного контроля за работой агрегата, особенно если этот контроль автоматизирован. В настоящее время основные режимные параметры ГПА измеряют на КС ежечасно. Повысив требования к точности и надежности самих измерений, используя возможности автоматизированных систем управления технологическим процессом КС, можно и целесообразно организовать постоянную обработку данных о техническом состоянии работающих агрегатов.

При нормальной эксплуатации ГПА коэффициент технического состояния должен быть достаточно стабильным (в пределах точности используемого метода диагностики). В случае развития какого-либо вида неисправности будет наблюдаться тенденция к плавному снижению соответствующих коэффициентов или к их резкому падению, что соответствует двум основным видам отказов: постепенному и внезапному.

Система технической диагностики выявляет как внезапные, обусловленные главным образом поломкой каких-либо деталей, так и постепенные отказы. В то же время внезапные отказы, как правило, могут быть выявлены при помощи штатной системы аварийно-предупредительной сигнализации.

Характерной чертой систем технической диагностики является прежде всего контроль за появлением и развитием постепенных отказов, что позволяет выявить неисправности на ранней стадии их возникновения, определить интенсивность их развития и на этой основе определять возможность и целесообразность дальнейшей эксплуатации агрегата и принимать необходимые меры по устранению неисправностей. Особое значение в этом случае приобретает прогнозная функция диагностики. Прогнозирование изменения технического состояния ГПА является базой для оптимизации режима работы агрегата и планирования сроков объемов технического обслуживания и ремонтов.

На изменение технического состояния ГПА оказывает влияние большое число факторов: частота пусков и остановок, интенсивность работы, климатические условия и т.д. Например, экспериментально установлено, что уровень возникающих напряжений в узлах и элементах ГТУ при пуске из холодного состояния в 1,5 раза выше уровня напряжений при работе на номинальном режиме, работа ГПА при пуске сопровождается рождением резонансных зон, резкими теплосменами, неравномерным расширением отдельных узлов и деталей, что в конечном счете оказывает сильное воздействие на техническое состояние агрегата. В зарубежной практике эксплуатации в связи с этим частота пусков служит одним из

основных показателей совершенства обслуживания ГПА и является важным критерием вывода агрегата в ремонт.

Большой интерес представляет исследование изменения технического состояния агрегата в зависимости от наработки, так как остальные факторы в большинстве случаев относительно стабильны в процессе длительной эксплуатации. Кроме того, именно изменение технического состояния ГПА с течением времени наиболее удобно для прогнозирования.

При решении этой задачи целесообразно использовать метод экстраполяции прогнозирование, так как они наиболее полно учитывают индивидуальные особенности контролируемого объекта и при наличии связи между последовательными измерениями позволяют получить по сравнению с другими методами большую точность прогноза.

Выбор вида экстраполяционной функции определяется характером рассматриваемых процессов. Развитие постепенных отказов ГПА обусловлено ухудшением физических и механических свойств материалов под действием статических, динамических и термических напряжений в элементах агрегата и рядом других факторов. Процессы изнашивания, накопления усталостных и термических напряжений описываются экспоненциальной функцией. Эта зависимость наиболее полно соответствует изменению мощности ГПА на КС, к.п.д. нагнетателя и ГТУ по времени. При анализе изменения технического состояния ГПА сравнение соответствующих показателей целесообразно осуществлять не с паспортными, а с индивидуальными начальными характеристиками каждого агрегата, полученными в результате проведения балансовых испытаний либо в результате диагностирования агрегатов.

Наиболее интенсивный период ухудшения технического состояния агрегата начинается с момента пуска его в эксплуатацию и до 15-25 тыс. ч работы. Этот период обычно характеризуется повышенной интенсивностью отказов, что связано с недостатками изготовления сборки агрегата, неудовлетворительным качеством монтажа, конструктивными недостатками и другими факторами. В дальнейшем, после 15-25 тыс. ч наработки, темп ухудшения технического состояния ГПА существенно замедляется.

Обработка данных испытаний о состоянии агрегатов в процессе эксплуатации позволяет утверждать, что изменения коэффициентов технического состояния ЦБН и ГТУ в зависимости от наработки T (в тыс. ч) можно описать уравнениями вида:

$$k_{\text{н}}^{\eta_{\text{пол}}} = 0,97 + 0,03e^{-0,3T}; \quad (5.4)$$

$$k_{\text{н}}^{N_i} = 0,9928 + 0,0072e^{-0,3T}; \quad (5.4)$$

$$k_{\text{ГТУ}}^{N_e} = 0,96 + 0,04e^{-0,3T}; \quad (5.5)$$

$$\eta_{\text{ГТУ}} = 0,975 + 0,025 e^{-0,3T}. \quad (5.51)$$

Значения коэффициентов технического состояния ГПА всегда снижаются от ремонта к ремонту, что объясняется наличием необратимых процессов в узлах ГПА.

Наличие уравнений типа (5.41) – (5.51) для данных ГПА позволяет экстраполировать соответствующие зависимости на интересующий период эксплуатации и тем самым спланировать сроки проведения планово-предупредительных ремонтов (ППР) и спрогнозировать режим работы отдельного агрегата и КС в целом на базе плановых или прогнозных данных о пропускной способности газопровода Q .

Пример 5.1. Определить техническое состояние агрегата ГТ-6-750 с нагнетателем Н-300-1,23 при работе ГПА на следующем режиме работы: давление газа на входе в нагнетатель $p_1 = 4,2$ МПа, температура $t_1 = 23,1$ °С, давление газа на выходе из нагнетателя $p_2 = 5,2$ МПа; температура газа $t_2 = 42,5$ °С. Частота вращения силового вала ГТУ $n = 6000$ об/мин; температура газа на входе в ТВД $t_z = 730$ °С; температура воздуха на входе в осевой компрессор $t_a = +10$ °С; давление воздуха на входе в осевой компрессор $p_a = 0,101$ МПа. Низшая теплота сгорания топлива $Q_{\text{нр}} = 33500$ кДж/м³. Содержание метана в газе $r_{\text{CH}_4} = 0,96$.

Решение. 1. Определяем среднюю температуру t_m и среднее давление p_m процесса сжатия:

$$t_m = \frac{t_1 + t_2}{2} = \frac{23,1 + 42,5}{2} = 32,8 \text{ °С};$$

$$p_m = \frac{p_1 + p_2}{2} = \frac{4,2 + 5,2}{2} = 4,7 \text{ МПа}.$$

2. По уравнению (5.28) определяем среднюю теплоемкость природного газа для заданного режима работы нагнетателя:

$$\begin{aligned} c_{p1} &= (0,37 + 0,63 r_{\text{CH}_4}) [(0,0003 - 0,0009 p_1) t_m + 0,11 p_1 + \\ &+ 2,08] = (0,37 + 0,63 \cdot 0,96) [(0,0003 - 0,0009 \cdot 4,2) 32,8 + \\ &+ 0,11 \cdot 4,2 + 2,8] = 2,475 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{°С)}. \end{aligned}$$

3. Среднее значение комплекса $(c_p D_h)_m$ определяем по уравнению 5.29)

$$\begin{aligned}
 (c_p D_h)_{m2} &= (1,37 - 0,37 r_{\text{CH}_4}) [(0,000012 t_2^2 - 0,00135 t_2 + \\
 &+ 0,031)] p_m - 0,00463 t_2 + 11,19] = (1,37 - \\
 &- 0,37 \cdot 0,96) [(0,000012 \cdot 41,5^2 - 0,00135 \cdot 41,5 + 0,031) 4,7 - \\
 &- 0,00463 \cdot 41,5 + 11,19] = 11,13 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{МПа)}.
 \end{aligned}$$

4. Удельную работу сжатия газа в нагнетателе определяем по уравнению (5.27)

$$\Delta h = c_{pm1} \Delta t - (c_p D_h)_{m2} \Delta p = 2,475 (4,25 - 23,1) - 11,13 (5,2 - 4,2) = 36,9 \text{ кДж/кг}.$$

5. По соотношениям (5.31) и (5.32) определяем начальные $p_1 v_1$ и конечные $p_2 v_2$ значения потенциальных функций

$$\begin{aligned}
 p_1 v_1 &= (1,49 r_{\text{CH}_4} - 0,49) [(0,017 p_1 + 0,555) t_1 - \\
 &- 2,73 p_1 + 139,4] = (1,49 \cdot 0,96 - 0,49) [(0,017 \cdot 4,2 + \\
 &+ 0,555) 23,1 - 2,73 \cdot 4,2 + 139,4] = 133,9 \text{ кДж/кг}.
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 p_2 v_2 &= (1,49 r_{\text{CH}_4} - 0,49) [(0,017 p_2 + 0,555) t_2 - 2,73 p_2 + \\
 &+ 139,4] = (1,49 \cdot 0,96 - 0,49) [(0,017 \cdot 5,2 + 0,555) \cdot 42,5 - \\
 &- 2,73 \cdot 5,2 + 139,4] = 142,7 \text{ кДж/кг}.
 \end{aligned}$$

6. Потенциальную работу обратимого процесса сжатия газа определяем по уравнению (5.30)

$$\begin{aligned}
 w_{1,2} &= (pv)_m \ln \frac{p_2}{p_1} = \frac{p_1 v_1 + p_2 v_2}{2} \ln \frac{p_2}{p_1} = \\
 &= \frac{133,9 + 142,8}{2} \ln \frac{5,2}{4,2} = 29,55 \text{ кДж/кг}.
 \end{aligned}$$

7. Фактический политропный к.п.д. процесса сжатия в нагнетателе определяем по уравнению (5.33)

$$\eta_{\text{пол}} = \frac{w_{1,2}}{\Delta h} = \frac{29,55}{36,9} = 0,8.$$

8. Приведенную разность энтальпии газа определяем по уравнению (5.34)

$$\Delta h_{\text{пр}} = \frac{\Delta h}{60} \left(\frac{n_0}{n} \right)^2 = \frac{36,9}{60} \left(\frac{6150}{6050} \right)^2 = 0,646 \text{ кВт} \cdot \text{мин} / \text{кг}.$$

9. Паспортный политропный к.п.д. нагнетателя определяем по уравнению (5.35); значения коэффициентов для нагнетателя Н-300-1,23 выбираем по данным табл. 5.1:

$$\eta_{\text{пол}}^{(n)} = \sum_{j=1}^4 q_j \Delta h_{\text{пр}}^{j-1} = -1,3054 + 9,26 \cdot 0,646 - 12,896 \cdot 0,646^2 + 5,675 \cdot 0,646^3 = 0,825.$$

10. Коэффициент технического состояния нагнетателя по уравнению (5.36) составит

$$k_n = \frac{\eta_{\text{пол}}}{\eta_{\text{пол}}^{(n)}} = \frac{0,80}{0,825} = 0,97.$$

11. Приведенную (по паспорту) удельную мощность, потребляемую нагнетателем, определяем по уравнению (5.39); значения коэффициентов b_j выбираем по данным табл. 5.2:

$$\left(\frac{N_i}{\rho_1} \right)_{\text{пр}} = \sum_{j=1}^n b_j \Delta h_{\text{пр}}^{j-1} = 816,6 - 6463,2 \cdot 0,646 + 21 \cdot 981,5 \times 0,646^2 - 30 \cdot 225,1 \cdot 0,646^3 + 14368,3 \cdot 0,646^4 = 168,6 \text{ кВт} \cdot \text{м}^3 / \text{кг};$$

$$\rho_1 = \frac{1000 p_1}{p_1 v_1} = \frac{1000 \cdot 4,2}{133,9} = 31,4 \text{ кг/м}^3.$$

12. Эффективную фактическую мощность ГТУ определяем по уравнению (5.37)

$$N_e = \left(\frac{N}{\rho_1} \right)_{\text{пр}} \rho_1 \left(\frac{n}{n_0} \right)^3 + N_{\text{мех}} = 168,6 + 31,4 \times \left(\frac{6000}{6150} \right)^3 + 100 = 5016 \text{ кВт}.$$

13. Паспортную мощность ГТУ определяем по уравнению (5.40)

$$N_e^{(п)} = N_{e0} \left[1 - 4,2 \left(1 - \frac{T_z}{T_{z0}} \frac{T_{a0}}{T_a} \right) \frac{T_z}{T_{z0}} \frac{T_{a0}}{T_a} \right] \times$$

$$\times \frac{p_a}{p_{a0}} \sqrt{\frac{T_a}{T_{a0}}} = 6000 \left[1 - 4,2 \left(1 - \frac{1003,2}{1023,2} \cdot \frac{288,2}{283,2} \right) \frac{1003,2}{1023,2} \right] \times$$

$$\times \frac{288,2}{283,2} \frac{740}{735} \sqrt{\frac{283,2}{288,2}} = 5933 \text{ кВт.}$$

14. Коэффициент технического состояния

$$k_{ГТУ} = \frac{N_e}{N_e^{(п)}} = \frac{5016}{5933} = 0,845.$$

15. Теплоту сгорания топлива определяем по уравнению (5.43)

$$BQ_{н.р} = \frac{0,25}{\eta_{e0}} \left(N_{e0} \frac{p_a}{p_{a0}} \sqrt{\frac{T_a}{T_{a0}}} + 3N_e \right) =$$

$$= \frac{0,25}{0,24} \left(6000 \frac{740}{735} \sqrt{\frac{283,2}{288,2}} + 3 \cdot 5016 \right) = 21913 \text{ кВт.}$$

16. Эффективный к.п.д. ГТУ

$$\eta_e = \frac{N_e}{BQ_{н.р}} = \frac{5016}{21913} = 0,229.$$

Пример 5.2. Определить состояние ГТУ типа ГТК-10 и нагнетателя типа 370-18-1, а также эффективную мощность и к.п.д. установки при следующих исходных данных: давление газа на входе в нагнетатель $p_1 = 6,02$ МПа, давление на выходе — $p_2 = 7,4$ МПа; температура газа на входе в нагнетатель $t_1 = 25,2$ °С. Частота вращения силового вала ГТУ $n = 4700$ об/мин; температура газа на входе в турбину $t_2 = 760$ °С; температура воздуха на входе в осевой компрессор $t_a = +5$ °С. Давление на входе в осевой компрессор $p_a = 0,1$ МПа. Низшая теплота сгорания топлива $Q_{н.р} = 33500$ кДж/м³. Содержание метана в газе $r_{CH_4} = 0,97$.

Решение. 1. Определяем среднюю температуру t_m и среднее давление p_m процесса сжатия:

$$t_m = \frac{t_1 + t_2}{2} = \frac{25,2 + 44,1}{2} = 34,65 \text{ °С;}$$

$$p_m = \frac{p_1 + p_2}{2} = \frac{6,02 + 7,4}{2} = 6,7 \text{ МПа.}$$

2. По уравнению (5.28) определяем среднюю теплоемкость природного газа в пределах нагнетателя

$$\begin{aligned} c_{pm1} &= (0,37 + 0,63 r_{\text{CH}_4}) [(0,0003 - 0,0009 p_1) t_m + \\ &+ 0,11 p_1 + 2,08] = (0,37 + 0,63 \cdot 0,97) [(0,0003 - \\ &- 0,0009 \cdot 6,02) 34,65 + 0,11 \cdot 6,02 + 2,08] = \\ &= 2,653 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{°C)}. \end{aligned}$$

3. Среднее значение комплекса $(c_p D_h)_m$ в пределах нагнетателя определяем по уравнению (5.29):

$$\begin{aligned} (c_p D_h)_{m2} &= (1,37 - 0,37 r_{\text{CH}_4}) [(0,000012 t_2^2 - 0,00135 t_2 + \\ &+ 0,031)] p_m - 0,00463 t_2 + 11,19] = (1,37 - 0,37 \cdot 0,97) \times \\ &\times [(0,000012 \cdot 44,1^2 - 0,00135 \cdot 44,1 + 0,031) 6,7 - \\ &- 0,00463 \cdot 44,1 + 11,19] = 11,07 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{МПа)}. \end{aligned}$$

4. Удельная работа сжатия газа в нагнетателе определяется по уравнению (5.27):

$$\begin{aligned} \Delta h &= c_{pm1} \Delta t - (c_p D_h)_{m2} \Delta p = 2,653 \cdot 18,9 - \\ &- 11,07 \cdot 1,38 = 34,86 \text{ кДж/кг.} \end{aligned}$$

5. Начальное $p_1 v_1$ и конечное $p_2 v_2$ значения потенциальной функции определяем по уравнениям (5.31) и (5.32):

$$\begin{aligned} p_1 v_1 &= (1,49 r_{\text{CH}_4} - 0,49) [(0,017 p_1 + 0,555) t_1 - 2,73 p_1 + \\ &+ 139,4] = (1,49 \cdot 0,97 - 0,49) [(0,017 \cdot 6,02 + 0,555) 25,2 - \\ &- 2,73 \cdot 6,02 + 139,4] = 134,5 \text{ кДж/кг}; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} p_2 v_2 &= (1,49 r_{\text{CH}_4} - 0,49) [(0,0017 p_2 + 0,555) t_2 - 2,73 p_2 + \\ &+ 139,4] = (1,49 \cdot 0,97 - 0,49) [(0,0017 \cdot 7,4 + 0,555) 44,1 - \\ &- 2,73 \cdot 7,4 + 139,4] = 143,8 \text{ кДж/кг.} \end{aligned}$$

6. Потенциальную работу обратимого процесса сжатия газа определяем по уравнению (5.30)

$$w_{1,2} = (\nu)_m \ln \frac{p_2}{p_1} = \frac{p_1 v_1 + p_2 v_2}{2} \ln \frac{p_2}{p_1} =$$

$$= \frac{134,5 + 143,8}{2} \ln \frac{7,4}{6,02} = 28,72 \text{ кДж/кг.}$$

7. Фактический политропный к.п.д. нагнетателя определяем по уравнению (5.33)

$$\eta_{\text{пол}} = \frac{w_{1,2}}{\Delta h} = \frac{28,72}{34,86} = 0,81.$$

8. Приведенную разность энтальпии газа определяем по уравнению (5.34)

$$\Delta h_{\text{пр}} = \frac{\Delta h}{60} \left(\frac{n_0}{n} \right)^2 = \frac{34,86}{60} \left(\frac{4800}{4700} \right)^2 = 0,606 \text{ кВт} \cdot \text{мин/кг.}$$

9. Паспортный политропный к.п.д. нагнетателя определяем по уравнению (5.35); значения коэффициентов a_j для нагнетателя типа 370-18-1 выбираем по данным табл. 5.1:

$$\eta_{\text{пол}}^{(n)} = \sum_{j=1}^n a_j \Delta h_{\text{пр}}^{j-1} = 0,731 - 19,017 \cdot 0,606 +$$

$$+ 81,986 \cdot 0,606^2 - 109,227 \cdot 0,606^3 + 43,07 \cdot 0,606^4 = 0,82.$$

10. Коэффициент технического состояния нагнетателя определяем по к.п.д. [уравнение (5.36)]

$$k_n = \frac{\eta_{\text{пол}}}{\eta_{\text{пол}}^{(n)}} = \frac{0,82}{0,82} = 1.$$

Это значит, что нагнетатель работает в зоне высоких значений к.п.д. и в процессе эксплуатации он пока не изменился.

11. Приведенную (по паспорту) удельную мощность, потребляемую нагнетателем, определяем по уравнению (5.39)

$$\left(\frac{N_i}{\rho_1} \right)_{\text{пр}} = \sum_{j=1}^n b_j \Delta h_{\text{пр}}^{j-1} = 19,8 - 9067,4 \cdot 0,606 +$$

$$+ 53778,5 \cdot 0,606^2 - 98100,6 \cdot 0,606^3 + 57520,2 \cdot 0,606^4 =$$

$$= 199,9 \text{ кВт} \cdot \text{м}^3/\text{кг};$$

$$\rho_1 = \frac{10^3 p_1}{p_1 v_1} = \frac{10^3 \cdot 6,02}{134,5} = 44,8 \text{ кг/м}^3.$$

12. Эффективную мощность ГТУ определяем по уравнению (5.37)

$$N_e = \left(\frac{N_i}{\rho_1} \right)_{\text{пр}} \rho_1 \left(\frac{n}{n_0} \right)^3 + N_{\text{мех}} =$$

$$= 199,9 \cdot 44,8 \left(\frac{4700}{4800} \right)^3 + 100 = 8669 \text{ кВт.}$$

13. Паспортная мощность ГТУ (уравнение (5.40)):

$$N_e^{(n)} = N_0 \left[1 - 4,2 \left(1 - \frac{T_z}{T_{z0}} \frac{T_{a0}}{T_a} \right) \frac{T_z}{T_{z0}} \frac{T_{a0}}{T_a} \right] \times$$

$$\times \frac{p_a}{p_{a0}} \sqrt{\frac{T_a}{T_{a0}}} = 10\,000 \left[1 - 4,2 \left(1 - \right. \right.$$

$$\left. - \frac{1033,2}{1053,2} \cdot \frac{288,2}{278,2} \right) \frac{1033,2}{1053,2} \cdot \frac{288,2}{278,2} \right] \frac{0,1}{0,101} \sqrt{\frac{278,2}{288,2}} =$$

$$= 9023 \text{ кВт.}$$

14. Коэффициент технического состояния по мощности

$$k_{\text{ГТУ}} = \frac{N_e}{N_e^{(n)}} = \frac{8669}{9023} = 0,96.$$

15. Теплота сгорания топлива (уравнение 5.43))

$$BQ_{\text{н.р}} = \frac{0,25}{\eta_{e0}} \left(N_{e0} \frac{p_a}{p_{a0}} \sqrt{\frac{T_a}{T_{a0}}} + 3N_e \right) =$$

$$= \frac{0,25}{0,29} \left(10\,000 \frac{0,1}{0,101} \sqrt{\frac{278,2}{288,2}} + 3 \cdot 8669 \right) = 30778 \text{ кВт.}$$

16. Эффективный к.п.д. ГТУ

$$\eta_e = \frac{N_e}{BQ_{\text{н.р}}} = \frac{8669}{30778} = 0,282.$$

Пример 5.3. Определить мощность ГПА по приведенной характеристике нагнетателя типа 370-18 при следующих исходных данных: давление $p_{\text{нар}}$ и температура $t_{\text{нар}}$ наружного воздуха, $p_{\text{нар}}$

$= 0,103$ МПа, $t_{\text{нар}} = 2,6$ °С; температура газа на входе в нагнетатель $T_{\text{н}} = 286,7$ К; давление газа на входе в нагнетатель по манометру $p_{\text{низб}} = 5,145$ МПа; на выходе $p_{\text{книзб}} = 5,96$ МПа. Частота вращения вала нагнетателя $n = 4075$ об/мин.

Решение. 1. Определяем относительную плотность газа по воздуху [уравнение (1.22)]

$$\Delta = \frac{\rho_{\text{г}}}{\rho_{\text{в}}} = \frac{0,675}{1,205} = 0,56,$$

где $\rho_{\text{г}}$ — плотность газа при стандартных условиях ($t = 20$ °С); определяется в эксплуатационных условиях по данным диспетчерской службы; $\rho_{\text{в}}$ — плотность воздуха при стандартных условиях; для воздуха $\rho_{\text{в}} = 1,205$ кг/м³.

2. Определяем абсолютные значения давлений газа на входе $p_{\text{н}}$ и выходе $p_{\text{к}}$ нагнетателя и степень сжатия ϵ по нему

$$p_{\text{н}} = p_{\text{низб}} + \frac{p_{\text{нар}}}{p_0} = 5,145 + \frac{0,108}{0,1} = 5,248 \text{ МПа};$$

$$p_{\text{к}} = 5,96 + 1,03 = 6,063 \text{ МПа};$$

$$\epsilon = \frac{p_{\text{к}}}{p_{\text{н}}} = \frac{6,063}{5,248} = 1,155.$$

3. По начальным параметрам газа на входе в нагнетатель $t_{\text{н}}, p_{\text{н}}$ и величине Δ определяем коэффициент сжимаемости газа z , характеризующий отклонение характеристик реального газа от идеального ($z = 0,89$).

По известной удельной газовой постоянной для воздуха [$R_{\text{в}} = 287$ Дж/(кг · К)] и величине Δ определяем удельную газовую постоянную природного газа

$$R_{\text{г}} = \frac{R_{\text{в}}}{\Delta} = \frac{287}{0,56} \approx 522,6 \text{ Дж/(кг · К)}.$$

По уравнению (1.19) определяем относительную частоту вращения нагнетателя

$$\begin{aligned} \left(\frac{n}{n_0}\right)_{\text{пр}} &= \frac{n}{n_0} \sqrt{\frac{z_{\text{пр}} T_{\text{нпр}} R_{\text{пр}}}{z T_{\text{н}} R_{\text{г}}}} = \\ &= \frac{4075}{4800} \sqrt{\frac{0,9 \cdot 288,2 \cdot 510}{0,89 \cdot 286,7 \cdot 522,6}} = 0,85, \end{aligned}$$

где n — рабочая (фактическая) частота вращения ротора нагнетателя, об/мин; n_0 — номинальная (по паспорту) частота вращения ротора

нагнетателя ($n_0 = 4800$ об/мин); T_n , $T_{n.pr}$ – фактическая и приведенная температура газа на входе в нагнетатель соответственно; R_n , $R_{n.pr}$ – фактическая и приведенная удельные газовые постоянные соответственно; z , z_{pr} – фактический ($z = 0,89$) и приведенный ($z = 0,9$) коэффициенты сжимаемости газа.

4. По приведенной характеристике и точке пересечения линии степени сжатия и линии относительных приведенных оборотов определяем приведенную объемную подачу Q_{pr} , политропный к.п.д. нагнетателя η_{pol} и приведенную относительную внутреннюю мощность нагнетателя $(\frac{N_i}{\rho})_{pr}$,

$$Q_{pr} = 520 \text{ м}^3/\text{мин}; \quad \eta_{пол} = 0,86; \quad \left(\frac{N_i}{\rho}\right)_{pr} = 262 \text{ кВт} \cdot \text{м}^3/\text{кг}.$$

5. По уравнению (1.20) определяем фактическую объемную подачу газа по нагнетателю

$$Q_n = \frac{n}{n_0} Q_{pr} = \frac{4075}{4800} 520 = 441,5 \text{ м}^3/\text{мин}.$$

6. По уравнению состояния газа определяем плотность газа на входе в нагнетатель

$$\rho_n = \frac{p_n \cdot 10^4}{z R T_n} = \frac{524,8 \cdot 10^5}{0,894 \cdot 522,6 \cdot 286,7} = 39 \text{ кг/м}^3.$$

7. По уравнению (1.21) определяем приведенную внутреннюю мощность, потребляемую нагнетателем,

$$N_{i.pr} = \left(\frac{N_i}{\rho}\right)_{pr} \rho_n \left(\frac{n}{n_0}\right)^3 = 262 \cdot 39 \left(\frac{4075}{4800}\right)^3 = 6253 \text{ кВт}.$$

8. По уравнению (4.52) определяем внутреннюю мощность ГТУ

$$N_i = N_{i.pr} \frac{p_{нар}}{p_0} \sqrt{\frac{T_a}{T_0}} = N_{i.pr} \frac{1,03}{1,033} \sqrt{\frac{275,8}{288,2}} = 6100 \text{ кВт}.$$

9. Эффективная мощность ГТУ определяется по уравнению (5.37):

$$N_e = N_i + N_{мех} = 6100 + 100 = 6200 \text{ кВт},$$

где $N_{мех} = 100$ кВт – механические потери мощности на приводе нагнетателя.

10. По приведенной характеристике нагнетателя определяем удаление* рабочей зоны от зоны помпажа ($Q_{min} = 360 \text{ м}^3/\text{мин}$)

$$\frac{Q}{Q_{min}} = \frac{520}{360} = 1,44.$$

т.е. запас от зоны помпажа составляет 44 %.

Пример 5.4. Определить мощность ГПА по известному перепаду давлений и температур газа на конфузоре нагнетателя при следующих исходных данных. Давление наружного воздуха 0,1043 МПа. Манометрическое давление газа на входе нагнетателя $p_{\text{низб}}$, температура газа на входе в нагнетатель $t_{\text{н}} = 20,1^\circ\text{C}$; на выходе $t_{\text{к}} = 30,3^\circ\text{C}$, перепад давлений по конфузору $\Delta p = 0,0714$ МПа. Частота вращения вала нагнетателя $n = 4410$ об/мин.

Решение. 1. Относительная плотность газа по воздуху (уравнение (1.22)) составит

$$\Delta = \frac{\rho_{\text{г}}}{\rho_{\text{в}}} = \frac{0,672}{1,205} = 0,558,$$

где $\rho_{\text{г}}$, $\rho_{\text{в}}$ — плотность газа и воздуха при стандартных условиях соответственно.

2. Удельную газовую постоянную определяем по уравнению (1.22)

$$R = \frac{29,27}{\Delta} = \frac{29,27}{0,558} = 52,45 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{К)}.$$

3. Плотность газа перед нагнетателем определяем из уравнения состояния:

$$\rho_{\text{н}} = \frac{p_{\text{н}} 10^4}{z R T_{\text{н}}} = \frac{52,84 \cdot 10^4}{0,90 \cdot 52,45 \cdot 293,3} = 38,23 \text{ кг/м}^3.$$

4. Объемный расход газа на входе в нагнетатель определяем по уравнению:

$$Q_{\text{н}} = \sigma \sqrt{\frac{\Delta p}{\rho_{\text{н}}}} = 460,5 \text{ м}^3/\text{мин},$$

где σ — коэффициент, учитывающий характеристику диффузора, а также размерности входящих величин.

5. Приведенный объемный расход газа по нагнетателю определяем по уравнению (1.20)

$$Q_{\text{пр}} = Q \frac{n_0}{n} = 460,5 \cdot \frac{4800}{4410} = 501 \text{ м}^3/\text{мин}.$$

6. Удельную работу сжатия по нагнетателю определяем по уравнению

$$\Delta h = 0,00981 \frac{k}{k-1} z (t_{\text{к}} - t_{\text{н}}) = 0,00981 \times$$

$$\times 4,23 \cdot 0,90 \cdot 13,2 = 25,83 \text{ кДж/кг},$$

где k — показатель адиабаты ($k = c_p/c_v$). В расчетах можно принимать $k = 1,31$.

7. Массовый расход газа через нагнетатель определяем по уравнению

$$G = \frac{Q_n \rho_n}{60} = 0,0167 \cdot 460,5 \cdot 38,23 = 294 \text{ кг/с.}$$

8. Внутренняя мощность нагнетателя равна:

$$N_i = G \Delta h = 294 \cdot 25,83 = 7594 \text{ кВт.}$$

9. Эффективная мощность ГТУ с учетом механических потерь

$$N_e = N_i + N_{\text{мех}} = 7594 + 100 = 7694 \text{ кВт.}$$

Глава 6

ЭНЕРГОСБЕРЕГАЮЩАЯ ТЕХНОЛОГИЯ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ПРИРОДНОГО ГАЗА НА НУЖДЫ КОМПРЕССОРНЫХ СТАНЦИЙ С ГАЗОТУРБИНЫМ ПРИВОДОМ

6.1. Статьи расхода топливного газа на нужды компрессорной станции с газотурбинным приводом

Экономия природного газа при его транспортировке по магистральным газопроводам должна быть направлена на сокращение различного рода потерь его, повышение эффективности использования в технологических процессах и силовых агрегатах для выработки мощности, внедрения в производство различных форм и видов энергосберегающей и безотходной технологии транспорта природных газов. В частности, при разработке методов повышения эффективности эксплуатации ГТУ как основного вида энергопривода компрессорных станций и основного потребителя газа на КС необходим подробный анализ статей расхода получаемой в камере сгорания теплоты, которая расходуется на выработку полезной мощности, работу вспомогательного оборудования, потери и т.д. Снижение потерь теплоты до возможного минимума и тем самым увеличение общего к.п.д. использования теплоты ГТУ и составляет задачу повышения экономичности использования ГТУ на газопроводах.

Каждый килограмм топливного газа, поступающего в камеру сгорания ГТУ, при полном окислении кислородом воздуха выделяет теплоту в количестве, соответствующем теплоте сгорания элементов его рабочего состава (углерода, водорода, серы).

Для B кг топливного газа, вводимого в камеру ГТУ, полная вырабатываемая теплота составит

$$Q = B Q_{\text{н.р}}, \quad (6.1)$$

где $Q_{н.р}$ — низшая теплота сгорания топлива, которая представляет собой количество теплоты, выделяющейся при полном сгорании единицы количества (кг) топлива с образованием CO_2 , H_2O в парообразном состоянии и SO_2 . При подсчете низшей теплоты сгорания всегда учитывается расход теплоты на испарение влаги топлива. Следовательно, баланс теплоты ГТУ, отнесенный к 1 кг сжигаемого в камере сгорания топливного газа, можно выразить следующим равенством:

$$q = q_1 + q_2 + q_3 + q_4 + q_5 + q_6 + q_7 + q_8 + q_9 = \sum_{i=1}^{i=9} q_i, \quad (6.2)$$

где q_1 — полезно используемая теплота, преобразуемая в механическую работу на валу машины; q_2 — теплота, безвозвратно уходящая из установки с продуктами сгорания топлива; q_3 — потери теплоты от химической неполноты сгорания топлива; q_4 — потери теплоты топлива, эквивалентные потере кинетической энергии уходящих из турбины газов; q_5 — потери теплоты топлива, эквивалентные суммарным механическим потерям на трение и утечки воздуха через неплотности установки (включая неплотности регенератора); q_6 — потери теплоты, эквивалентные увеличению затрачиваемой работы на привод осевого компрессора при включении системы подогрева воздуха на входе в ГТУ; q_7 — потери теплоты всеми элементами поверхности установки в окружающую среду за счет конвективного и лучистого теплообмена; q_8 — потери теплоты на нагрев масла в подшипниках и охлаждение его водой или воздухом в системе масляного охлаждения; q_9 — потери теплоты от неуставившегося теплового состояния ГТУ в условиях пусковых и переходных режимов работы и идущие на прогрев корпуса, регенератора, систем и обвязки ГТУ (при выходе ГТУ на рабочий режим величина q_9 становится равной нулю).

Анализ работы современных ГТУ как отечественного, так и зарубежного производства позволяет оценить составляющие уравнения теплового баланса ГТУ (6.2) следующими величинами.

Полезно используемая теплота топливного газа q_1 в современных ГТУ составляет 22–24 % для безрегенеративных ГТУ и 26–28 % для регенеративных. В перспективе с повышением параметров цикла ГТУ использование усложненных схем регенерации теплоты отходящих газов эта величина может достичь 32–38 %.

Потери теплоты ГТУ с уходящими газами q_2 зависят от ряда факторов: основных параметров цикла ГТУ, тепловой схемы, технического состояния установки, загрузки ГТУ в процессе эксплуатации и параметров атмосферного воздуха. Потери теплоты с уходящими газами обычно составляют 60–70 % от теплоты сжигаемого в ГТУ топлива, а если учитывать возможную конденсацию водяных паров продуктов сгорания в условиях глубокой утилизации теплоты, то потери могут достигать 75 % от теплоты сжигаемого в ГТУ топливного газа.

Потери теплоты от химической неполноты сгорания топлива q_3 могут быть определены по данным газового анализа продуктов сгорания. В зависимости от конструкции камер сгорания и организации процесса горения топлива эти потери составляют 1,2–1,7 %.

Потери теплоты, эквивалентные потере кинетической энергии уходящих газов q_4 (принимая во внимание наличие диффузоров за турбиной и установку утилизационных устройств), составляют 0,2–0,3 %.

Суммарные механические потери q_5 с учетом герметичности и эксплуатационного состояния ГТУ можно оценить в 2–2,5 %.

Потери теплоты, эквивалентные увеличению затрачиваемой работы на привод компрессора ГТУ, при включении системы подогрева циклового воздуха q_6 зависят от параметров атмосферного воздуха — температуры и влажности. Во избежание образования льда на входном направляющем аппарате осевого компрессора, как правило, включается система подогрева воздуха, что ведет к повышению температуры воздуха на входе осевого компрессора и, как следствие, к снижению располагаемой мощности ГТУ и увеличению расхода теплоты примерно на 2–4 % относительно возможной мощности при температуре окружающей среды. Эту составляющую баланса, естественно, следует учитывать только при работе системы подогрева циклового воздуха.

Потери теплоты в окружающую среду от конвективного и лучистого теплообмена с поверхности ГТУ q_7 также зависят от температуры окружающего воздуха, конструкции ГТУ и размера цеха, режима эксплуатации и составляют примерно 0,5–0,8 %.

На нагрев масла в подшипниках и охлаждение его q_8 расходуется примерно 0,4–0,5 % теплоты.

Потери от неустановившегося теплового состояния ГТУ q_9 определить экспериментально трудно, так как испытания проводятся обычно в условиях установившегося режима работы аппарата. Кроме того, эта величина во многом зависит от конструкции, теплофизических свойств и наличия теплоизоляции, температуры окружающего воздуха, из-за чего аналитическая оценка этой величины также затруднена.

Из анализа величин, составляющих баланс теплоты по ГТУ, следует, что для повышения эффективности использования теплоты в ГТУ необходимо увеличивать прежде всего полезно используемую теплоту, преобразуемую в механическую работу на валу машины q_1 , и снижать теплоту, теряемую с уходящими продуктами сгорания q_2 . Кроме этого, необходимо обратить внимание на составляющую потерь теплоты от химической неполноты сгорания топлива q_3 , которая в общем балансе хотя и невелика, но во многом влияет на техническое состояние камеры сгорания и турбины высокого давления, состояние окружающей среды. Дело в том, что при недожоге топлива происходят явления, имеющие негативное влияние не только на микроклимат вокруг КС, но на состояние ГТУ в целом. К этим явлениям относятся: закоксовывание перфорации горелок, отчего неполнота сгорания топлива

еще больше возрастает; догорание газа перед турбиной, что приводит к неравномерности температурных полей перед лопатками турбины и как следствие — термическим перекосам диска и лопаточного аппарата ТВД; пульсационному нестабильному горению, что приводит к прогару жаровой трубы камеры сгорания и механическому расширению ее обечаек.

Одним из решений этой проблемы может быть подогрев топливного газа перед поступлением его в камеру сгорания, что практически полностью снимает многие негативные явления, возникающие при работе на "холодном" газе.

Остальные составляющие теплового баланса ввиду их малости по отношению к основным затратам теплоты не представляют большого практического интереса. Экономия расходуемого на газопроводах технологического природного газа и основана на анализе затрат газа при его компримировании.

Основной статьей расхода газа на газопроводе является его расход как топлива, непосредственно сжигаемого в камерах сгорания ГТУ. Этот расход топливного газа определяется следующими основными параметрами: производительностью и соотношением давлений сжатия компрессорной станции, давлением, температурой и составом перекачиваемого газа на входе в КС; типом и схемой соединения установленного на КС газоперекачивающего оборудования; параметрами атмосферного воздуха; техническим состоянием агрегатов, утечками газа непосредственно из топливного коллектора.

В общем случае расход топливного газа можно выразить соотношением

$$B = \frac{W_{1,2}}{Q_{н.р} \eta_e \eta_{пол}} k_B \sqrt{\frac{T_a}{T_{а0}} \frac{p_a}{p_{а0}}}, \quad (6.3)$$

где $W_{1,2}$ — потенциальная работа сжатия, затрачиваемая на компримирование газа, обеспечение необходимой производительности и соотношения давлений сжатия по нагнетателям; $Q_{н.р}$ — низшая рабочая теплота сгорания топливного газа; $\eta_e, \eta_{пол}$ — эффективный к.п.д. ГТУ и политропный к.п.д. ЦБН, учитывающий технический уровень ГТУ и ЦБН; k_B — коэффициент, учитывающий перерасход топливного газа из-за ухудшения технического состояния ГТУ ($k_B > 1$).

Потенциальная работа сжатия также зависит от технического состояния ЦБН, что проявляется в уменьшении возможного соотношения давлений сжатия и политропного к.п.д. нагнетателей:

$$W_{1,2} = z_1 R T_1 \frac{k}{k-1} \left[\left(\epsilon^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) \right] Q, \quad (6.4)$$

где ϵ — соотношения давлений сжатия по КС; z_1, T_1 — фактор сжима-

емости и температуры газа на входе в КС, $z = f(p_1, t_1)$; R — характеристическая газовая постоянная компримируемого газа.

В ряде случаев производительность КС по технологическому газу может быть выше пропускной способности газопровода $Q_{КС} \geq Q_{МП}$ из-за рециркуляции газа вследствие неплотностей кранов 3, 3 бис, 6, 6р, 30 и байпасирования через кран 6р при необходимости ухода от помпажа. Перерасход топлива при этом можно оценить в среднем по отрасли в 1,5–2 % от общего расхода (10–12 % от транспортируемого газа).

Кроме этого на перерасход топливного газа оказывает влияние и повышение гидравлических сопротивлений в технологических аппаратах и коммуникациях, что может быть приблизительно оценено в 1 % от перерасхода топливного газа на каждые 0,015 МПа потерь давления.

В общем случае влияние различных параметров и условий эксплуатации на расход топливного газа можно оценивать следующими цифрами (в % к общему расходу топливного газа): ухудшение технического состояния ГТУ — 5–10 (для старых агрегатов ГТК-6, ГТ-700-5, ГТ-6-750, ГТ-750-6 — 10–15); недозагрузка ГПА — 5–10; подогрев циклового воздуха — ГПА-10 — 2–3, ГТК-10 — 4–5, ГТК-10И — 1; потери в топливных коллекторах — 0,5–1; ухудшение технического состояния ЦБН — 4–6; трехступенчатое сжатие — до 10; работа на больших объемных расходах перекачиваемого газа — до 20; отклонение от оптимальных режимов — 5.

Расход газа на эксплуатацию и обслуживание технологических аппаратов в основном состоит из газа, идущего на продувку пылеуловителей (85–95 %), что зависит во многом от кондиционности технологического газа и определяется частотой, продолжительностью и схемой продувок пылеуловителей. Кроме того, эта статья расхода включает газ, выпускаемый из аппаратов, установок, коллекторов при их отключении или вскрытии для осмотра, очистки, смены фильтрующих элементов и т.д.; десорбция газа при периодической регенерации осушителей газа, на продувку и настройку предохранительных клапанов и регуляторов. Основной перерасход газа (на 10–15 %) происходит из-за неоптимальной частоты, продолжительности и схемы продувки пылеуловителей.

6.2. Нормирование энергозатрат на КС при трубопроводном транспорте природных газов

Цель нормирования в самом общем случае — рациональное использование на КС расходуемого топлива. В силу того, что основной статьей расхода на компрессорных станциях является расход топливного газа (75–85 %), нормированию прежде всего и должен быть под-

вергнут расход топливного газа для газотурбинных ГПА. В настоящее время существует следующий подход к нормированию топливного газа, основанный на использовании среднестатистических данных о работе компрессорных станций. При таком подходе в первую очередь определяется потенциальная работа сжатия, которую необходимо затратить на КС для компримирования запланированных объемов газа, и затем эта величина умножается на индивидуальную, предварительно установленную норму расхода топливного газа для каждого конкретного типа ГПА. Полученный результат умножается на ряд коэффициентов, которые корректируют применительно к фактическим условиям работы ГПА индивидуальную норму расхода газа, полученную по результатам испытания агрегатов определенного типа для "эталонных" условий эксплуатации:

$$Q_{т.г} = H_{сг}^{т.г} W_{1,2} \sum_{i=1}^{i=n} k_i, \quad (6.5)$$

где $Q_{т.г}$ — ожидаемый расход топливного газа по КС; $H_{сг}^{т.г}$ — индивидуальная норма расхода топливного газа по ГПА; k_i — поправочные коэффициенты, оценивающие фактическое техническое состояние агрегата, атмосферные условия, добавочные затраты при использовании на КС котлов-утилизаторов, применение трехступенчатого сжатия на КС и т.д.; $W_{1,2}$ — потенциальная работа сжатия газа в нагнетателях КС, определяемая по соотношению (6.4).

Недостаток данного подхода к определению расхода топливного газа состоит прежде всего в недостаточной точности получаемых результатов. Например, если оценить в среднем погрешность каждого сомножителя выражения (6.5) в 1 %, что при используемых на КС приборах вполне вероятно, то суммарная погрешность составит 8–10 %, в зависимости от числа учитываемых в методике коэффициентов k_i . Следовательно, такой подход к определению расхода топливного газа на КС может привести к необъективности в оценке деятельности различных компрессорных станций, газопроводов и объединений. Одни из них могут "экономить" топливный газ без прилагания существенных усилий для этого, а другим может быть сразу как бы "запланирован" перерасход газа по независимым от обслуживающего персонала причинам. Кроме того, при описанном подходе к расчету норм расхода топливного газа за коэффициентами, корректирующими индивидуальную норму расхода, теряется физическая природа самого процесса сжатия газа на КС. При отклонении фактического расхода топливного газа от нормируемых величин нет возможности без специального анализа понять, из-за чего произошло отклонение и что необходимо предпринять в дальнейшем для выполнения установленных норм расхода топливного газа по КС. При использовании на КС разнотипных агрегатов определение суммарных норм расхода газа приводит к существенным затратам времени и к увеличению ошибок в конечных расчетах.

Принципиально отличным от описанного выше следует считать подход к нормированию топливного газа на КС по фактическим режимным данным компрессорной станции и ее агрегатов.

При таком подходе к нормированию расхода топливного газа на КС необходимо учитывать:

фактическую подачу и степень сжатия компрессорного цеха или КС в целом, которые обеспечиваются определенной схемой соединения ГПА и частотой вращения их силовых валов (т.е. фактической нагрузкой ГПА);

фактическое техническое состояние ГТУ и ЦБН;

фактические внешние условия эксплуатации – температуру и давление атмосферного воздуха.

Давление атмосферного воздуха необходимо учитывать при расчетах расхода топливного газа, пожалуй, в первую очередь. Дело в том, что, как показывает анализ, влияние ошибки в изменении наружного давления p_a на погрешность в определении расхода топливного газа проявляется сильнее, чем ошибка при измерении температуры окружающего воздуха. Так, если ошибка в определении температуры наружного воздуха t_a равна $\pm 5\%$, то это приведет к погрешности в определении расхода топливного газа в $\approx 0,75\%$; такая же ошибка при определении давления p_a приводит уже к погрешности $1,5\%$ и может достигать величины $2-2,5\%$.

При составлении норм расхода топливного газа на перспективу процедуру нормирования целесообразно рассматривать в два этапа. На первом этапе необходимо составить нормы по планируемому объему транспортируемого газа и режиму работы оборудования с учетом среднестатистических данных по атмосферным условиям за прошедшие годы, принимая их исходные расчетные данные.

На втором этапе осуществляется проверка рациональности расхода топливных ресурсов на КС по фактическим данным. Здесь, с одной стороны, осуществляется как бы коррекция ранее рассчитанных норм по реальным фактическим данным, а с другой, – проверяется эффективность режима работы газоперекачивающего оборудования, т.е. при режимном нормировании имеется возможность оценить эффективность работы ГПА.

Последовательность расчетов при режимном нормировании такова. Предварительно строят характеристики компрессорного цеха по всем возможным схемам соединения ЦБН (см. рис. 1.14) по соотношениям (1.43) для всех возможных схем соединения ГПА с их "разверткой" по частоте вращения силовых валов. Для повышения точности расчетов необходимо в характеристиках учитывать их сдвиг при ухудшении технического состояния агрегатов. По подаче и соотношению давлений сжатия компрессорного цеха определяется рабочая точка (рис. 6.1, точка А). Режим работы агрегатов в точке А может быть осуществлен по различной схеме их соединения (см. рис. 1.14). Оптимальная схема соединения агрегатов по условию $(BQ_{np})_{np} =$

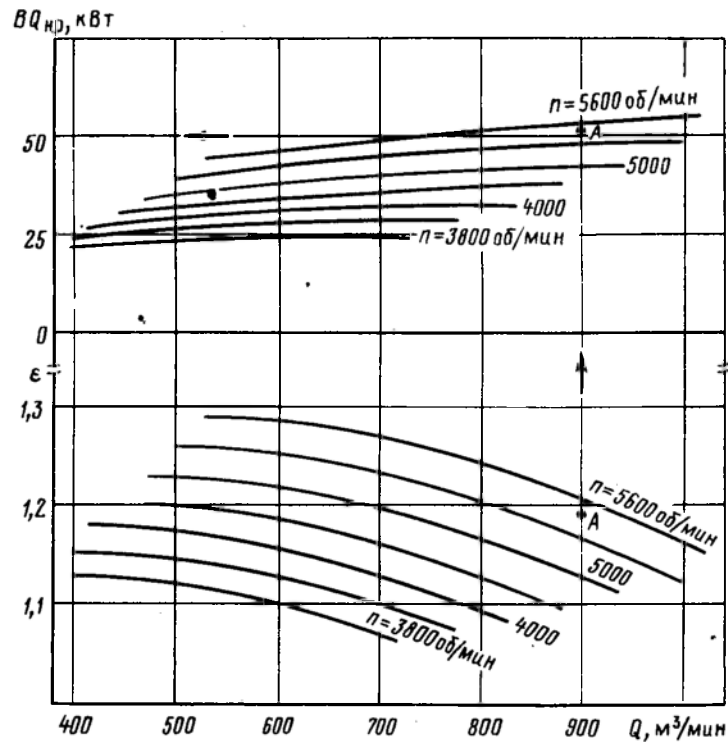


Рис. 6.1. Поле возможных режимов работы агрегатов и оптимальный расход топлива в зависимости от производительности КС

$= \min$ находится после определения средней частоты вращения лес ЦБН для тех схем, которым соответствует рабочая точка в п возможных режимов работы. По подаче и средней частоте вращения находят точку A' и определяют расход теплоты. Расчетный режим работы и схема соединения агрегатов на КС будут определены по уравнению $(BQ_{н.р})_{пр} = \min$. Фактический расход топливного газа определяется с учетом состава компримируемого газа и условий наружного воздуха:

$$B = (BQ_{н.р})_{пр} \frac{1}{Q_{н.р}} \sqrt{\frac{T_a}{T_{a0}}} \frac{p_a}{p_{a0}} \quad (6)$$

Естественно, что для условий работы КС должна быть рекомендована та схема, для которой получается меньшее значение $(BQ_{н.р})$ и B .

Постепенное нормирование по фактическим данным о режимах работы КС позволяет составлять научнообоснованные нормы расх

топливного газа по станции и, что наиболее важно, помогает проследить, где и из-за чего происходит перерасход топливного газа.

Расход топливного газа на КС зависит главным образом от следующих факторов: типа ГТУ и ЦБН; схемы соединения ГПА; внешних атмосферных условий; загрузки нагнетателей; технического состояния ЦБН и ГТУ. Все эти факторы можно свести к двум: режиму работы компрессорного цеха и техническому состоянию самих агрегатов.

Если при нормировании топливного газа учитывать фактические режимные данные и реальное техническое состояние агрегатов, то нормами будет не что иное, как расчетная величина расхода топливного газа, определенная с той или иной степенью погрешности, т.е. ни сэкономить, ни перерасходовать топливо при определенном режиме и существующем техническом состоянии агрегатов нельзя. Отклонение от "норм" может быть либо за счет изменения режима, либо за счет изменения технического состояния агрегатов, что и в первом, и во втором случаях может быть учтено расчетным путем.

Таким образом, существующее нормирование топливного газа может быть сведено к нормированию технического состояния и режима работы ГПА на КС. Критерием может служить в этом случае минимальный расход топливного газа по компрессорной станции.

6.3. Пути и способы утилизации теплоты отходящих газов ГТУ на компрессорных станциях

Анализ составляющих уравнения теплового баланса (6.2) показывает, что использование теплоты отходящих газов — вполне реальная и экономически выгодная задача. Сопоставление этих потерь с другими составляющими уравнения теплового баланса показывает, что потери теплоты с отходящими из турбины газами эквивалентны многим тоннам условного топлива в год. И, кроме того, именно эта составляющая уравнения (6.2) наиболее просто и относительно легко может быть реализована в условиях эксплуатации ГТУ на газопроводах.

Основными направлениями рационального использования теплоты отходящих газов можно считать следующие:

- получение горячей воды и пара для теплофикации и горячего водоснабжения компрессорной станции и прилегающего поселка, обогрева теплиц с использованием 7–15 % теплоты отходящих газов;

- производство электроэнергии для нужд КС и создания дополнительных электроприводных агрегатов с использованием 20–25 % располагаемой теплоты отходящих газов;

- охлаждение транспортируемого газа с использованием 25–30 % теплоты отходящих газов.

Практически в теплообменных утилизационных устройствах ГТУ

можно использовать не все возможное количество теплоты уходящих газов Q_2 , а только часть его Q'_2 , определяемую минимально допустимой разностью температур между температурой уходящих газов и температурой холодного теплоносителя. Действительно, теоретически температура уходящих газов в утилизационных устройствах могла бы снижаться до начальной температуры холодного теплоносителя. Однако при этом хвостовые поверхности будут работать при очень малом температурном теплоперепаде, что потребует больших капиталовложений на их изготовление. Кроме того, при определении конечной температуры уходящих газов приходится считаться с точкой росы водяных паров в уходящих газах, которая зависит от состава топлива, количества водорода и водяных паров, входящих в элементарный состав. Для природного газа она находится на уровне 50 °С. Так как разность между горячим и холодным теплоносителем в утилизационных устройствах обычно не бывает меньше 50 °С, температуру уходящих газов в лучшем случае можно было бы принять равной 100–110 °С. Однако исчерпывающей методики для определения температуры уходящих газов пока нет. Считается, что температура уходящих газов должна быть не ниже 120 °С.

В тех случаях, когда в установке предусмотрено получение бессолевого водяного конденсата из продуктов сгорания топливного газа, температура уходящих газов должна быть ниже 120 °С и количество полезно используемой теплоты будет несколько больше.

Данные рис. 6.2 характеризуют значение располагаемой теплоты уходящих газов для различных типов ГТУ. Во всех случаях охлаждение уходящих газов осуществляется до 120 °С, т.е. возможность получения бессолевого конденсата здесь не предусматривается.

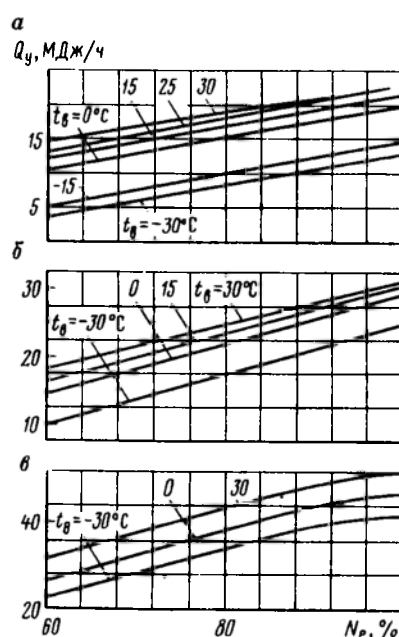
В условиях осенне-летней эксплуатации ГТУ, когда температура наружного воздуха может меняться от 0 до 30 °С, изменение режима работы агрегатов не оказывает существенного влияния на располагаемую теплоту отходящих газов, так как температуру газов перед турбиной можно поддерживать постоянной.

При зимней эксплуатации, особенно в условиях северных газопроводов, когда температура наружного воздуха может быть значительно ниже 0 °С, температура газов перед турбиной будет ограничена из-за ограничения мощности ГТУ, что приведет к некоторому снижению количества располагаемой теплоты (до 70–85 % от номинального). Изменение нагрузки ГТУ практически прямо пропорционально меняет значение располагаемой теплоты отходящих газов.

В установках без регенерации теплоты отходящих газов (ГТ-6-750) располагаемое количество теплоты без утилизации в 1,3–1,4 раза больше, чем у регенеративных ГТУ.

Примеры рационального использования теплоты отходящих газов ГТУ известны на ряде предприятий нашей страны и за рубежом. Следует отметить, что задача использования теплоты отходящих газов ГТУ на КС практически сводится к решению двух частных задач: во-первых,

Рис. 6.2. Зависимость располагаемой теплоты уходящих газов ГТУ Q_y от режима работы установки при различной температуре наружного воздуха $t_{\text{в}}$:
 а — ГТ-700-5; б — ГТ-750-6; в — ГТК-10



к определению внешнего постоянного и надежного потребителя утилизируемой теплоты и, во-вторых, к определению характеристик ГТУ при установке утилизационных устройств на пути отходящих из турбины газов.

Одним из возможных и рациональных вариантов утилизации теплоты уходящих газов ГТУ на КС может быть схема, предусматривающая комбинированную выработку горячей воды и пара в котлах-утилизаторах.

На рис. 6.3 показана одна из возможных принципиальных схем котла-утилизатора для выработки пара и горячей воды при использовании теплоты отходящих газов. В состав котла-утилизатора входит шесть секций — по три секции на каждом газоходе ГТУ. При работе котла-утилизатора в режиме парогенератора (с получением сухого насыщенного пара) секция 2 выполняет роль экономайзера, а в остальных пяти секциях 3 осуществляется процесс парообразования. Питательная вода, подаваемая насосом 1, через кран 6 и далее через секцию 2, где она несколько подогревается, поступает через кран 9 в барабан 5. Циркуляционный насос 4 подает пароводяную смесь через кран 13 параллельно в две левые секции, откуда пароводяная смесь через кран 12 поступает параллельно в три правые секции, после чего через кран 14 пароводяная смесь снова попадает в барабан 5. При работе котла-утилизатора в отопительном режиме может быть осуществлено следующее включение элементов схем. Насос системы горячего

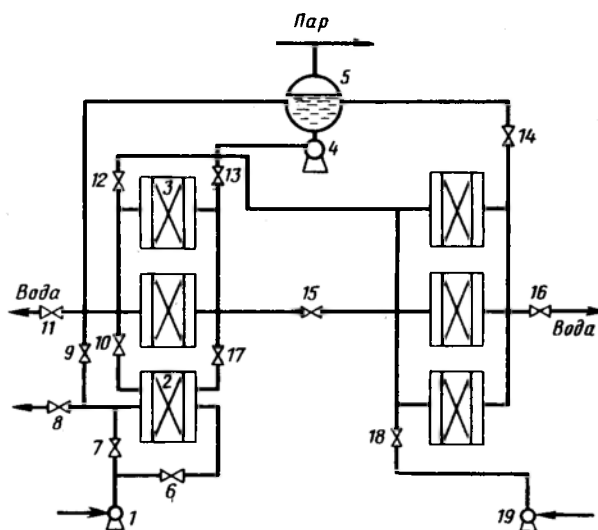


Рис. 6.3. Схема котла-утилизатора для выработки пара или горячей воды при использовании теплоты отходящих газов ГТУ:

1 – питательный насос; 2 – секция утилизатора (экономайзер); 3 – секция утилизатора; 4 – циркуляционный насос; 5 – барабан; 6 – 18 – задвижки; 19 – насос системы отопления

водоснабжения 19 подает обратную воду через кран 18 и далее краны 15 и 17 параллельно во все шесть секций утилизаторов. Подогретая вода отбирается при открытии кранов 11 и 16.

Для оценки эффективности использования теплоты отходящих газов для подогрева воды и получения пара с одновременной оценкой экономичности работы ГТУ целесообразно использовать два показателя – один для определения к.п.д. ГТУ $\eta_{ГТУ}$, другой – для оценки утилизированной теплоты $\eta_{утил}$:

$$\eta_{ГТУ} = \frac{N_e}{B Q_{нр}} ; \quad (6.7)$$

$$\eta_{утил} = \frac{Q_{потр}}{B Q_{нр}} , \quad (6.8)$$

где $Q_{потр}$ – количество теплоты, утилизированной на КС; $B Q_{нр}$ – количество теплоты, подведенной к камере сгорания.

При этом первый показатель характеризует совершенство турбоагрегата как преобразователя теплоты в механическую работу; второй – отражает наличие системы утилизации и степень развития.

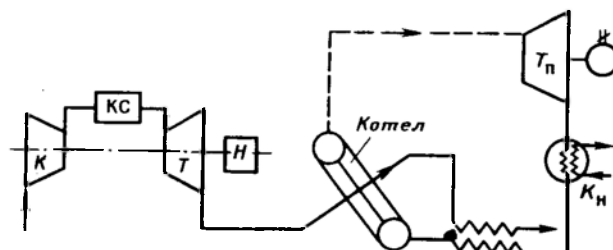


Рис. 6.4. Принципиальная схема ГТУ с использованием теплоты уходящих газов для выработки электроэнергии в паротурбинной установке:
 K – осевой компрессор; $КС$ – камера сгорания; T – турбина; H – нагнетатель;
 $T_{п}$ – паровая турбина; $K_{н}$ – конденсатор

Одним из перспективных способов утилизации теплоты является форсирование мощности и улучшение экономичности газотурбинной установки путем наддува компрессора ГТУ вентилятором с электроприводом, работающим от утилизационной установки, впрыском пара, полученного в котле-утилизаторе, в камеру сгорания с целью форсирования мощности агрегата или охлаждения циклового воздуха в абсорбционной установке, использующей теплоту выхлопных газов.

Принципиальная схема ГТУ с утилизацией теплоты в целях выработки дополнительной мощности показана на рис. 6.4. Установка состоит из двух контуров: собственно ГТУ и контура утилизации теплоты. Подобная установка позволяет получить дополнительно 20-30 % мощности от номинальной мощности ГТУ. По этой схеме горячие газы после турбины поступают в топку котла, где при давлении близком к атмосферному, сжигается дополнительное количество топлива за счет имеющегося большого избытка воздуха в отходящих из турбины продуктах сгорания. В топке котла температура повышается и полученная теплота высокого потенциала используется для получения пара в котле, который поступает в конденсационную паровую турбину.

Коэффициент полезного действия объединенной установки получается более высоким, чем у паросиловых установок в ГТУ, отделенных, за счет термодинамической надстройки парового цикла более высокотемпературным газовым, а также благодаря уменьшению удельных потерь теплоты с уходящими газами.

Передача отработанной теплоты газового цикла паровому осуществляется путем подогрева, а иногда и частичного испарения питательной воды парогенераторов выхлопными газами ГТУ.

К.п.д. таких установок определяется уравнением

$$\eta_e = \frac{N_{ГТУ} + N_{п.т.}}{Q}, \quad (6.9)$$

где $N_{ГТУ}$ — мощность, выработанная в ГТУ; $N_{п.т}$ — мощность, полученная на валу паровой турбины; Q — суммарный расход теплоты топлива в комбинированной установке.

Все это, естественно, не исключает возможность широкой утилизации теплоты за счет установки различных утилизаторов с целью получения пара либо горячей воды на нужды КС.

В настоящее время на компрессорных станциях наибольшее распространение получило использование утилизаторов для горячей воды. Утилизаторы обычно устанавливают в выхлопных газоходах ГТУ. Теплота, которая в утилизационном теплообменнике передается от продуктов сгорания к воде, циркулирующей в трубках утилизатора, используется в системе отопления сооружений промплощадок, жилпоселков, а также для обогрева теплиц. Секции утилизационных теплообменников обычно устанавливают в одном или двух газоходах агрегата. На водяных трубопроводах утилизаторов устанавливают отключающую, предохранительную и дренажную арматуру. Предусматривается также установка манометров и термометров для измерения давления и температуры циркуляционной воды.

При включении утилизаторов в работу на работающем агрегате необходимо постепенным открытием задвижки на входе воды в утилизатор выпеснить из секции воздух и образующийся пар через дренажную задвижку, расположенную на выходе утилизатора, после чего, закрывая дренажную задвижку, необходимо постепенно открыть выходящую задвижку из утилизатора. Одновременно необходимо открыть полностью входную задвижку и открыть шиберы на секциях утилизатора для подачи продуктов сгорания, прикрыть шиберы на газоходе к дымовой трубе. При использовании утилизационных устройств необходимо строго следить за соблюдением последовательности переключения шиберов за ТНД с целью недопущения работы ГТУ на закрытый выхлоп, что неминуемо приведет к помпажу агрегата.

В зимнее время утилизаторы включаются в работу только после запуска турбоагрегатов. Отсутствие перепада температур воды на утилизаторе свидетельствует о парообразовании, а при условии подачи необходимого количества воды — о недостаточной его продувке, что вызывает необходимость дополнительного ее проведения.

При отключении утилизатора полностью открывается шибер над заслонкой на газоходе к дымовой трубе и закрываются заслонки на секциях утилизаторов. Одновременно перекрываются задвижки на входе и выходе воды. Ремонт утилизаторов осуществляется в период остановки агрегата на ремонт и обслуживание.

6.4. Вспомогательные службы компрессорной станции – электропитание, маслоснабжение, автоматизация и телемеханизация

Бесперебойная работа компрессорной станции в значительной степени зависит от надежной работы вспомогательных служб КС, призванных обслуживать работу силовых газоперекачивающих агрегатов. К их числу относится электропитание, маслоснабжение, водоснабжение КС, система автоматизации работы станции с ее службами и т.д. Компрессорные станции магистральных газопроводов в целом отнесены к потребителям электроэнергии первой категории.

Электроприемники первой категории – это установки и агрегаты, перерыв электропитания для которых может повлечь за собой опасность для жизни людей, значительный ущерб народному хозяйству, повреждение дорогостоящего оборудования, массовый брак продукции, расстройство технологического процесса, нарушение функционирования особо важных элементов коммунального хозяйства.

Для газотурбинных КС в группе электроприемников первой категории выделяются особо ответственные, длительный перерыв питания которых вызывает опасность аварийной остановки ГПА, что в отличие от нормальной остановки приводит к сокращению срока службы турбины из-за резкого нарушения температурного режима проточной части, а также те, которые обеспечивают остановку ГПА без повреждений (при полном исчезновении основного питания). К особо ответственным электроприемникам относятся: маслоснасосы уплотнений, вентиляторы охлаждения масла, циркуляционные насосы, освещение, КИП и А, аварийная вентиляция и пожарные насосы.

Электроприемники первой категории должны обеспечиваться электроэнергией от двух независимых, взаимно резервирующих источников питания и перерыв их электропитания (при выходе из строя одного источника) может быть допущен лишь на время автоматического восстановления питания.

Для электропитания особой группы электроприемников первой категории должно предусматриваться дополнительное питание от третьего резервирующего источника питания, в качестве которого могут быть использованы аварийные автоматизированные электростанции, специальные агрегаты (например, инверторы или мотор-генераторы для КИП и А), аккумуляторные батареи и т.п.

Для нормальной работы электроприемников необходимо выполнять требования, предъявляемые к качеству электроэнергии. Основными показателями качества электроэнергии у приемников при питании их трехфазным током являются: отклонения напряжения и частоты; колебания напряжения и частоты; несинусоидальность формы кривой напряжения; несимметрия напряжений основной частоты.

При снижении напряжения уменьшаются пусковой и максимальный моменты электродвигателей, возрастает ток асинхронных двига-

телей (а, значит, и электроустановок), увеличивается нагрев всех элементов электроустановок, резко уменьшается световой поток ламп электроосвещения.

Превышение номинального напряжения приводит к возрастанию потерь в стали трансформаторов, электродвигателей и магнитных пускателей, увеличению степени их нагрева, старению изоляции электрических машин и аппаратов, сокращению срока службы осветительных электроламп. Отклонение напряжения по росту допускается в следующих пределах: от -5 до $+10$ % — для электродвигателей производственных механизмов; от $-2,5$ до $+5$ % — для ламп освещения; ± 5 % — для остальных электроприемников. В послеаварийных режимах допускается дополнительное понижение напряжения на 5 %.

При снижении частоты против номинальной (50 Гц) уменьшается частота вращения электродвигателей, а значит, и частота вращения приводных механизмов, уменьшая их производительность. При этом возрастает ток и увеличивается нагрев. Поэтому отклонение частоты в электросети не должно превышать $\pm 0,1$ Гц.

Несинусоидальность (искажение высшими гармониками) формы кривой вызывает дополнительные потери активной мощности в элементах системы электроснабжения, увеличивает погрешность электроизмерительных приборов (например, электросчетчиков), ведет к перегрузке электродвигателей и, особенно, статических конденсаторов. Эквивалентное действующее значение высших гармоник напряжения не должно превышать 5 % от действующего напряжения основной частоты на зажимах любого электроприемника.

Несимметрия напряжений и токов трехфазной системы приводит к повышенному нагреву, вибрации электрических машин, ухудшению работы многофазных вентильных выпрямителей и системы управления тиристорными преобразователями.

Большинство повреждений в электрических системах приводит к коротким замыканиям фаз между собой или на землю. В обмотках электрических машин и трансформаторов, кроме того, бывают замыкания между витками одной фазы. Основными причинами повреждений являются: нарушения изоляции, вызванные ее старением, перенапряжениями и механическими повреждениями (обрыв проводов, наброс на провода и т.п.), ошибки оперативного персонала при операциях.

Короткие замыкания (КЗ) — наиболее опасный и тяжелый вид повреждений. При КЗ в цепях от электростанций до места КЗ возникает большой ток короткого замыкания (зависит от мощности генераторов и трансформаторов, а также от площади сечения проводов и кабелей — чем они больше, тем больше и ток КЗ) и снижение напряжения во всех точках сети (чем ближе к месту КЗ, тем больше снижение).

Основными, наиболее надежными и экономичными источниками питания электроэнергией объектов транспортировки, хранения и распределения газа являются энергосистемы Минэнерго (внешние источ-

ники). Собственные электростанции сооружаются при значительной удаленности КС от сетей энергосистем или малой надежности последних.

Мощность и напряжение подстанций, питающих непосредственно эти объекты (в основном компрессорные станции), зависит от многих причин (установленная мощность токоприемников, их удаленность от районных и местных электросетей энергосистемы, перспектив развития КС и района, в котором она расположена, и т.п.) и определяется техническими условиями энергосистемы.

В зависимости от месторасположения газотурбинных КС, наличия и надежности внешних источников питания на КС применяются следующие основные виды электроснабжения:

КС питается от двух взаиморезервирующих линий (воздушных, кабельных или смешанных), проложенных от внешнего, достаточно надежного источника, а каждый компрессорный цех имеет автоматизированную аварийную электростанцию (ААЭС) мощностью 400–630 кВт;

на КС приходится лишь одна линия от местной тупиковой подстанции энергосистемы и имеется собственная электростанция, а в каждом цехе — автоматизированная аварийная электростанция. Собственная электростанция может служить как в качестве основного источника, так и в качестве резерва, если ввод от системы является надежным основным источником питания. При этом на местной электростанции, как правило, должны устанавливаться четыре агрегата (два из которых могут быть в работе, третий в резерве, а четвертый в ремонте);

компрессорная станция питается только от собственной электростанции, а каждый цех имеет свою ААЭС. Число агрегатов на электростанции должно быть не менее четырех, а мощность их определяется электрической нагрузкой КС.

Схемы КС и электрооборудования должны отвечать условиям надежности и ремонтпригодности, должны обеспечивать самозапуск электродвигателей токоприемников первой категории и особо важных, а также безаварийную остановку ГПА при исчезновении напряжения переменного тока.

Схема электроснабжения КС должна иметь две независимые подсистемы питания, что обеспечивается секционированием распределительных устройств всех напряжений (от 110–220 до 0,4 кВ) с отдельным режимом работы от источников до щитов потребителей.

Мощность аварийных дизель-генераторных агрегатов должна быть рассчитана на питание электроприемников, обеспечивающих длительную работу ГПА, а также электроосвещения, отопления, противопожарных и других систем. Эти аварийные дизель-генераторные установки должны иметь двухсуточный запас топлива, а в труднодоступных местах — десятисуточный.

При питании КС от собственной электростанции число и мощность

агрегатов определяются из условия обеспечения работы ГПА в случае аварии одного агрегата, и должен быть обеспечен постоянный ненагруженный и ремонтный резерв.

Мотор-генераторами собственных электростанций и аварийных дизель-генераторных установок на газотурбинных КС, сооруженных до 1965 г., являются агрегаты с газовым двигателем 6ГЧ 36/45 (четырёхтактный, 405 кВт, 375 об/мин). Генератор МСД-322-6/16 – синхронный, мощностью 410 кВт, напряжением 0,4 или 6,3 кВ, 375 об/мин.

На КС, сооруженных после 1965 г., обычно используются агрегаты с газовым двигателем 11ГД-100 (двигатель мощностью 1105 кВт, 750 об/мин). Генератор ГСД-1708-8 – синхронный, мощностью 1000 кВт, 750 об/мин, напряжением 6,3 кВ, с машинным возбуждением.

В настоящее время на газотурбинных КС с небольшим потреблением электроэнергии (число агрегатов до 10) часто применяют агрегаты Г-68 и ДГ-68 с газовым двигателем ГЧН 36/45 мощностью 950 кВт, 375 об/мин. Генератор СГД-15-16УВ мощностью 630 кВт, напряжением 0,4 или 6,3 кВ. Все двигатели указанных агрегатов запускаются сжатым воздухом.

Для многоцеховых газотурбинных КС (т.е. с относительно большим потреблением электроэнергии) применяются агрегаты ПАЭС-2500 с газотурбинным авиационным двигателем АИ-20. Все оборудование станции размещено в одном полуприцепе-фургоне, состоящем из двух отсеков. В первом отсеке установлены турбина, генератор СГС-14-100-6У2 (мощность 2500 кВт, напряжение 6,3 кВ, 1000 об/мин) и часть вспомогательного оборудования. Во втором размещены: распределитель 6 кВ, панель релейной защиты и автоматики и пульт управления.

Применяемые в ГПА масляные системы отличаются большим разнообразием. Однако все системы снабжены маслобаком той или иной конструкции, масляными насосами, фильтрами, системой водяного или воздушного охлаждения, различной арматурой. Система маслоснабжения обеспечивает смазку подшипников агрегата, подачу масла к концевым уплотнениям и реле осевого сдвига нагнетателя на рабочих режимах, а также в периоды пуска и остановки агрегата. Например, в установке ГТК-10-4 и ряде других ГТУ применяется единая циркуляционная система подвода масла к подшипникам и уплотнениям, что дает возможность использовать один маслобак, общие фильтры и маслоохладители для всей системы маслоснабжения. Применение общей системы снабжения маслом подшипников агрегата и уплотнений нагнетателя снижает затраты на обслуживание и ревизию маслосистемы, повышает ее эксплуатационную надежность.

Масло подается к подшипникам агрегата на рабочих режимах главным насосом центробежного типа. Масло, забираемое насосом из бака, редуцируется регулятором давления "после себя", охлаждается, фильт-

руется и с требуемым избыточным давлением поступает на смазку подшипников и к насосам уплотнений. Из линий смазки подшипников турбины осуществляется также подвод масла к импульсному насосу регулятора скорости — импеллеру. Отработанное масло из подшипников собирается в сливной коллектор и самотеком возвращается в маслобак.

Контроль за уровнем масла в маслобаке осуществляется дистанционно, а также местным указателем поплавкового типа. Заливка масла в бак обычно производится в "грязный" отсек.

Главный масляный насос центробежного типа, как правило, устанавливают непосредственно на валу турбины высокого давления. Непосредственный привод главного насоса от вала агрегата наиболее надежен, так как обеспечивает бесперебойную подачу масла независимо от внешних источников энергоснабжения. Однако центробежные насосы не обладают свойствами самовсасывания, если они расположены выше уровня маслобака. Для создания необходимого подпора на входе в рабочее колесо во всасывающем трубопроводе насоса устанавливается инжектор, к соплу которого подводится масло из нагнетателя того же насоса.

При пуске и остановке агрегата масло подается пусковым маслонасосом смазки, который размещается на верхней крышке рамы-маслобака. Достигнутый уровень автоматизации и надежности технологического оборудования позволяет эксплуатировать КС практически без постоянного обслуживающего персонала в машинных залах компрессорных цехов.

Техническая оснащенность действующих и строящихся КС системами и средствами автоматизации обеспечивает автоматическое управление ГПА и их защиту по основным технологическим параметрам, управление цеховым оборудованием, включая краны технологической обвязки и вспомогательные объекты, контроль уровня загазованности производственных помещений, управление установками пожаротушения, централизованный контроль состояния оборудования и параметров технологического процесса.

Газоперекачивающие агрегаты оснащаются, как правило, штатными системами автоматики, поставляемыми машиностроительными предприятиями комплектно с технологическим оборудованием.

Основными средствами агрегатной автоматики являются установка А-705-15, системы автоматизации ГПА с судовым и электрическим приводами типа "Компас" и "Электра", а также системы автоматизации ГПА с авиационным приводом. Широкое распространение получили также системы "Агат" и "Урал", поставляемые ВНПО "Союзгазавтоматика" на строящиеся и реконструируемые КС.

Установка А-705-15 представляет собой унифицированный комплекс технических средств для построения систем автоматизации практически всех типов ГПА. Отличительная особенность установки — возможность реализации программно-параметрического пуска и нормаль-

ного останова ГПА, вызывной контроль значений технологических параметров, вычисление ряда косвенных параметров, регистрация отклонений параметров от нормы.

Установка выполнена по блочному принципу с широким использованием современных электронных средств и герметизированных реле.

Системы "Компас", "Агат", "Урал" различных модификаций унифицированы по выполняемым функциям, принципам работы, составу устройств, схемным и конструктивным решениям и отличаются друг от друга только по числу однотипных элементов и принципиальной схеме, определяемой технологическими особенностями ГПА различных типов. В этих системах обеспечивается автономная работа ГП при отказах питания от сети переменного тока с надежным контролем и защитой по основным параметрам благодаря использованию единого напряжения постоянного тока для питания аппаратуры логической части и сигнализаторов защиты.

Для удобства эксплуатации, сокращения времени поиска и устранения неисправностей комплектно с системами агрегатной автоматики поставляется специальное сервисное устройство.

Система автоматизации электроприводных ГПА "Электра" обеспечивает необходимый объем функций управления, защиты и контроля агрегата. Система рассчитана на прямой или реактивный пуск приводного электродвигателя, применение различных типов возбудителей синхронного приводного электродвигателя, использование кривой обвязки центробежного нагнетателя по схеме основного ГП и по схеме резервного, пуск агрегата под давлением и без давления в полости нагнетателя.

По мере повышения уровня автоматизации и надежности технологического оборудования все большее значение придается реализации на цеховом уровне задачи автоматического регулирования и стабилизации режима работы компрессорных цехов путем поддержания заданного выходного давления изменением частоты вращения агрегата.

Предназначенные для решения этой задачи системы автоматического регулирования (САР) являются основным инструментом управления газотранспортной системой, обеспечивающим максимальную эффективность эксплуатации благодаря автоматическому поддержанию заданного оптимального режима работы компрессорных цехов, соблюдению необходимых ограничений по основным параметрам, увеличению среднего коэффициента загрузки ГПА, повышению производительности работы цехов. Функции автоматического регулирования режима работы компрессорных цехов реализованы в цехах газотурбинными агрегатами различных типов, в том числе с авиационными типа ГПА-Ц-6,3.

Дальнейшее повышение эффективности работы газотранспортных предприятий, совершенствование управления и обслуживания объектов транспорта в результате перевода КС на дистанционное и телеавт

матическое управление требуют непрерывного повышения уровня автоматизации и телемеханизации компрессорных станций, технического перевооружения отрасли в области автоматизации на основе создания принципиально новых, высоконадежных технических средств с широким использованием микропроцессорной техники.

В основу создания нового комплекса технических средств автоматизации и телемеханизации КС положены следующие основные принципы:

- обеспечение на КС полного объема информационных и управляющих функций с реализацией замкнутого контура контроля, управления и регулирования, способного работать в автоматическом режиме в соответствии с заданием вышестоящего уровня управления;

- реализация централизованной структуры управления КС с различными типами ГПА;

- подготовка необходимой информации для вышестоящего уровня управления в максимально сконцентрированном (обобщенном) виде, как правило, в виде результатов расчетов, выполненных непосредственно на КС;

- обеспечение надежной и непрерывной работы всех систем и устройств автоматики независимо от колебаний сети переменного напряжения на КС.

Вновь разрабатываемые технические средства должны обеспечивать:

- на уровне технологических объектов (газоперекачивающих агрегатов, вспомогательного оборудования) — полную автоматизацию всех основных и вспомогательных процессов управления, автономность работы с сохранением функций и заданного режима работы при выходе из строя смежных технических средств или линий связи с ними, прием и реализацию команд дистанционного управления, автоматическую передачу необходимой информации о состоянии и режимах работы агрегатов;

- на цеховом уровне — автоматическое регулирование и стабилизацию заданного режима работы цеха, антипомпажную защиту, прием и реализацию команд дистанционного управления оборудованием в местном режиме дистанционного управления (из аппаратной цеха) при проведении профилактических и пусконаладочных работ, после-ремонтных пусках ГПА и т.п.;

- на станционном уровне — оперативный контроль общего режима работы КС и прилегающих участков газопровода, ведение технологического процесса в соответствии с указаниями диспетчерского пункта, а также ведение эксплуатационной и отчетной документации с автоматической регистрацией основных параметров и результатов расчетов и передачей необходимой информации о состоянии оборудования и режимах работы КС.

Надежная эксплуатация компрессорной станции с установленными на ней газоперекачивающими агрегатами с газотурбинным при-

водом тесно связана с надежностью работы многих ее дополнительных систем и объектов. Сюда следует отнести работу систем очистки транспортируемого газа, импульсного, топливного и пускового газа, системы маслохозяйства и водоснабжения, теплоснабжения, работу различного рода грузоподъемных механизмов.

Транспортируемый газ очищают на всех линейных компрессорных станциях, несмотря на то, что этот газ стараются тщательно очистить и осушить перед поступлением его в газопровод на установках комплексной подготовки газа к транспорту. Для очистки газа на линейных КС обычно используют масляные и циклонные пылеуловители, где инородные частицы, находящиеся в газе, смачиваются промывочной жидкостью и сепарируются вместе с ней из потока газа, после чего жидкость очищается. В циклонных пылеуловителях для очистки газа используются инерционные силы взвешенных частиц. Очистка газа в этом случае осуществляется в результате изменения направления движения потока газа. Степень очистки газа в масляных и циклонных пылеуловителях достигает 90–98 %. В силу простоты обслуживания циклонные пылеуловители находят более широкое использование на КС, чем масляные.

Система импульсного газа обеспечивает управление пневматическими кранами, а также подачу газа в контрольно-измерительные приборы и устройства автоматического регулирования.

Системы пускового и топливного газа обеспечивают, с одной стороны, подачу газа к турбодетандеру при запуске ГТУ, а с другой, подачу предварительно очищенного и тщательно осушенного газа в камеру сгорания агрегата. Наличие конденсата в топливном газе может привести к чрезмерному повышению температуры продуктов сгорания на входе в турбину и выходу ее из строя.

Каждая КС имеет свое развитое маслохозяйство со складом, системой регенерации масла, его охлаждением, емкостями для хранения и т.д. Для транспортных ГТУ маслохозяйство обычно распределяется на два контура — для нагнетателя и отдельно для газотурбинной установки. Охлаждение масла осуществляется в водяных теплообменниках, градирнях или аппаратах воздушного охлаждения.

Снабжение водой КС осуществляется обычно из прилегающих станций водоемов, артезианских колодцев, городских и поселковых водопроводов, если станция располагается вблизи крупных населенных пунктов. Кроме этого, нормальная эксплуатация компрессорной станции обеспечивается работой систем вентиляции служебных помещений, их отопления, наличием промышленной канализации, службой пожаробезопасности и систем охраны труда обслуживающего персонала. Все вместе взятое свидетельствует о том, что современная компрессорная станция — сложное инженерное сооружение на магистральных газопроводах.

Пример 6.1. Определить оптимальное количество и схему соедине-

нения ЦБН на компрессорной станции, оснащенной шестью ГПА типа ГТ-750-6, с нагнетателями типа 370-14-1, для компримирования газа на станции в количестве $Q_k = 47,9$ млн. $\text{м}^3/\text{сут}$ при соотношении давлений сжатия $\epsilon = 1,276$ и следующих параметрах газа на входе в станцию: $t_{вх} = 5^\circ\text{C}$, $p_{вх} = 3,5$ МПа, параметрах атмосферного воздуха $t_a = 20^\circ\text{C}$, $p_a = 0,11$ МПа, теплотворная способность газа $Q_{н.р} = 330\,080$ кДж/ м^3 .

Решение. Данную задачу удобно решить графоаналитическим способом с использованием характеристик компрессорной станции (см. рис. 1.14). По характеристике компрессорной станции определяем рабочую точку требуемого режима (т.В), соответствующую $Q_k = 47,9$ млн. $\text{м}^3/\text{сут}$ ($Q = 847$ $\text{м}^3/\text{мин}$) и $\epsilon = 1,276$.

Данный режим (см. рис. 1.14) может быть обеспечен схемой соединения ЦБН 3 x 1 (три параллельно соединенных ЦБН) при частоте вращения силовых валов $n = 5480$ об/мин и схемой 2 x 2 (две параллельно работающие группы по два последовательно соединенных ЦБН в каждой) при $n = 4885$ об/мин.

По подаче и частоте вращения определяется приведенная теплота сгорания топливного газа по каждой схеме соединения ЦБН. Для схемы 3 x 1 $(BQ_{н.р})_{пр} = 64,5$ тыс. кВт (т.В'), а для схемы 2 x 2 $(BQ_{н.р})_{пр} = 67,5$ тыс. кВт (т.В''). Таким образом, для обеспечения заданного режима более экономичной оказывается схема соединения ЦБН 3 x 1 (экономия газа по сравнению с 2 x 2 составляет 4,7 %), при которой будет расходоваться следующее количество топливного газа:

$$\begin{aligned} V &= (BQ_{н.р})_{пр} \frac{1}{Q_{н.р}} \sqrt{\frac{T_a}{T_{ао}}} \frac{p_a}{p_{ао}} = \\ &= 64,5 \cdot 10^3 \frac{1}{33080} \sqrt{\frac{293}{288}} \frac{765}{760} = \\ &= 1,98 \text{ м}^3/\text{с} = 171 \cdot 10^3 \text{ м}^3/\text{сут}. \end{aligned}$$

Номинальные параметры воздуха на входе в осевой компрессор $t_{ао} = 15^\circ\text{C}$ (288 К), $p_{ао} = 10$ МПа.

ПРИЛОЖЕНИЯ

230

ПРИЛОЖЕНИЕ 1

Показатели центробежных нагнетателей (ЦБН)

Тип ЦБН	Номинальная подача при 20 °С, млн.м ³ /сут	Номинальная частота вра- щения ЦБН, об/мин	Начальная температу- ра газа, °С	Объемная подача, м ³ /мин	Конечное дав- ление газа при выходе из на- гнетателя пат- рубка послед- него из группы агрегатов, МПа	Степень сжа- тия нагнета- теля	Масса ЦБН, т
370-14-1	19,5	5300	15	289	5,66	1,25	22
H-300-1,23	19	6150	15	260	5,6	1,27	20
H-196-1,45	13	8200	15	196	5,6	1,45	7
НГ-280-9	34	5000	15	486	5,6	1,2	25,8
520-12-1	29,3	4800	15	425	5,6	1,27	28
370-16-1	32,6	4800	30	350	7,35	1,14	22
260-13-1	23	4800	30	350	7,35	1,17	
370-18-1	37	4600	15	370	7,6	1,23	28
H-16-56 (H-800-1,25)	51	4600	15	800	5,6	1,25	35
H-16-75	51	4600	15	600	7,5	1,25	
H-16-76	51	3700	15	600	7,5	1,45	36
650-21-1	53	4800	15	640	7,66	1,45	58
820-21-1	53	3700	15	820	5,6	1,45	
Кулер-Бессемер (280-30)	16,5	6200	15	290	5,6	1,51	31,86
Интер (ОЛ-РЕНД) (СДР-224)	17,2	6200	15	219	7,5	1,51	31,86
Нуово-Пиньони (РС 802/24)	17,2	6200	15	219	7,52	1,51	31,86
Нуово-Пиньони (РС-1002/40)	4x5	4600	15	572	7,52	1,51	
C.1688-564	1,2	20 400	15	22	12,5	3,1	75
				с/г		с/г	с/г

ПРИЛОЖЕНИЕ 2

Основные технические показатели газотурбинных ГПА

Показатели	ГТ-700-5	ГТК-5	ГТ-750-6	ГТ-6-750	ГТН-6	ГПА-Ц-6,3	ГТН-9-750	ГТК-10-2
Номинальная мощность в стационарных условиях, МВт	4,25	4,4	6	6	6,3	6,3	10	10
Стационарные условия:								
температура наружного воздуха, °С	15	15	15	15	15	15	17	15
атмосферное давление, МПа	0,1013	0,1013	0,1013	0,098	0,1013	0,1013	0,098	0,1013
сопротивление входного тракта, Па	500	500	500	1200	1200	1000	500	500
сопротивление выходного тракта, Па	—	—	—	—	—	1000	—	500
Эффективный к.п.д. ГТУ в стационарных условиях, %	25	26	27	24	24	22,5 (24,0)	19	28
Максимальная мощность ГТУ, МВт	5	5,2	7,2	7,2	7,2	7,5	11	12
Номинальный расход топлива, м ³ /ч	1770	1760	2320	2600	2730	2910	5500	3720
Удельный расход топлива, м ³ /(кВт·ч)	0,416	0,400	0,386	0,434	0,434	0,643 (0,434)	0,550	0,372
Температура продуктов сгорания перед турбиной, °С	700	700	750	760	760	710	750	780
Температура продуктов сгорания за турбиной, °С	475	475	476	415	415	410	470	495
Степень сжатия осевого компрессора	3,9	3,9	4,6	6	6	7,8	4,6	4,4

Показатели	ГТ-700-5	ГТК-5	ГТ-750-6	ГТ-6-750	ГТН-6	ГПА-Ц-6,3	ГТН-9-750	ГТК-10-2
Расход воздуха через компрессор, кг/с	45,2	45,2	58,2	45,5	45,5	56	77,8	86,2
Температура воздуха за компрессором, °С	170	170	195	235	234	296	199	190
Степень регенерации	0,67	0,67	0,66	0	0	0	0	0,7
Температура воздуха после регенерации, °С	374	374	380	—	—	—	—	404
Температура продуктов сгорания после регенератора, °С	283	283	302	—	—	—	—	294
Частота вращения ротора турбокомпрессора, об/мин	5000	5000	5200	6200	6200	8200	4100	5200
Частота вращения ротора силовой турбины, об/мин	5500	5500	5300	6150	6150	8200	5000	4800
Рабочий диапазон частоты вращения ротора силовой турбины, об/мин	3800—5750	3800—5750	3800—5600	4600—6400	4600—6450	6150—8500	3500—5000	3300—5000
Давление топливного газа, МПа	0,79	0,79	0,88	0,98	0,98	2,45	1,18	1,47
Давление пускового газа, МПа	0,98	0,98	0,88	0,98	0,98	0,49	1,18	1,47
Расход газа на запуск, т	2	2	3	1,3	1,3	0,1	15	1
Время запуска, мин	35	35	35	20	20	5—7	30	15
Тип нагнетателя	280-12-4	260-13-2	370-17-1	Н-300-1,23	Н-6-5-6-2	Н-196	НГ-280-9	520-12-1
Производительность нагнетателя, млн. м ³ /сут	13	14,3	20	20	20	10,7	34	29,3
Политропический к.п.д. нагнетателя, %	84	87	87	84	84	83	86	85
Давление на входе нагнетателя, МПа	4,41	4,41	4,41	4,41	4,41	3,78	4,54	4,31

Давление на выходе нагнетателя, МПа	5,49	5,49	5,49	5,49	5,49	5,49	5,49	5,49
Степень сжатия нагнетателя	1,24	1,24	1,24	1,24	1,24	1,24	1,21	1,27
Номинальная частота вращения ротора нагнетателя, об/мин	7950	5500	5300	6150	6150	8200	5000	4800
Число рабочих колес нагнетателя	1	1	1	1	1	2	1	1
Диаметр рабочего колеса, мм	600	845	845	782	782	545	900	985
Система охлаждения	ВО	ВО	ВО	ВО	ВО	Вз	Вз	Вз
Расход охлаждающей воды, м ³ /ч	35	35	40	60	60	0	0	0
Вместимость масляной системы, м ³	5,5	4,5	8	14	14	4,7	8	8
Установленная мощность двигателей переменного тока, кВт	61,7	60	135	65	100	35	330	214
Установленная мощность двигателей постоянного тока, кВт	6,4	6,7	6	12	7	2	5,3	6
Высота площадки обслуживания, м	4,2	4,2	4,2	4,2	1,5	0	5,4	4
Масса, т:								
нагнетателя	8	22	21	11,2	15	7	25,5	28
регенератора	19	19	19,4	0	0	0	0	36,7
ГТУ	105	108	77	45	51,8	45	221,5	112
турбоблока на раме	46	46	52	42	60	45	100	56
ГПА в объеме поставки	130	130	118	70	87,6	73	247	157
Удельная масса ГПА, кг/кВт	30,6	29,5	19,7	11	13,5	11,1	27,4	14

Показатели	ГТ-700-5	ГТК-5	ГТ-750-6	ГТ-6-750	ГТН-6	ГПА-Ц-6,3	ГТН-9-750	ГТК-10-2
Габариты ГПА, м:								
ширина	3,3	3,3	3,2	3,4	3,2	5	4,9	3,4
длина	7,3	7,3	9,3	11,6	11,9	12,4	12,4	8,9
высота	2,8	2,4	3,3	3,7	3,9	8,8	4,6	3,2
	10	10	10	16	16	16	25	24 (27,5)
	15	15	25	15	15	15	15	25 (15)
	0,1013	0,1013	0,1013	0,1013	0,1013	0,1013	0,1013	0,1013
	500	500	4000	1200	500	1000	500	1000
	500	1000	3000	—	700	1000	700	500
	28	29	26	25	29	27,5	31	27 (28,1)
	12	13,2	10	20	19,2	19,2	30	30
	3720	3600	3930	6650	5750	6060	8400	9250
	0,372	0,360	0,393	0,416	0,360	0,379	0,336	0,386
	780	780	785	810	920	794	1020	900
	495	495	385	412	408	380	467	385
	4,4	4,4	10,3	7,5	11,5	9,7	13	12,5
	86,2	86,2	80,2	100	85	100	103	174
	190	190	332	276	354	313	386	372
	0,7	0,7	0	0	0	0	0	0
	404	404	—	—	—	—	—	—
	294	294	—	—	—	—	—	—
	5200	5300	5620	4900	6900	5244	7100	4340
	4800	4800	7660	4600	6500	6874	5050	5050
	3300—	3300—	3300—	3500—	5200—	5300	5500	3700
	5000	5000	5000	4875	6900	3750—	4100—	2600—
	1,47	1,47	2,45	1,96	1,76	5565	5750	3900
	1,47	1,47	1,47	1,18	1,18	2,45	2,94	2,45
	1	1	1	5	3	0,29—0,46	1,47	2,45
						0,2	2	0,8

15	15	15	20	20	15	15	20
370-16-1	380-18-1	370-18-1	H-16-56	H-16-76	H-16	Ц-25-76	650-21-2
32,6	36	36	51	31	33,25	53	46
85	85	85,5	84	81,5	83	84	82
5,95	6,07	6,08	4,41	5,17	5,15	5,15	5,18
7,2	7,45	7,45	5,49	7,45	7,45	7,45	7,45
1,21	1,23	1,23	1,24	1,44	1,44	1,44	1,44
4800	4800	4800	4600	6500	5300	5500	3700
1	1	1	1	1	2	2	2
845	845	845	1000	900	800	1100	1080
ВО	Вз	ВзПК	Вз	Вз	Вз	Вз	Вз
50	0	0	0	0	0	0	0
8	8	1,2/3,0	24	22,4	6,85	11	16
183	214	250	210	185	200	150	250
6,7	6	4	12	6	1,5	6,5	9,5
4	4	0	4,8	1,5	0	1,5	2,1
22	22	25,8	22	15,2	24	22	44,5
36,7	36,7	0	0	0	0	0	0
112	112	29,7	91	58	7,8	65	128
56	56	29,7	78,1	74	60	90	92,6
156	157	100	150	120	170	135	172,3
15,6	15,7	5,64	9,4	7,5	10,6	5,4	6,3
3,4	3,4	7,4	4,7	3,2	13,5	3,2	5,5
8,9	8,9	12,9	16,9	13,6	19,77	9,3	20,2
3,2	3,2	6,1	4	5,2	10,65	4,1	4,3

Примечания я. 1. Единица количества природного газа — 1 м³ при 20 °С и 0,1013 МПа. 2. Для агрегатов ГТ-6-750, ГТН-4 и ГТК-16 указано суммарное сопротивление всасывающего и выхлопного трактов ГТУ. 3. Низшая теплота сгорания топлива при определении расхода топливного газа принята 34 550 кДж/м³. 4. Условные обозначения системы охлаждения масла: ВО — водяное охлаждение; ВЗ — воздушное охлаждение (масло-воздух); ВЗПК — воздушное охлаждение с промежуточным контуром. 5. Объем поставки ГПА (кроме ГПА-Ц-6,3 и ГПА-Ц-16) включает в себя турбогруппу на раме, нагнетатель, вспомогательное оборудование, агрегатную автоматику. Объем поставки ГПА-Ц-6,3 и ГПА-Ц-16 дополнительно включает воздухозаборное устройство, контейнер, выхлопную шахту. Масса нагнетателя дана со вспомогательным оборудованием. Турбоблок на раме ГТН-6, ГПА-Ц-6,3 и ГТН-16 включает в себя нагнетатель. 6. Общий ресурс ГПА-Ц-6,3, ГПА-10, ГПА-Ц-16 указан: двигатель/ГПА.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. *Бармин С.Ф., Васильев П.Д., Магазаник Я.М.* Компрессорные станции с газотурбинным приводом. М.: Недра, 1964.
2. *Бартош Е.Т.* Газотурбовозы и турбопоезда. М.: Транспорт, 1978.
3. *Белоконь Н.И.* Основные принципы термодинамики. – М.: Недра, 1968.
4. *Зарицкий С.П.* Диагностика газоперекачивающих агрегатов с газотурбинным приводом. – М.: Недра, 1987.
5. *Кириллов И.И.* Теория турбомашин. – М.: Машиностроение, 1972.
6. *Костюк А.Т., Шеретюк А.Н.* Газотурбинные установки. М.: Высшая школа, 1979.
7. *Новоселов Е.Ф., Тальяное А.И., Муфтахов Е.М.* Типовые расчеты при проектировании и эксплуатации газопроводов. М.: Недра, 1982.
8. *Ольховский Т.Т.* Энергетические газотурбинные установки. М.: Энергоатомиздат, 1985.
9. *Поршаков Б.П.* Газотурбинные установки для транспорта газа и бурения скважин. М.: Недра, 1982.
10. *Рис В.Ф.* Центробежные компрессорные машины. М.: Машиностроение, 1964.
11. *Ревзин Б.С.* Газотурбинные газоперекачивающие агрегаты. М.: Недра, 1986.
12. *Седых З.С.* Эксплуатация газоперекачивающих агрегатов с газотурбинным приводом. М.: Недра, 1990.

ОГЛАВЛЕНИЕ

Введение	3
Глава 1. Режимы и показатели работы магистральных газопроводов	5
1.1. Особенности трубопроводного транспорта природных газов. Виды энергопривода компрессорных станций	5
1.2. Режимы работы магистральных газопроводов и энергопривода компрессорных станций	8
1.3. Принципиальные схемы головных и линейных компрессорных станций	14
1.4. Центробежные нагнетатели природного газа, их характеристики	21
1.5. Построение совмещенных характеристик центробежных нагнетателей по компрессорному цеху	33
1.6. Природный газ как топливо для газотурбинных установок	38
Глава 2. Принципиальные схемы и термодинамика газотурбинных установок	
2.1. Понятие о газовой турбине и основные термодинамические характеристики простейшей газотурбинной установки открытого цикла	48
2.2. Цикл газотурбинной установки с регенерацией теплоты отходящих газов	60
2.3. Схемы газотурбинных установок с промежуточным отводом теплоты при сжатии и промежуточным подводом теплоты при расширении	67
2.4. Влияние необратимых потерь на показатели ГТУ	75
Глава 3. Конструкция газотурбинных установок и их элементов	83
3.1. Осевые компрессоры, их конструкция и характеристики	83
3.2. Камеры сгорания. Назначение, устройство и принцип работы	93
3.3. Газовые турбины, их конструкция и характеристики	102
3.4. Регенераторы, их виды и характеристики	114
3.5. Виды газотурбинных установок на газопроводах	123
3.6. Воздушные фильтры газотурбинной установки	137
Глава 4. Характеристики газотурбинных установок при работе на газопроводах	144
4.1. Пуск ГТУ в работу и ее остановка	144
4.2. Характеристики газотурбинного двигателя на частичных нагрузках	148
4.3. Особенности работы газотурбинного привода КС в различных климатических условиях	158
4.4. Характер и анализ причин снижения мощности и к.п.д. агрегата в процессе эксплуатации	167
4.5. Подобные режимы работы газотурбинной установки	170
Глава 5. Диагностика газоперекачивающих агрегатов с газотурбинным приводом	177
5.1. Задачи и методы технической диагностики	177
5.2. Методика определения состояния газоперекачивающего агрегата в эксплуатационных условиях	186
5.3. Оценка утечки воздуха в регенераторах газотурбинных установок	191
5.4. Прогнозирование технического состояния газоперекачивающих агрегатов в эксплуатационных условиях	194

Глава 6. Энергосберегающая технология использования природного газа на нужды компрессорных станций с газотурбинным приводом.	207
6.1. Статьи расхода топливного газа на нужды компрессорной станции с газотурбинным приводом.	207
6.2. Нормирование энергозатрат на КС при трубопроводном транспорте природных газов	211
6.3. Пути и способы утилизации теплоты отходящих газов ГТУ на компрессорных станциях.	215
6.4. Вспомогательные службы компрессорной станции – электроснабжение, маслоснабжение, автоматизация и телемеханизация	221
Приложения	230
Приложение 1. Показатели центробежных нагнетателей (ЦБН).	230
Приложение 2. Основные технические показатели газотурбинных ГПА	231
Список литературы	236

УЧЕБНОЕ ПОСОБИЕ

Поршаков Борис Павлович

ГАЗОТУРБИННЫЕ УСТАНОВКИ

Заведующий редакцией *А.Е. Игнатьева*
Редактор издательства *В.А. Куликова*
Технические редакторы *С.В. Павлова, Н.С. Андрианова*
Корректоры *Е.В. Коралева*
Операторы *Н.В. Боброва, И.В. Севалкина*
ИБ № 8544

Подписано в печать с репродуцированного оригинал-макета 23.12.91. Формат 60х88¹/₁₆. Бумага офсетная № 2. Гарнитура Пресс-роман. Печать офсетная. Усл. печ. л. 14,7. Усл. кр.-отг. 14,94. Уч.-изд. л. 16,8. Тираж 700 экз. Зак. № 1167/2492–3. Набор выполнен на наборно-пишущей машине

Издательство "Недра".
125047 Москва, Тверская застава, 3.

Московская типография № 9 ИПО "Всесоюзная книжная палата"
Министерство печати и информации Российской Федерации.
109033, Москва, Волоцкая ул., 40

**ВНИМАНИЮ
СПЕЦИАЛИСТОВ!**



**КАТЕГОРИЙНОСТЬ ЭЛЕКТРОПРИЕМНИКОВ
ПРОМЫШЛЕННЫХ ОБЪЕКТОВ РД 51-122-87**

РД 51-122-87 предназначен для специалистов, занимающихся проектированием и эксплуатацией систем электроснабжения промышленных объектов газовой промышленности. Настоящий нормативный документ является руководящим документом для определения категорийности электроприемников промышленных объектов газовой промышленности и устанавливает требования к электроснабжению электроприемников различной категорийности; распространяется на проектные организации, выполняющие проекты электроснабжения объектов газовой промышленности, электроэнергетические службы газотранспортных и газодобывающих комплексов.

Для бесперебойного электроснабжения объектов газовой промышленности необходимо обеспечить высокую надежность питания электроэнергией электроприемников газовых месторождений природного газа и газотранспортных комплексов, эксплуатируемых в тяжелых климатических и природных условиях. В дополнение к существующим общесоюзным нормативным документам разработана дифференцированная отраслевая классификация электроприемников промышленных объектов газовой промышленности, учитывающая специфику их эксплуатации и местонахождения.

В руководящем нормативном документе дан перечень основных промышленных объектов, определяющих функциональное назначение отрасли. Электроприемники объектов, не вошедшие в перечень, нормируются в соответствии с действующими общесоюзными нормативами.

Разработчик – ВНИИгаз НПО "Союзгазтехнология".