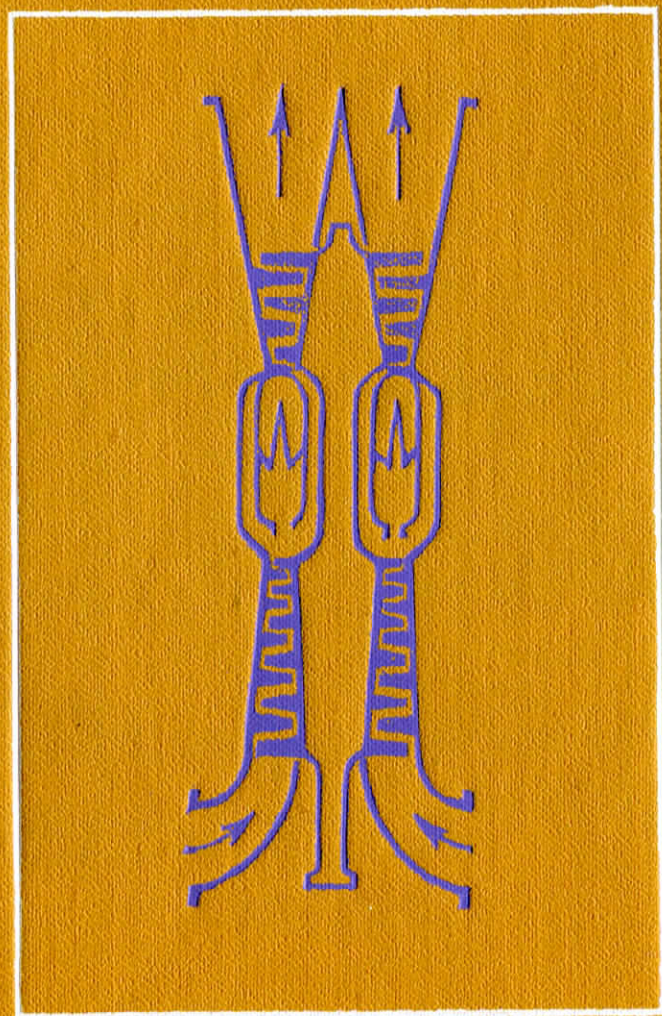


А.Г. Костюк, А.Н. Шерстюк

# Газотурбинные установки



А. Г. КОСТЮК, А. Н. ШЕРСТЮК

# Газотурбинные установки

Допущено  
Министерством высшего и среднего  
специального образования СССР  
в качестве учебного пособия  
для студентов теплоэнергетических  
и энергомашиностроительных специальностей  
высших учебных заведений



Москва «Высшая школа» 1979

ББК 39.15  
К 72  
УДК 621.438 (075)

Рецензенты:

кафедра турбиностроения Ленинградского политехнического института  
им. М. И. Калинина (зав. кафедрой проф. *И. И. Кириллов*);  
доц. *Э. А. Манушин* (МВТУ им. Н. Э. Баумана)

К72 Костюк А. Г., Шерстюк А. Н.  
Газотурбинные установки: Учеб. пособие для вузов. — М.:  
Высш. школа, 1979. — 254 с., ил.  
В пер.: 95 к.

В книге изложены основы теории и расчета газотурбинных установок, а также даны сведения о конструкциях и областях их применения. Главное внимание уделено тепловым процессам основных элементов газотурбинной установки: газовой турбины, воздушного компрессора и камеры сгорания. Приведены характеристики двигателя как в расчетном, так и при переменных режимах его работы. Рассмотрены вопросы охлаждения элементов газовой турбины в связи с задачей освоения высоких температур рабочей среды.

Предназначается для студентов теплоэнергетических и энергомашиностроительных специальностей высших учебных заведений. Может быть использована инженерами и аспирантами этих специальностей.

6П2.24  
ББК 39.15

К 30303—232 95—79 2303020200  
001(01)—79

© Издательство «Высшая школа», 1979

## Предисловие

В основу настоящей книги положен курс «Газотурбинные установки», читаемый студентам энергомашиностроительного факультета МЭИ.

Во введении даны некоторые исторические сведения и рассмотрены области применения газотурбинных установок. В гл. I изложены термодинамические основы теории газотурбинных установок; главное внимание уделено методам анализа газотурбинных схем и циклов. В гл. II рассмотрены особенности теплового расчета осевых газовых турбин. В гл. III описаны основные способы охлаждения деталей газовой турбины и методы расчета охлаждения; при этом основное внимание уделено воздушному охлаждению. В гл. IV отмечены особенности компрессоров газотурбинных установок. Гл. V посвящена изучению устройства и теплового расчета камер сгорания, гл. VI и VII — работе газотурбинных установок при частичных нагрузках. В гл. VI дан анализ работы в нерасчетных условиях элементов газотурбинной установки — компрессора, турбины, камеры сгорания и др. В гл. VII описаны работа газотурбинных установок в нерасчетных условиях, а также методы расчета и построения их универсальных характеристик. В гл. VIII показаны области применения ГТУ и примеры конструкций двигателя и его элементов.

В создании этой книги кроме авторов участвовали доц. *А. Д. Трухний* и канд. техн. наук *А. Г. Тумановский* (гл. V).

Авторы приносят большую благодарность рецензентам — проф. *И. И. Кириллову*, доц. *Л. В. Арсеньеву* и доц. *Э. А. Манушину*, а также проф. *Б. М. Трояновскому* и доц. *В. И. Абрамову* за ряд ценных замечаний.

Авторы

Газотурбинной установкой (ГТУ) называют установку, состоящую из трех основных элементов: воздушного компрессора, камеры сгорания и газовой турбины (рис. В.1). Принцип действия ГТУ сводится к следующему. Из атмосферы воздух забирают компрессором *К*, после чего при повышенном давлении его подают в камеру сгорания *КС*, куда одновременно подводят жидкое или газообразное топливо топливным насосом *ТН*. В камере сгорания воздух разделяется на два потока: один поток в количестве, необходимом для сгорания топлива, поступает внутрь жаровой трубы *ЖТ*; второй поток обтекает жаровую трубу снаружи и подмешивается к продуктам сгорания для понижения их температуры. Процесс сгорания в камере происходит при почти постоянном давлении.

Получающийся после смешения газ поступает в газовую турбину *Т*, в которой, расширяясь, он совершает работу, а затем выбрасывается в атмосферу.

Развиваемая газовой турбиной мощность частично расходуется на привод компрессора, а оставшаяся часть является полезной мощностью газотурбинной установки.

В отличие от паротурбинной установки (ПТУ) полезная мощность ГТУ составляет сравнительно небольшую долю от мощности турбины. Долю полезной мощности можно увеличить, подняв температуру газа перед турбиной или снизив температуру воздуха, засасываемого компрессором. В первом случае возрастает работа расширения (используемый теплоперепад) газа в турбине, во втором — уменьшается работа, затрачиваемая на сжатие воздуха в компрессоре. Оба способа приводят к увеличению доли полезной мощности. Полезная мощность ГТУ зависит также от аэродинамических показателей проточных частей турбины и компрессора: чем меньше аэродинамические потери в турбине и компрессоре, тем большая доля мощности газовой турбины становится полезной.

Эффективность ГТУ в сравнении с другими тепловыми двигателями обнаруживается только при высокой температуре газа и высокой экономичности турбины и компрессора. Поэтому простой по принципу действия газотурбинный двигатель стали применять в промышленности позднее других тепловых двигателей, после того как был достигнут прогресс в технологии жаропрочных материалов и накоплены необходимые знания в области аэродинамики турбомашин.

Первые патенты с описанием устройств, относящихся по принципу действия к газотурбинному двигателю, были выданы в Англии

Джону Барберу (1791) и во Франции Брессону (1837). По проекту Барбера для сжатия воздуха предполагалось использовать поршневой компрессор, в конструкции Брессона воздух сжимался центробежным вентилятором.

Первый газотурбинный двигатель был построен в России в 1897—1900 гг. инженером флота *П. Д. Кузьминским*. Газотурбинная установка Кузьминского состояла из поршневого компрессора, камеры сгорания и радиальной газовой турбины. Для уменьшения затраты мощности на сжатие воздуха охлаждение продуктов сгорания производилось не воздухом, а паром, который образовывался в змеевике, расположенном в камере сгорания. В это же время были изготовлены основные узлы установки, некоторые из них прошли предварительное испытание, но затем все работы были прекращены.

В 1900—1904 гг. в Германии была испытана газотурбинная установка инженера *Штольце*, запатентованная им еще в 1872 г. В этой установке впервые был применен многоступенчатый осевой компрессор. В многоступенчатой турбине расширялся чистый воздух, предварительно нагретый в камере сгорания поверхностного типа — без смешения продуктов сгорания топлива и рабочего воздуха. Из-за низких к. п. д. турбины и компрессора испытания дали отрицательный результат: установка не могла самостоятельно работать даже на холостом ходу. Конструкция агрегата Штольце интересна тем, что в основных чертах она близка к современным газотурбинным двигателям.

Полезная энергия от газотурбинного двигателя впервые была получена в 1906 г. при испытании установки французских инженеров *Арменго* и *Лемаля*. Агрегат состоял из газовой турбины со ступенями скорости, трехкорпусного центробежного компрессора и камеры сгорания, работающей на керосине. Продукты сгорания охлаждались водой, подаваемой в камеру сгорания через форсунки. Температура парогазовой смеси перед входом ее в турбину равня-

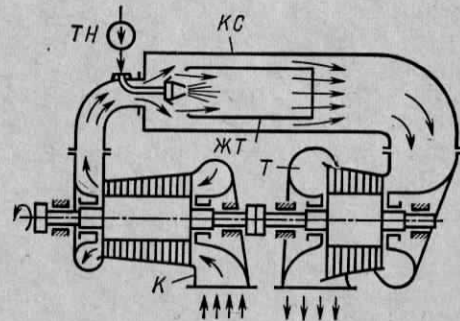


Рис. В.1. Газотурбинная установка с горением при постоянном давлении

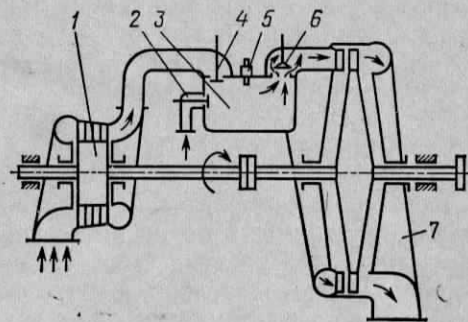


Рис. В.2. Газотурбинная установка с горением при постоянном объеме

лась  $560^{\circ}\text{C}$ . К. п. д. агрегата Армэнго и Лемаля составлял всего 3—4%. Низкое значение к. п. д. объясняется прежде всего несовершенством компрессоров и турбины: внутренний к. п. д. турбины был около 70—75%, а группа компрессоров имела к. п. д. всего 50—60%.

Неудачи первых попыток создания экономичного газотурбинного двигателя заставили искать новые пути. Было ясно, что при несовершенных компрессорах затрата мощности на сжатие воздуха слишком велика и для ее уменьшения необходимо уменьшать количество и давление воздуха, сжимаемого компрессором.

Затем стали разрабатывать газотурбинный двигатель, в котором горение топлива происходит не при постоянном давлении  $p = \text{const}$ , а при постоянном объеме  $v = \text{const}$  (рис. В.2). Такая газотурбинная установка работает по следующему принципу. В камеру сгорания 3 через воздушный клапан 4 от компрессора 1 подают воздух, который через газовый клапан 6 вытесняет оставшиеся продукты сгорания. При заполнении камеры воздухом открывается топливный клапан 2, через который поступает топливо. После заполнения камеры воздухом и топливом все клапаны закрываются и при помощи запального устройства 5 смесь воспламеняется. Топливо сгорает при постоянном объеме; при этом температура и давление в камере возрастают. При максимальном давлении открывается газовый клапан 6, через который продукты сгорания направляются к соплам газовой турбины 7 и, расширяясь, совершают работу. При истечении газов из камеры сгорания давление в ней падает; когда оно достигает уровня давления, создаваемого компрессором, вновь открывается воздушный клапан 4, и весь процесс повторяется.

Газотурбинная установка с горением топлива при  $v = \text{const}$  должна была иметь более высокую экономичность, так как необходимый расход воздуха и его давление при поступлении в камеру сгорания, а следовательно, и затрата мощности на привод компрессора, относительно меньше, чем в установке с горением топлива при постоянном давлении  $p = \text{const}$ .

В начале XX в. было построено несколько установок, работавших по принципу  $v = \text{const}$ . Первый такой установкой была турбина русского инженера В. В. Кароводина, построенная и испытанная в 1908 г. в Париже. К.п.д. двигателя составлял около 3% при мощности 1,6 л. с. [16].

Большая работа по созданию газотурбинной установки, имеющей  $v = \text{const}$ , была проведена инженером Хольцвартом; в период 1908—1933 гг. он разработал несколько конструкций такого типа. Наиболее совершенный двигатель Хольцварта имел к. п. д. около 18%, мощность 2000 кВт и весьма сложную схему. Такие установки, несмотря на некоторый успех, не получили применения, так как они имели существенные недостатки: сложную и малонадежную камеру сгорания с клапанным газораспределением; неэкономичную работу газовой турбины из-за пульсирующего характера потока газа, вытекающего из камер сгорания.

Данные в области аэродинамики турбомашин, накопленные при работе с установками Хольцварта, и создание наддувных агрегатов для парогенераторов с топками под повышенным давлением, а также для паротурбинной техники позволили вновь использовать цикл  $p = \text{const}$ .

В 1939 г. в Швейцарии фирмой «Броун — Боверн» была построена газотурбинная установка с горением при  $p = \text{const}$  мощностью 4000 кВт (по схеме рис. В.1). Установка предназначалась для привода электрического генератора на резервной электростанции в г. Невшателе и автоматически запускалась и включалась в сеть при понижении частоты в сети ниже допустимого уровня. Эта установка при температуре газов перед турбиной  $550^{\circ}\text{C}$  имела к. п. д. около 18%, что являлось большим достижением и свидетельствовало о совершенстве турбины и компрессора. По данным испытаний внутренний к. п. д. турбины равнялся 88%, компрессора — 85%.

Для повышения термического к. п. д. газотурбинной установки, имеющей  $p = \text{const}$ , большое значение имели результаты, полученные венгерским инженером Ендрассиком в 1937—1939 гг. при испытании газотурбинной установки мощностью 100 л. с. Эта установка имела теплообменник (регенератор), в котором тепло газов, покидающих турбину, использовалось для подогрева воздуха перед его поступлением в камеру сгорания. При температурах газов перед турбиной  $475^{\circ}\text{C}$  и засасываемого компрессором воздуха около  $5^{\circ}\text{C}$  к. п. д. установки составлял 21,2%.

Эти результаты позволяли рассматривать газотурбинную установку как перспективный тепловой двигатель. Во многих странах была начата разработка газотурбинных двигателей различного назначения. В 1941 г. прошел испытание первый локомотив с газотурбинным двигателем; несколько позднее были предприняты попытки применения ГТУ на судах.

В 1941 г. первый полет совершил самолет с газотурбинным (турбореактивным) двигателем. Впоследствии газотурбинный двигатель занял ведущее место в авиации, почти полностью вытеснив двигатель внутреннего сгорания (ДВС). Начиная с 1950 г. предпринимались попытки поставить газотурбинный двигатель и на автомобиль.

В последние годы газотурбинная установка получает все более широкое применение в различных отраслях промышленности. Причиной этого являются характерные качества газотурбинного двигателя: простота тепловой и кинематической схемы; относительная простота конструкции; малая масса, приходящаяся на единицу мощности; высокая маневренность; сравнительно простая автоматизация эксплуатации. Кроме того, в последние годы имеются значительные достижения как в области аэродинамики турбомашин, так и в разработке жаропрочных сталей и сплавов. Успехи аэродинамики и металлургии позволили поднять тепловую экономичность ГТУ до необходимого уровня и создать предпосылки для внедрения ГТУ в различные области народного хозяйства.

Возможность применения ГТУ для различных целей демонстрируется данными табл. В.1, где сопоставлены области применения тепловых двигателей основных типов.

Таблица В.1

Область применения двигателя	ГТУ	ПТУ	ДВС
Стационарная энергетика	+	+	+
Дальнее газоснабжение	+	—	+
Металлургическая промышленность (технологический процесс)	+	+	—
Нефтяная промышленность (технологический процесс)	+	—	—
Воздушный транспорт	+	—	+
Водный »	+	+	+
Автомобильный »	+	—	+
Железнодорожный »	+	—	+

ГТУ применяют также в качестве наддувных агрегатов в ДВС и в парогенераторах с топкой под повышенным давлением, а также наряду с ДВС в качестве привода всевозможных вспомогательных и резервных электрогенераторов, пожарных насосов и др.

Из приведенных в табл. В.1 данных видно, что ГТУ является универсальным двигателем, имеющим различное назначение. Однако ГТУ достигли широкого применения не во всех перечисленных областях, можно назвать лишь две области — авиацию и дальнее газоснабжение, где они получили преимущественное использование.

На компрессорных станциях магистральных газопроводов ГТУ используются в качестве двигателей для привода газоперекачивающего компрессора. Топливом служит природный газ, отбираемый от магистральной линии.

Значительное количество газотурбинных установок работает в энергетике, металлургической и нефтяной промышленности.

Газотурбинные установки на тепловых электрических станциях в настоящее время применяются в основном как пиковые агрегаты, работающие в периоды максимума потребления электрической энергии. При сравнении с ПТУ аналогичного назначения и мощности пиковая ГТУ в дополнение к отмеченным качествам имеет следующие особенности: примерно вдвое меньшая стоимость сооружения установки; высокая маневренность (быстрые пуск и остановка); простота обслуживания и меньшее количество обслуживающего персонала. Современные ГТУ для электрических станций выполняются полностью автоматизированными. В ряде случаев газотурбинные электрические станции имеют дистанционное управление.

Тепловая экономичность ГТУ пока меньше, чем у крупных паротурбинных блоков, но для пиковых станций удельный расход

топлива не имеет первостепенного значения, так как число часов работы пиковых агрегатов в году невелико (обычно менее 2000 ч). Технико-экономический анализ показывает, что в этих условиях ГТУ является наиболее рентабельным двигателем. К.п.д. пиковых ГТУ составляет 25—30%, их мощность 25—40 МВт.

За рубежом значительное применение получили ГТУ пикового назначения с использованием авиационных турбореактивных двигателей как источников газа. В этих типах ГТУ несколько (до десяти) турбореактивных двигателей обеспечивают газом одну силовую турбину, приводящую электрический генератор. Мощность таких установок достигает 120 МВт, к. п. д. около 23—25%.

Как базовые или полупиковые установки ГТУ получили в энергетике небольшое распространение вследствие сравнительно невысокой тепловой экономичности и необходимости использовать дорогостоящее топливо.

Наиболее крупная полупиковая установка, построенная Ленинградским металлическим заводом, имеет мощность 100 МВт и к. п. д. около 28%, температуру газов перед турбинами 750°С.

Использование ГТУ как базовых или полупиковых агрегатов в энергетике может оказаться целесообразным в специальных условиях, например, таких, как отдаленность района (невозможность подсоединения к энергетическому кольцу), дешевизна топлива, отсутствие (или недостаток) воды.

В энергетических ГТУ применяют жидкое или газообразное топливо. При использовании тяжелых сортов жидкого топлива, содержащих вредные примеси, нужна специальная система топливоподготовки для предотвращения коррозии деталей турбины под воздействием содержащихся в тяжелых топливах соединений серы и ванадия. Проблема использования твердого топлива в ГТУ пока еще не нашла удовлетворительного решения.

ГТУ находят применение также в качестве теплофикационных установок. В этом случае газы из турбины направляют в специальный котел или водяной подогреватель. Уменьшение температуры уходящих газов вызывает значительное возрастание к. п. д. установки, а сама установка оказывается значительно проще и дешевле соответствующей паротурбинной установки.

В недалеком будущем ГТУ, видимо, найдут широкое применение на атомных электростанциях. В качестве теплоносителя перспективными являются инертные газы и, в частности, гелий. В этом случае осуществляется замкнутый процесс: гелий циркулирует в замкнутом контуре, проходя через реактор, турбину, охладитель и компрессор. Преимущество АЭС такого типа (гелиевой) заключается в большей ее простоте и надежности по сравнению с двухконтурными установками, в которых основным двигателем являются паровые турбины.

К отраслям промышленности, где применение газовых турбин создаст большие преимущества, относится доменное производство. Для работы домы требуется воздух повышенного давления, который подается в печь воздуходувкой. Для привода воздуходувки

следует использовать газотурбинную установку, потребляющую в качестве топлива доменный газ — побочный продукт доменного производства. Сейчас на некоторых металлургических заводах работают газотурбинные воздуходувки, опыт эксплуатации которых свидетельствует об их высокой эффективности и надежности.

Весьма перспективно применение газовых турбин в сочетании с паровыми. Такие установки, называемые парогазовыми (ПГУ), позволяют уменьшать расход топлива на 3—7% по сравнению с лучшими ПТУ. Так, на Невинномысской ГРЭС сооружена ПГУ с высоконапорным парогенератором (ВПГУ) мощностью 200 МВт.

На железнодорожном транспорте газотурбинные локомотивы (газотурбовозы) получили некоторое применение на линиях большой протяженности, где они имеют преимущества перед тепловозной тягой по стоимости перевозок.

Ряд газотурбинных установок эксплуатируется сейчас в торговом и военно-морском флоте, в основном на легких и сторожевых быстроходных судах, где особое значение имеет компактность и малая масса двигателя.

Газотурбинный автомобиль пока еще находится в стадии исследования экспериментальных образцов. Лучшие экспериментальные двигатели по экономичности достигли уровня современных бензиновых автомобильных двигателей при меньшей массе.

Турбокомпрессоры малой мощности получили большое применение в качестве агрегатов для наддува ДВС (дизелей). Наддувный агрегат состоит из нагнетателя (компрессора) и расположенной на том же валу газовой турбины. Воздух забирается нагнетателем из атмосферы и подается в цилиндры дизеля при повышенном давлении. Количество воздуха в цилиндрах увеличивается пропорционально удельному весу воздуха; почти в таком же отношении растет мощность дизеля. Отработанные в дизеле газы поступают в газовую турбину при температуре 600—700°С и давлении, превышающем атмосферное. Вся полезная мощность турбины расходуется на вращение колеса нагнетателя. Газотурбинный наддув применяется на большинстве современных четырехтактных дизелей и позволяет увеличить мощность в 1,5—2,5 раза при неизменном объеме цилиндров.

Современная тенденция в развитии ГТУ состоит в повышении начальной температуры и давления рабочих газов при простых схемных решениях. Применение специального охлаждения горячих деталей и жаропрочных материалов позволило поднять температуру рабочих газов до 850°С для базовых и до 950—1000°С для пиковых установок. Дальнейший прогресс в этой области связан с совершенствованием систем охлаждения и в первую очередь способов охлаждения рабочих лопаток газовых турбин, а также с разработкой новых жаропрочных материалов. В ближайшее десятилетие ожидается дальнейший рост единичных мощностей энергетических ГТУ и повышение начальной температуры газов.

## Схемы и циклы газотурбинных установок

### § 1.1. Цикл простой газотурбинной установки

Изучение циклов газотурбинных установок начнем с простой ГТУ, основными элементами которой являются компрессор  $K$ , камера сгорания  $KC$  и турбина  $T$  (рис. 1.1).

Для упрощения анализа цикла примем, что физические свойства воздуха, проходящего через компрессор, и газов, проходящих через турбину, остаются неизменными; соответственно этому теплоемкости воздуха и газа  $c_{pв}$  и  $c_{pг}$ , а также показатели изэнтропии  $k_в$  и  $k_г$  будем считать постоянными. Погрешность, вызываемая принятыми допущениями, невелика и не влияет на принципиальные выводы.

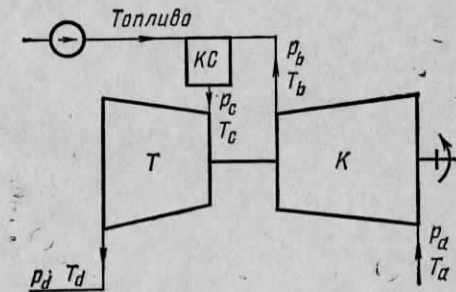


Рис. 1.1. Схема простой ГТУ

Рассмотрим цикл ГТУ в  $T$ - $s$ -диаграмме, показанный на рис. 1.2,  $a$  без учета потерь давления в воздушном и газовом трактах. Точка  $a$  определяет начальные параметры воздуха перед компрессором ( $p_a, T_a$ ). Линия  $ab$  соответствует процессу сжатия воздуха в компрессоре до параметров  $p_b$  и  $T_b$ , а линия  $ab'$  — изэнтропийному сжатию до того же конечного давления  $p_b$  и температуры  $T_{bt}$ . Условимся индексом  $t$  отмечать параметры в конце изэнтропийного сжатия или расширения. Линия  $bc$  соответствует изобарическому подводу тепла в камере сгорания; при этом температура воздуха возрастает от  $T_b$  до  $T_c$ . В действи-

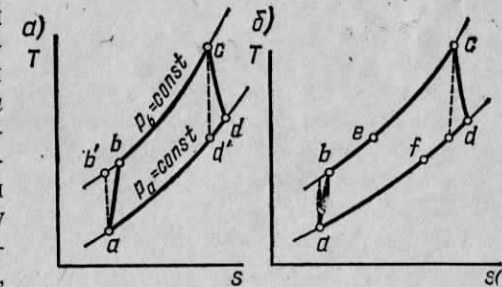


Рис. 1.2. Цикл простой ГТУ:  
 $a$  — без регенерации;  $б$  — с регенерацией

тельности в камере сгорания имеется снижение давления вследствие гидравлических потерь, поэтому  $p_c < p_b$ . Можно принимать

$$p_c = \lambda_1 p_b, \quad (1.1)$$

где  $\lambda_1$  — коэффициент, учитывающий потери давления в воздушном тракте между компрессором и камерой сгорания и в самой камере сгорания,  $\lambda_1 = 0,97-0,98$ .

Линия  $cd$  изображает процесс расширения газа в турбине до давления  $p_d$ . Вследствие потерь давления в газовом тракте за турбиной  $p_d > p_a$ . Аналогично предыдущему примем

$$p_a = \lambda_2 p_d, \quad (1.2)$$

где  $\lambda_2$  — коэффициент, учитывающий потери давления в системах всасывания воздуха (перед компрессором) и выхода газов (за турбиной);  $\lambda_2 = 0,96-0,98$ .

Обозначая  $\lambda = \lambda_1 \lambda_2$ , установим зависимость между отношениями давления в компрессоре и турбине:

$$\varepsilon = p_b/p_a, \quad \delta = p_c/p_d.$$

Учитывая (1.1) и (1.2), получим

$$\delta = \lambda \varepsilon. \quad (1.3)$$

Удельной полезной работой ГТУ называют разность:

$$H = H_T - H_K, \quad (1.4)$$

где  $H_T$  — работа расширения 1 кг газа в турбине;  $H_K$  — работа, затраченная на сжатие 1 кг воздуха в компрессоре;

$$H_T = c_{pT}(T_c - T_d), \quad H_K = c_{pB}(T_b - T_a); \quad (1.5)$$

$c_{pT}$  — средняя теплоемкость газа в интервале температур  $T_c - T_d$ ;  $c_{pB}$  — средняя теплоемкость воздуха в интервале температур  $T_b - T_a$ .

Необходимо подчеркнуть, что при анализе циклов все температуры определяют по параметрам торможения.

Зависимости (1.5) можно представить через изоэнтروпийные разности температур, если воспользоваться выражениями для изоэнтропийных к. п. д. компрессора  $\eta_k$  и турбины  $\eta_T^*$ .

По определению

$$\left. \begin{aligned} \eta_T &= \frac{i_c - i_d}{i_c - i_{dt}} = \frac{c_{pT}(T_c - T_d)}{c'_{pT}(T_c - T_{dt})} \approx \frac{T_c - T_d}{T_c - T_{dt}}; \\ \eta_k &= \frac{i_{bt} - i_a}{i_b - i_a} = \frac{c'_{pB}(T_{bt} - T_a)}{c_{pB}(T_b - T_a)} \approx \frac{T_{bt} - T_a}{T_b - T_a}. \end{aligned} \right\} \quad (1.6)$$

\* В литературе по паровым турбинам принято изоэнтропийный к. п. д. турбины называть внутренним относительным к. п. д. и обозначать  $\eta_{oi}$ .

Пользуясь зависимостями (1.6), а также уравнением изоэнтропы, согласно которому

$$\left. \begin{aligned} T_{bt}/T_a &= \varepsilon^{m_B}, \quad T_c/T_{dt} = \varepsilon^{m_T}; \\ m_B &= (k_B - 1)/k_B, \quad m_T = (k_T - 1)/k_T, \end{aligned} \right\} \quad (1.7)$$

найдем температуры  $T_d$  и  $T_b$ :

$$T_d = T_c [1 - (1 - \delta^{-m_T}) \eta_T], \quad T_b = T_a [1 + (\varepsilon^{m_B} - 1)/\eta_k]. \quad (1.8)$$

С учетом (1.8) зависимости (1.5) принимают вид:

$$H_T = \eta_T c_{pT} T_c (1 - \delta^{-m_T}), \quad H_K = (1/\eta_k) c_{pB} T_a (\varepsilon^{m_B} - 1). \quad (1.9)$$

Предполагается, что к. п. д. турбины и компрессора известны. Величины к. п. д. определяют степень совершенства проточных частей турбины и компрессора.

Удельное подведенное тепло  $q_1$  определяют по разности энтальпий в точках  $c$  и  $b$ :

$$q_1 = (1/\eta_{k,c}) c_p (T_c - T_b), \quad (1.10)$$

где  $c_p$  — средняя теплоемкость процесса подвода тепла в камере сгорания.

К. п. д. камеры сгорания  $\eta_{k,c}$  учитывает неполноту сгорания топлива и потери тепла через стенки камеры сгорания; обычно  $\eta_{k,c} = 0,97-0,98$ .

Первая важная характеристика — к. п. д. цикла ГТУ определяется выражением

$$\eta = (H_T - H_K)/q_1 = H/q_1, \quad (1.11)$$

которое при использовании формул (1.8), (1.9) и (1.10) приобретает вид

$$\eta = \frac{\bar{c}_{pT} \tau \eta_T (1 - \delta^{-m_T}) - \bar{c}_{pB} (\varepsilon^{m_B} - 1)/\eta_k}{\tau - 1 - (\varepsilon^{m_B} - 1)/\eta_k} \eta_{k,c}, \quad (1.12)$$

где для краткости записи обозначено:  $\bar{c}_{pT} = c_{pT}/c_p$ ;  $\bar{c}_{pB} = c_{pB}/c_p$ ;  $\tau = T_c/T_a$ .

Целесообразность введения отношения температур  $\tau = T_c/T_a$  очевидна: к. п. д.  $\eta$  зависит только от отношения температур, но не абсолютных их значений (если пренебречь влиянием изменения  $\bar{c}_{pT}$  и  $\bar{c}_{pB}$ , что вполне допустимо).

График зависимости (1.12) представлен на рис. 1.3. Расчеты выполнены без учета потерь в камере сгорания ( $\eta_{k,c} = 1$ ) и в воздушном и газовом трактах ( $\lambda = 1$ ); кроме того, принято  $\eta_T = 0,87$ ,  $\eta_k = 0,84$  и  $m_T = m_B = 0,275$ . С ростом параметра  $\tau$  увеличивается максимальное значение к. п. д.  $\eta$  и оптимальное отношение давле-

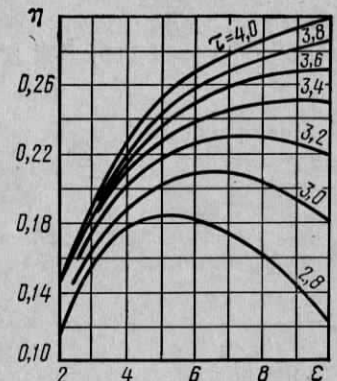


Рис. 1.3. График зависимости к. п. д. простого ГТУ от отношения давлений и температур



ний  $\epsilon_\eta$ , т. е. такое отношение давлений, при которых к. п. д. достигает максимального значения.

Из рис. 1.3 следует, что к. п. д. простой ГТУ невелик. Даже без учета механических потерь, утечек, потерь в камере сгорания и трубопроводах при  $\tau=3,6$  (что соответствует, например, значениям  $t_c=765^\circ\text{C}$  и  $t_a=15^\circ\text{C}$ ) максимальный к. п. д. составляет 27%.

Величина оптимального отношения давлений может быть найдена аналитически из условия  $d\eta/d\epsilon=0$ . Однако при проектировании ГТУ всегда имеется необходимость в построении графика зависимости  $\eta=\eta(\epsilon)$  при заданном отношении температур с целью определения экономически целесообразного отношения давлений  $\epsilon$ . Некоторые соображения о выборе  $\epsilon$  приведены ниже.

Второй важной характеристикой цикла служит коэффициент полезной работы, определяемый как отношение полезной работы ГТУ к работе турбины:

$$\varphi=(H_T-H_K)/H_T=H/H_T. \quad (1.13)$$

Легко убедиться, что

$$\varphi=1-\frac{c_{pB}}{c_{pT}} \cdot \frac{1}{\tau \eta_T \eta_K} \cdot \frac{\epsilon^{m_B}-1}{1-\delta^{-m_T}}.$$

Для большей наглядности примем  $\delta \approx \epsilon$  и  $m_T \approx m_B \approx m$ . Тогда

$$\varphi \approx 1 - \epsilon^m / (\tau \eta_T \eta_K). \quad (1.14)$$

Согласно (1.14) коэффициент полезной работы возрастает с уменьшением  $\epsilon$  (при заданном  $\tau$ ) и с увеличением  $\tau$ ,  $\eta_T$  и  $\eta_K$ . Если коэффициент полезной работы мал, то это означает, что полезная работа цикла мала в сравнении с работой турбины и что, следовательно, большая часть работы турбины расходуется на привод компрессора. В этом случае небольшое изменение работы турбины или компрессора (вследствие, например, изменения  $\eta_T$  или  $\eta_K$ ) приводит к заметному относительному изменению полезной работы ГТУ и, следовательно, к изменению ее к. п. д.

Коэффициент полезной работы простой ГТУ сравнительно мал. Так, для ГТУ с  $\tau=3,6$  и  $\epsilon=8$  при  $\eta_T=0,87$  и  $\eta_K=0,84$  значение  $\varphi=0,37$ .

Третьей важной характеристикой цикла является удельный расход газа, кг/кДж,

$$d=G/N, \quad (1.15)$$

где  $G$  — расход газа, кг/с;  $N$  — полезная мощность ГТУ, кВт.

Удельная работа газа  $H=H_T-H_K$  связана с удельным расходом  $d$  простым соотношением:

$$H=d^{-1}. \quad (1.16)$$

Формулы (1.15) и (1.16) используют для определения мощности ГТУ, кВт,

$$N=G/d=GH.$$

Обе характеристики  $d$  и  $H$  определяют работоспособность 1 кг газа. Чем выше  $H$  и меньше  $d$ , тем меньший расход газа необходим для получения заданной мощности.

Используя выражение для полезной работы (1.4) и зависимости (1.9), можно доказать, что полезная работа достигает максимальной величины при отношении давлений  $\epsilon_H$  меньше оптимального отношения  $\epsilon_\eta$ .

Из изложенного очевидно, что при анализе схем ГТУ кроме к. п. д. в качестве сравниваемых характеристик необходимо рассматривать также  $\varphi$  и  $H$ .

## § 1.2. Цикл газотурбинной установки с регенерацией тепла

В простой ГТУ газы покидают турбину с высокой температурой  $T_d$  и тепло  $q_2=c_{pT}(T_d-T_a)$  теряется бесполезно. Это обстоятельство является основной причиной низкой экономичности простых ГТУ. Если использовать хотя бы часть тепла  $q_2$ , то это вызовет заметное увеличение к. п. д.

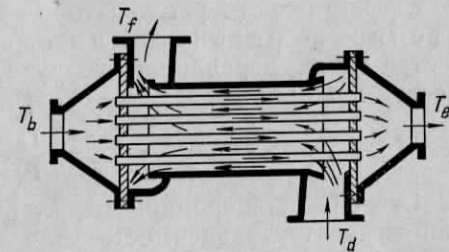
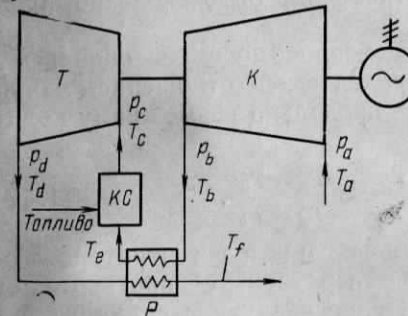


Рис. 1.4. Схема ГТУ с регенератором Рис. 1.5. Схема регенератора с противотоком

Одним из путей использования тепла уходящих газов является применение теплообменных аппаратов — регенераторов, в которых уходящие газы отдают часть своего тепла воздуху, сжатому в компрессоре.

Схема ГТУ с регенератором показана на рис. 1.4. Газы, покидающие турбину  $T$  с температурой  $T_d$ , направляются в регенератор  $P$ , где отдают часть тепла воздуху, подаваемому в регенератор от компрессора  $K$  при температуре  $T_b$ . В регенераторе температура воздуха повышается до величины  $T_e$ , так что необходимое количество топлива, расходуемое на подогрев воздуха в камере сгорания, при этом уменьшается и экономичность ГТУ возрастает по сравнению с экономичностью простой ГТУ без регенерации. Температура газов в регенераторе падает до величины  $T_f$ ; при температуре  $T_f$  газы выбрасываются в атмосферу.

Процесс ГТУ с регенерацией в  $T$ - $s$ -диаграмме изображен на рис. 1.2.б. Линия  $be$  соответствует нагреву воздуха, а линия  $df$  — охлаждению газов в регенераторе.

Схема противоточного регенератора показана на рис. 1.5. Воздух в нем проходит по трубкам, закрепленным в трубных досках, а газ движется между трубками в противоположном направлении. При одинаковых расходах и теплоемкостях газа и воздуха в идеальном (без потерь тепла) противоточном регенераторе нагрев воздуха  $T_e - T_b$  равен снижению температуры газа, а температурный напор между газом и воздухом по всему тракту одинаков и равен температурному напору при выходе воздуха из регенератора  $T_d - T_e$ .

Сообщенное воздуху количество тепла определяется повышением температуры воздуха в регенераторе с  $T_b$  до  $T_e$ :

$$q_v = c_{pv}(T_e - T_b).$$

Предельно-возможное количество тепла определяется снижением температуры газов с  $T_d$  до  $T_b$ :

$$q_{\max} = c_{pg}(T_d - T_b).$$

Разумеется, в реальном регенераторе снижение температуры газов до  $T_b$  невозможно, ибо это потребовало бы бесконечно большой поверхности регенераторов.

Эффективность регенератора как теплообменника оценивают степенью регенерации  $\sigma$ , определяемой отношением количества тепла, переданного воздуху, к предельно возможному количеству тепла:

$$\sigma = \frac{q_v}{q_{\max}} = \frac{c_{pv}}{c_{pg}} \cdot \frac{T_e - T_b}{T_d - T_b} \approx \frac{T_e - T_b}{T_d - T_b}. \quad (1.17)$$

Степень регенерации зависит от поверхности регенератора. Установим эту зависимость для регенератора с противотоком (рис. 1.5). Количество тепла, сообщенное воздуху в единицу времени:

$$Q = Kf(T_d - T_e), \quad (1.18)$$

где  $K$  — коэффициент теплопередачи в регенераторе;  $f$  — площадь теплопередающей поверхности регенератора. С другой стороны,

$$Q = Gc_{pv}(T_e - T_b). \quad (1.19)$$

Исключая из двух последних формул  $Q$  и используя выражение (1.17), получим после преобразований [30]:

$$\frac{f}{G} = \frac{c_{pv}}{K} \cdot \frac{\sigma}{1 - \sigma}. \quad (1.20)$$

Выразив в последней формуле расход  $G$  через мощность  $N$  и полезную работу  $H$ , получим величину поверхности регенератора, отнесенную к мощности, в виде

$$\frac{f}{N} = \frac{c_{pv}}{KH} \cdot \frac{\sigma}{1 - \sigma}. \quad (1.21)$$

Полученное соотношение показывает, что удельная поверхность регенератора  $f/N$  зависит от степени регенерации, и при  $\sigma$ , стремя-

щемся к единице, отношение  $f/N$  неограниченно растет. Этот вывод легко понять, если учесть, что при  $\sigma = 1$  температурный напор между газом и воздухом в регенераторе обращается в нуль ( $T_e = T_d$ ). Из (1.21) следует также, что уменьшения удельной поверхности регенератора можно добиться путем интенсификации теплопередачи (увеличения  $K$ ) и увеличения полезной работы  $H$ . Увеличению  $H$  при заданной мощности соответствует падение расхода  $G$ , а следовательно, и количества тепла, передаваемого в регенераторе от газа к воздуху.

Оценим влияние степени регенерации на  $\eta$ ,  $\varphi$  и  $H$ . Нетрудно убедиться, что формулы (1.13) и (1.4), определяющие  $\varphi$  и  $H$ , останутся неизменными и при наличии регенерации. Выражение (1.11) для к. п. д.  $\eta$ , разумеется, изменится, поскольку теперь к камере сгорания будет подводиться меньшее количество тепла:

$$q_1 = c_p(T_c - T_e).$$

Температуру  $T_e$  определим с помощью (1.17), предполагая заданную степень регенерации  $\sigma$ :

$$T_e = T_b + (T_d - T_b)\sigma$$

или

$$T_e = T_c \left\{ \frac{1}{\tau} \left( 1 + \frac{\epsilon^{m_B} - 1}{\eta_{\text{к}}} \right) + \sigma \left[ 1 - (1 - \delta^{-m_r}) \eta_r - \frac{1}{\tau} \left( 1 + \frac{\epsilon^{m_B} - 1}{\eta_{\text{к}}} \right) \right] \right\}. \quad (1.22)$$

Выражение для к. п. д. получим из формул (1.11) и (1.9) с учетом последних зависимостей для  $q_1$  и  $T_e$ :

$$\eta = \eta_{\text{к.с}} \frac{\bar{c}_{pg} \eta_r (1 - \delta^{-m_r}) - \bar{c}_{pv} \frac{\epsilon^{m_B} - 1}{\tau \eta_{\text{к}}}}{1 - \frac{1}{\tau} \left( 1 + \frac{\epsilon^{m_B} - 1}{\eta_{\text{к}}} \right) - \sigma \left[ 1 - \eta_r (1 - \delta^{-m_r}) - \frac{1}{\tau} \left( 1 + \frac{\epsilon^{m_B} - 1}{\eta_{\text{к}}} \right) \right]}. \quad (1.23)$$

При отсутствии регенерации  $\sigma = 0$  и формула (1.23) совпадает с (1.12).

Зависимость (1.23) представлена в виде графиков на рис. 1.6 для двух значений  $\tau$  и нескольких значений  $\sigma$ . Кривые  $\eta = \eta(\epsilon)$  при  $\tau = \text{const}$  сходятся в одну точку, характерную тем, что в ней  $T_d = T_b$ . В этом случае эффект от введения регенератора равен нулю, так как газ и воздух при входе в регенератор имеют одинаковую температуру и теплообмен отсутствует. Дальнейшее увеличение  $\epsilon$  ведет к отрицательному эффекту регенератора, так как температура воздуха, поступающего в регенератор, становится выше температуры газа по выходе из турбины ( $T_b > T_d$ ).

Из данных рис. 1.6 видно, что введение регенерации существенно увеличивает к. п. д. цикла. Оптимальное отношение давлений  $\epsilon_{\eta}$  понижается по мере роста степени регенерации. Это объясня-

ется тем, что с увеличением  $\epsilon$  при фиксированных значениях температур  $T_a$  и  $T_c$  уменьшается располагаемый температурный перепад  $T_d - T_b$  в регенераторе, а следовательно, и эффективность регенерации тепла.

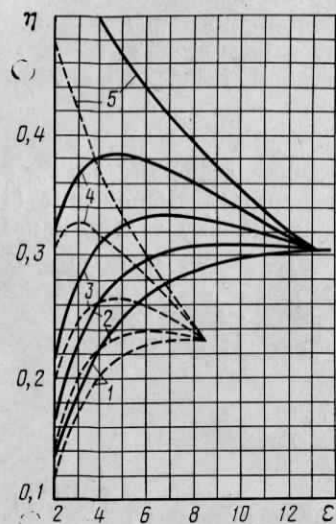


Рис. 1.6. К. п. д. ГТУ с регенерацией при  $\eta_T = 0,87$ ;  $\eta_K = 0,84$ ;  $m = 0,275$ :  
1— $\sigma=0$ ; 2— $\sigma=0,2$ ; 3— $\sigma=0,5$ ; 4— $\sigma=0,8$ ; 5— $\sigma=1$ ; —  $\tau=4$ ; - - -  $\tau=3,2$

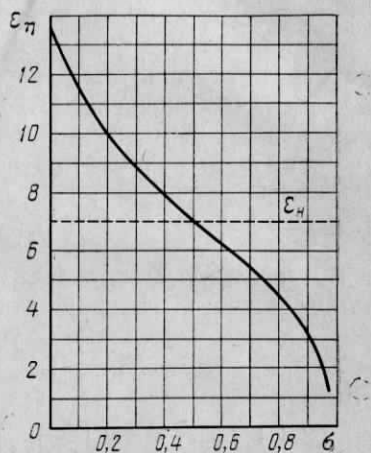


Рис. 1.7. Оптимальное отношение давлений ГТУ с регенерацией тепла для  $\tau=4$  (по данным рис. 1.6)

Повышение экономичности ГТУ при введении регенерации тепла при  $t_c = 800^\circ \text{C}$ ;  $t_a = 15^\circ \text{C}$  ( $\tau = 3,73$ );  $\eta_T = 0,87$ ;  $\eta_K = 0,84$ ;  $m = 0,275$ ;  $\lambda = 1$  демонстрируется данными табл. 1.1.

Таблица 1.1

$\sigma$ . . . . .	0	0,5	0,75	1,00
$\epsilon_\eta$ . . . . .	11	6,17	4,12	1
$\eta$ , % . . . . .	28,2	32,8	36,1	62
$\frac{\eta - \eta_{\sigma=0}}{\eta}$ , % . . . . .	0	14,0	21,9	54,5

Следует подчеркнуть, что приведенные данные, а также данные рис. 1.6 получены без учета гидравлического сопротивления регенератора; действительный выигрыш в к. п. д. от применения регенерации, как будет видно из дальнейшего, значительно меньше.

Ранее отмечалось, что полезная работа простой ГТУ без регенерации достигает максимального значения при отношении давле-

ний  $\epsilon_H$ , меньшем оптимального. Очевидно, что величина  $\epsilon_H$  от степени регенерации не зависит. С другой стороны, оптимальное отношение давлений  $\epsilon_\eta$  уменьшается с ростом регенерации. Следовательно, с ростом  $\sigma$  величины  $\epsilon_\eta$  и  $\epsilon_H$  сближаются, а при значительной степени регенерации  $\epsilon_\eta < \epsilon_H$ .

В виде иллюстрации на рис. 1.7 приведен график зависимости  $\epsilon_\eta = \epsilon_\eta(\sigma)$  для  $\tau=4$ . Там же для сравнения показано значение  $\epsilon_H = 7$ . График рис. 1.7 позволяет заключить, что при обычной степени регенерации  $\sigma = 0,6 - 0,8$  с целью уменьшения размеров и массы ГТУ целесообразно принимать отношение давлений больше оптимального, поскольку максимальная работа ГТУ достигается при  $\epsilon_H > \epsilon_\eta$ .

Коэффициент полезной работы  $\phi$  при введении регенерации заметно возрастает вследствие уменьшения  $\epsilon_\eta$  [формула (1.14)].

### § 1.3. Влияние температур $T_a$ , $T_c$ и к.п.д. агрегатов на характеристики газотурбинной установки

При оценке влияния температур  $T_a$  и  $T_c$ , к. п. д. турбины и компрессора, а также ряда других факторов (потерь давления в трактах, механических потерь, которые рассматриваются далее) на характеристики ГТУ необходимо иметь в виду существенную особенность ГТУ, отличающую ее от других тепловых двигателей: полезная мощность ГТУ составляет сравнительно небольшую долю от мощности, развиваемой самой газовой турбиной. Эта доля определяется коэффициентом полезной работы  $\phi$ , который для газотурбинной установки имеет величину порядка 0,3—0,4, т. е. значительно меньшую, чем, например, для паротурбинной установки, где коэффициент полезной работы близок к единице. Чем меньше коэффициент полезной работы, тем более чувствительна установка (ее к. п. д. и мощность) к изменению аэродинамических, механических и других потерь в ее агрегатах. Если, например, в паротурбинной установке какие-нибудь потери составляют 1% от работы расширения турбины, то полезная мощность ПТУ за счет этих потерь также снижается приблизительно на 1%. В газотурбинной установке потеря в 1% от мощности турбины составляет 1/φ процентов от полезной мощности, так что при φ, равном, скажем, 0,3, снижение мощности ГТУ составляет более 3%.

По этой же причине относительное изменение температур  $T_c$  или  $T_a$  вызывает сравнительно большее относительное изменение к. п. д., удельной работы и коэффициента полезной работы ГТУ.

Рассмотрим теперь количественно влияние указанных факторов на  $\eta$ ,  $\phi$  и  $H$ . Ввиду достаточно сложной структуры формул удобно воспользоваться методом малых отклонений, т. е. определять изменение  $\eta$ ,  $\phi$  и  $H$  при малом изменении  $T_c$  или любого другого параметра.

Влияние температур  $T_a$  и  $T_c$ . Для оценки влияния  $T_a$  и  $T_c$  на к. п. д. воспользуемся формулой (1.23) и определим част-

ную производную  $\partial\eta/\partial\tau$ . Учитывая (1.14) и принимая для простоты  $\delta \approx \varepsilon$  и  $m_{\tau} \approx m_{\eta}$ , получим

$$\frac{\partial\eta}{\partial\tau} = \frac{1 - \eta \{ \sigma + (1 - \sigma) / [(1 - \varepsilon^{-m}) \eta_{\tau}] \}}{\tau\varphi} \eta.$$

Переходя далее к конечным малым приращениям, получим удобную формулу, позволяющую определить относительное изменение к. п. д. при изменении  $\tau$ :

$$\frac{\Delta\eta}{\eta} = \frac{1 - \eta \{ \sigma + (1 - \sigma) / [(1 - \varepsilon^{-m}) \eta_{\tau}] \}}{\varphi} \cdot \frac{\Delta\tau}{\tau}. \quad (1.24)$$

**Пример 1.1.** С учетом принятых в табл. 1.1 данных при  $\sigma=0$  имеем:  $\varepsilon_{\eta}=11$ ;  $\eta=0,282$ . Найдя  $\varphi$  по (1.14) ( $\varphi=0,290$ ) и подставив все величины в (1.24), получим:  $\Delta\eta/\eta=1,12 \Delta\tau/\tau$ .

В данном примере изменение  $\tau$  на 1% вызывает соответствующие по знаку изменение к. п. д. на 1,12%.

Для оценки раздельного влияния  $T_a$  и  $T_c$  учтем, что  $\tau=T_c/T_a$  и, следовательно,  $\Delta\tau/\tau=\Delta T_c/T_c - \Delta T_a/T_a$ . В нашем примере  $\Delta\eta/\eta=1,12(\Delta T_c/T_c - \Delta T_a/T_a)$ .

Если принять  $T_a=288$  К и  $T_c=1073$  К, то уменьшение температуры воздуха на 10 К вызывает относительное увеличение к. п. д. на 3,9%. Чтобы достичь такого же результата за счет изменения начальной температуры газов, потребуется увеличить  $T_c$  на 37 К.

Приведенный пример наглядно показывает целесообразность установки ГТУ в северных районах с низкой среднегодовой температурой воздуха.

Подобным способом исследуется влияние  $T_c$  и  $T_a$  на  $\varphi$  и  $H$ . Из зависимостей (1.14), (1.9) и (1.4) получаем

$$\frac{\Delta\varphi}{\varphi} = \left( \frac{1}{\varphi} - 1 \right) \frac{\Delta\tau}{\tau}; \quad (1.25)$$

$$\frac{\Delta H}{H} = \frac{1}{\varphi} \cdot \frac{\Delta T_c}{T_c} - \left( \frac{1}{\varphi} - 1 \right) \frac{\Delta T_a}{T_a}. \quad (1.26)$$

Для условий примера 1.1:

$$\Delta\varphi/\varphi = 2,45\Delta\tau/\tau; \quad \Delta H/H = 3,45\Delta T_c/T_c - 2,45\Delta T_a/T_a.$$

Как видно, коэффициент полезной работы и удельная работа изменяются более значительно, чем к. п. д. Это объясняется тем, что при повышении, например, температуры  $T_c$  растет не только работа турбины  $H_{\tau}$ , но и подведенное тепло  $q_1=c_p(T_c-T_b)$ . При понижении  $T_a$  падает  $H_{\tau}$  и растет  $H=H_{\tau}-H_{\kappa}$ , но одновременно требуется подвод дополнительного тепла в камере сгорания, так как с понижением  $T_a$  уменьшается температура воздуха за компрессором  $T_b$  и растет  $q_1$ .

Влияние к. п. д. турбины и компрессора на  $H$ ,  $\varphi$  и  $\eta$ . Из формул (1.14), (1.4) и (1.23) при неизменных  $\tau$ ,  $\varepsilon$  найдем относительные приращения  $\Delta H/H$ ,  $\Delta\varphi/\varphi$  и  $\Delta\eta/\eta$  при изменении к. п. д. турбины и компрессора:

$$\frac{\Delta H}{H} = \frac{1}{\varphi} \cdot \frac{\Delta\eta_{\tau}}{\eta_{\tau}} + \left( \frac{1}{\varphi} - 1 \right) \frac{\Delta\eta_{\kappa}}{\eta_{\kappa}}; \quad (1.27)$$

$$\frac{\Delta\varphi}{\varphi} = \frac{1 - \varphi}{\varphi} \left( \frac{\Delta\eta_{\tau}}{\eta_{\tau}} + \frac{\Delta\eta_{\kappa}}{\eta_{\kappa}} \right); \quad (1.28)$$

$$\frac{\Delta\eta}{\eta} = \frac{1 - \sigma\eta}{\varphi} \cdot \frac{\Delta\eta_{\tau}}{\eta_{\tau}} + \frac{1 - \varphi}{\varphi} [1 - (1 - \sigma)\eta] \frac{\Delta\eta_{\kappa}}{\eta_{\kappa}}. \quad (1.29)$$

Формула (1.27) подтверждает вывод о существенном влиянии потерь в турбине и компрессоре на полезную работу (мощность) ГТУ. Изменение к. п. д. турбины или компрессора на 1% вызывает соответственное изменение  $H$  на  $(1/\varphi)\%$  или на  $(1/\varphi - 1)\%$ . К. п. д. компрессора оказывает меньшее влияние на  $H$ , чем к.п.д. турбины, так как сама мощность компрессора меньше, чем мощность турбины, и ее изменение на 1% ведет к меньшему изменению полезной мощности ГТУ, чем при изменении на 1% мощности турбины. По тем же причинам коэффициент полезной работы существенно зависит от потерь в турбине и компрессоре, что видно из (1.28).

Относительное приращение к. п. д., как видно из (1.29), зависит не только от  $\varphi$ , но и от степени регенерации  $\sigma$ . Влияние регенерации на  $\Delta\eta/\eta$  станет ясным, если учесть, что изменение  $\eta_{\tau}$  ведет к изменению располагаемого перепада температур  $T_d - T_b$ . Так, при уменьшении  $\eta_{\tau}$  температура за турбиной растет, вызывая увеличение располагаемой разности  $T_d - T_b$ . Это ведет к увеличению доли тепла, передаваемого воздуху в регенераторе и, следовательно, к снижению количества тепла, подводимого в камере сгорания. Значит, уменьшение  $\eta_{\tau}$  ведет не только к снижению полезной работы (что вызывает снижение к.п.д. и учитывается коэффициентом  $\varphi$ ), но одновременно служит причиной некоторого уменьшения количества тепла, подводимого к камере сгорания, причем это уменьшение тем больше, чем больше степень регенерации. Если регенерация отсутствует, то, как легко видеть, изменение  $\eta_{\tau}$  не влияет на расход тепла в камере сгорания. Формула (1.29) отражает влияние обоих отмеченных факторов: в первом слагаемом множитель  $1/\varphi$  учитывает изменение  $\eta$  за счет изменения полезной работы, а множитель  $1 - \sigma\eta$  характеризует влияние степени регенерации  $\sigma$ . Множитель же при  $\Delta\eta_{\kappa}/\eta_{\kappa}$  в (1.29) является произведением двух множителей:  $(1 - \varphi)/\varphi$ , который определяет влияние к. п. д. компрессора на к. п. д. ГТУ в связи с изменением полезной работы, и  $1 - (1 - \sigma)\eta$ , который отражает влияние регенерации. Природу этого влияния можно установить, рассуждая следующим образом.

С уменьшением  $\eta_{\kappa}$  (при неизменных  $T_a$  и  $\varepsilon$ ) растет температура за компрессором  $T_b$ , а следовательно, и температура за регенератором  $T_e$ . Однако увеличение  $T_e$  оказывается тем меньше, чем больше степень регенерации. Последнее утверждение легко понять, если рассмотреть предельный случай  $\sigma=1$ , когда температура воздуха за регенератором равна  $T_d$ , т. е. вообще не зависит от  $\eta_{\kappa}$ . Значит, для установок без регенерации или с малой степенью регенерации уменьшение к. п. д. компрессора сильнее влияет на подвод тепла в камере сгорания, чем в установках с высокой степенью регенерации. Полученные выводы полностью согласуются с фор-

мулой (1.29), из которой следует, что изменение к. п. д. установки при изменении к. п. д.  $\eta_k$  на 1% тем больше, чем меньше степень регенерации.

#### § 1.4. Влияние сопротивления газового и воздушного трактов

Как уже отмечалось, влияние потерь в воздушном и газовом трактах приводит к тому, что отношение давлений в турбине становится меньше, чем отношение давлений в компрессоре. Мерой уменьшения отношения давлений служит параметр

$$\lambda = \delta / \epsilon.$$

Для определения  $\lambda$  газовый и воздушный тракты разбивают на несколько участков, для каждого из которых находят относительную потерю давления:

$$\xi_i = \Delta p_i / p_i, \quad (1.30)$$

где  $\Delta p_i$  — потеря давления на  $i$ -м участке;  $p_i$  — давление в начале  $i$ -го участка.

В общем случае параметр  $\lambda$  можно представить в виде произведения:

$$\lambda = \lambda_1 \lambda_2 \lambda_3 \dots \lambda_n. \quad (1.31)$$

в котором  $\lambda_i$  — отношение давления за участком к давлению перед ним:

$$\lambda_i = (p_i - \Delta p_i) / p_i = 1 - \xi_i.$$

Таким образом,

$$\lambda = (1 - \xi_1)(1 - \xi_2) \dots (1 - \xi_n) \quad (1.32)$$

или, поскольку,  $\xi_i \ll 1$ ,

$$\lambda \approx 1 - (\xi_1 + \xi_2 + \dots + \xi_n) = 1 - \xi, \quad (1.33)$$

где

$$\xi = \sum_{i=1}^n \xi_i. \quad (1.34)$$

Для ГТУ с регенерацией  $\lambda \approx 0,9$ .

Влияние потерь в воздушном и газовом трактах удобно вначале проследить на величине коэффициента полезной работы  $\varphi$ . Для этой цели воспользуемся формулой (1.3). Принимая  $\delta = \lambda \epsilon = (1 - \xi) \epsilon$  и учитывая, что  $\xi \ll 1$ , находим

$$\delta^m \approx (1 - m\xi) \epsilon^m.$$

Подставляя это выражение в (1.13) и принимая  $m_T = m_B = m$ , после упрощений получим

$$\frac{\Delta \varphi}{1 - \varphi_0} = - \frac{m\xi}{\epsilon^m - 1 - m\xi} \approx - \frac{m\xi}{\epsilon^m - 1}. \quad (1.35)$$

В этой формуле  $\Delta \varphi = \varphi - \varphi_0$ , где  $\varphi_0$  — значение  $\varphi$  при  $\xi = 0$  (т. е. при отсутствии потерь в воздушном и газовом тракте). Формула (1.35) показывает, что относительное уменьшение коэффициента полезной работы пропорционально  $\xi$  (т. е. сумме относительных потерь давления). Степень снижения коэффициента  $\varphi$  существенно зависит от отношения  $\tau = T_c / T_a$ . С ростом отношения  $\tau$  чувствительность ГТУ к влиянию потерь в тракте интенсивно снижается, так как при этом растет  $\epsilon^m$  и  $\varphi_0$ , а коэффициент при  $\xi$  в правой части (1.35) быстро падает.

Для определения относительного изменения к. п. д. следует, пользуясь формулой (1.29), сравнить его значение с  $\eta_0$  — значением к. п. д. при  $\xi = 0$  ( $\delta = \epsilon$ ). При этом можно получить формулу, годную для конечных малых приращений к. п. д.:

$$\frac{\Delta \eta}{\eta_0} \approx - \frac{1 - \sigma \eta_0}{1 - \sigma \eta_0 \Delta} \Delta, \quad (1.36)$$

в которой  $\Delta \eta = \eta - \eta_0$ ,  $\Delta = m\xi / [(\epsilon^m - 1) \varphi_0]$ .

На рис. 1.8 представлены построенные по (1.36) зависимости относительного к. п. д.  $\eta / \eta_0$  от относительной потери давления  $\xi$  и начальной температуры  $t_c$  для установок без регенерации и с регенерацией  $\sigma = 0,75$ . Результаты получены для оптимальных условий, т. е. расчет произведен по  $\epsilon_\eta$  для каждого значения температуры.

Снижение к. п. д. прямо пропорционально относительной потере давления  $\xi$ .

Влияние потерь в трактах тем меньше, чем выше температура газа перед турбиной (чем выше  $\tau$ ).

Особо следует остановиться на влиянии потерь в регенераторе. Ранее было показано, что введение регенерации дает существенный выигрыш в к. п. д. ГТУ. Однако при определении выигрыша в к. п. д. не учитывалось весьма значительное аэродинамическое сопротивление регенератора.

Как видно из рис. 1.8, влияние потерь в схемах с регенерацией примерно такое же, как и в схемах без регенерации, если сравнить производить при одинаковых относительных потерях давления  $\xi$ . Но сами потери  $\xi$  при значительной степени регенерации в 2—3 раза больше, чем при отсутствии регенерации; следовательно, и снижение к. п. д., вызванное потерями в воздушном и газовом трактах, оказывается в 2—3 раза больше в схемах с регенерацией, а действительный выигрыш в к. п. д. при введении регенерации — значительно меньше, чем теоретический, полученный без учета дополнительных потерь давления в регенераторе.

В табл. 1.2 сопоставлены значения к.п.д. для схем с регенерацией ( $\sigma =$

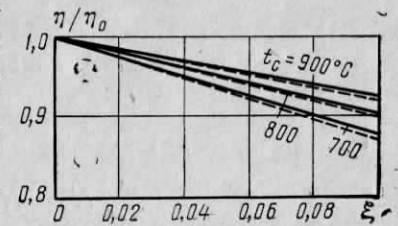


Рис. 1.8. Влияние потерь давления на к. п. д. ГТУ при  $t_a = 15^\circ \text{C}$ ;  $\eta_T = 0,87$ ;  $\eta_K = 0,84$ ;  $m = 0,275$ : — без регенерации; - - - с регенерацией,  $\sigma = 0,75$

$=0,75$ ) и без регенерации при следующих условиях:  $t_a=15^\circ\text{C}$ ;  $\eta_T=0,87$ ;  $\eta_K=0,84$ ;  $m=0,275$ .

Таблица 1.2

$t_c, ^\circ\text{C}$		600	700	800	900
$\eta, \%$	$\sigma=0$	19,9	23,6	27,2	30,3
	$\sigma=0,75$	24,5	28,6	32,6	35,9
$\Delta q/q_0, \%$		18,8	17,5	16,5	15,6

Для схемы без регенерации принято  $\xi=0,04$ ; для схемы с регенерацией  $\xi=0,1$ .

В последней строке табл. 1.2 представлены значения относительной экономии тепла:

$$\Delta q/q_0 = (q_0 - q)/q_0 = \Delta\eta/\eta,$$

где  $q=1/\eta$ ;  $q_0=1/\eta_0$ ;  $q, \eta$  — удельный расход тепла и к. п. д. схемы с регенерацией  $\sigma=0,75$  (при  $\xi=0,1$ );  $q_0, \eta_0$  — удельный расход тепла и к. п. д. схемы без регенерации (при  $\xi=0,04$ ).

Сопоставляя эти цифры с данными табл. 1.1, видим заметное снижение выигрыша от регенерации. При  $t_c=800^\circ\text{C}$  действительная экономия тепла составляет 16,5% вместо 21,9% по данным табл. 1.1. Приведенные цифры показывают, что действительный выигрыш в экономичности вследствие применения регенерации (для  $\sigma=0,7-0,8$ ) меньше теоретического примерно в 1,3 раза.

### § 1.5. Влияние механических потерь и утечек в уплотнениях на к.п.д. газотурбинной установки

Механические потери (в подшипниках, на привод масляного насоса и др.) оказывают примерно такое же влияние на к. п. д., как внутренние потери в турбине и компрессоре.

Переходя к количественной оценке влияния механических потерь на к. п. д. ГТУ, запишем баланс мощностей ГТУ в виде

$$N_e = N_T - N_K - \Delta N_M,$$

где  $N_e$  — эффективная (полезная) мощность ГТУ;  $N_T$  — мощность турбины;  $N_K$  — потребляемая компрессором мощность;  $\Delta N_M$  — суммарные механические потери в ГТУ, которые можно выразить в долях от мощности турбины:  $\Delta N_M = (1 - \eta_M) N_T$  ( $\eta_M$  — условный механический к. п. д. турбины).

Эффективный к. п. д. ГТУ

$$\eta_e = \frac{N_e}{G_{q_1}} \text{ или } \eta_e = \frac{H_T - H_K}{q_1} - \frac{H_T}{q_1} (1 - \eta_M),$$

но  $(H_T - H_K)/q_1 = \eta$ , следовательно

$$(\eta_e - \eta)/\eta = -(1 - \eta_M)/\varphi. \quad (1.37)$$

Формула (1.37) показывает, что снижение к. п. д., вызванное механическими потерями, зависит не только от механического к. п. д.  $\eta_M$ , но и от коэффициента полезной работы  $\varphi$ . Если, например,  $\eta_M = 0,97$ , то при  $\varphi = 0,3$  к. п. д. ГТУ снижается на 10%. Действительно, согласно (1.37)  $(\eta_e - \eta)/\eta = -(1 - 0,97/0,3) = -0,1$ .

Часто используют понятие «механический к. п. д. ГТУ»  $\eta'_M$ , определяя его как отношение эффективной мощности ко внутренней:  $\eta'_M = N_e/N$ . Очевидно, что между механическим к. п. д. ГТУ и механическим к. п. д. турбины существует простая зависимость:

$$\eta'_M = 1 - (1 - \eta_M)/\varphi. \quad (1.38)$$

Подставляя цифровые данные, получим  $\eta'_M = 1 - (1 - 0,97)/0,3 = 0,9$ . Для ГТУ большой мощности  $\eta'_M = 0,95 - 0,97$ , т. е. значительно меньше, чем, например, для паровых турбин.

Утечки в уплотнениях компрессора и турбины также оказывают заметное влияние на экономичность ГТУ. Обозначим через  $\Delta G_K$  утечку в уплотнении компрессора на напорной стороне и через  $\Delta G_T$  утечку в уплотнении турбины, а их доли от общего расхода  $G$  соответственно  $\alpha_K = \Delta G_K/G$  и  $\alpha_T = \Delta G_T/G$ . Для оценки влияния  $\alpha_K$  и  $\alpha_T$  существует следующая зависимость:

$$\frac{\eta - \eta_0}{\eta_0} = - \frac{\alpha_T + \alpha_K(1 - \varphi)}{\varphi}, \quad (1.39)$$

в которой  $\eta_0$  — к. п. д., вычисленный без учета, утечек, а  $\eta$  — к. п. д. с учетом влияния утечек.

Формула (1.39) показывает, что степень влияния утечек, как и механических потерь, зависит от коэффициента полезной работы. Если, например, коэффициент утечки  $\alpha_T = 0,005$ , то при  $\varphi = 1/3$  утечка вызывает снижение к. п. д. ГТУ на 1,5%. Значительное влияние утечек на эффективность ГТУ вынуждает уделять серьезное внимание уплотнениям турбин и компрессоров.

### § 1.6. ГТУ с промежуточным подводом тепла и промежуточным охлаждением воздуха

Газотурбинные установки простой схемы получили наибольшее распространение именно благодаря простоте конструкции и достаточной надежности в эксплуатации. Однако экономичность простой ГТУ сравнительно невелика.

Ценой усложнения схемы можно значительно улучшить основные характеристики ГТУ: увеличить к. п. д. и коэффициент полезной работы; снизить удельный расход газа; поднять единичную мощность установки. Поэтому наряду с простыми ГТУ и рассмот-

ренными установками с регенерацией тепла строятся и разрабатываются установки более сложных схем, в которых применяется промежуточное охлаждение и промежуточный подогрев газа. При этом в ГТУ появляются дополнительные элементы: охладители воздуха и камеры сгорания для промежуточного подогрева. Установка может содержать несколько компрессоров и турбин, нередко располагающихся на разных валах.

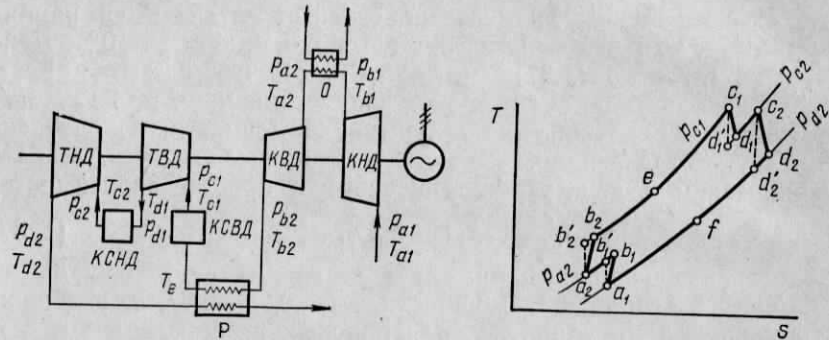
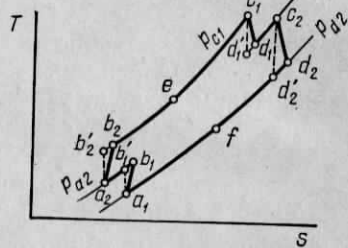


Рис. 1.9. Схема одновальной ГТУ с регенерацией, с промежуточным подводом тепла и промежуточным охлаждением воздуха

Рис. 1.10. Процесс в одновальной ГТУ с регенерацией тепла, промежуточным подводом тепла и промежуточным охлаждением воздуха



Рассмотрим для примера одновальную ГТУ с регенерацией, с промежуточным подводом тепла и промежуточным охлаждением воздуха (рис. 1.9). Процесс в  $T$ - $s$ -диаграмме показан на рис. 1.10. Все температуры и давления в различных точках схемы (рис. 1.9) отмечены индексами в соответствии с обозначениями точек цикла на рис. 1.10, например,  $p_{a1}$ ,  $T_{a1}$  — давление и температура воздуха при входе в компрессор низкого давления (КНД). Воздух сжимается в компрессоре низкого давления КНД, а затем поступает в охладитель  $O$ , где температура воздуха понижается от  $T_{b1}$  до  $T_{a2}$ , и далее сжимается в компрессоре высокого давления КВД. Охлаждение воздуха обычно осуществляется водой, подаваемой насосом в охладитель поверхностного типа. Из КВД воздух поступает в регенератор  $P$  и далее в камеру сгорания высокого давления КСВД, где температура газа повышается до  $T_{c1}$ . Затем газ расширяется в турбине высокого давления ТВД и направляется в камеру сгорания низкого давления КСНД, куда подается также топливо. Дополнительное сжигание топлива в КСНД не вызывает затруднений ввиду большого избытка воздуха в газах, выходящих из ТВД. Далее газ с температурой  $T_{c2}$  поступает в турбину низкого давления ТНД, а затем — в регенератор (или выбрасывается в атмосферу, если регенератор отсутствует). Процесс в  $T$ - $s$ -диаграмме в особых пояснениях не нуждается. Отметим лишь, что

линия  $b_1a_2$  изображает процесс в охладителе, а линия  $d_1c_2$  — в КСНД.

На рис. 1.11 показана схема двухвальной установки с двукратным охлаждением воздуха и одним промежуточным подводом тепла. На свободном валу ротор ТВД приводит во вращение роторы компрессоров среднего и низкого давлений КСД и КНД. На силовом валу ротор турбины ТНД вращает роторы КВД и генератора электрического тока.

Возможно и иное расположение агрегатов по валам, чем представленное на рис. 1.11 (см. гл. VII).

Если установка имеет  $s$  компрессоров с промежуточными охладителями и  $n$  турбин с камерой сгорания перед каждой, то к. п. д. ГТУ и коэффициент полезной работы определяются выражениями:

$$\eta = \left( \sum_1^n H_{\tau} - \sum_1^s H_{\kappa} \right) / \sum_1^n q_1; \quad (1.40)$$

$$\varphi = 1 - \sum_1^s H_{\kappa} / \sum_1^n H_{\tau}, \quad (1.41)$$

где  $\sum_1^n H_{\tau}$  — сумма работ всех тур-

бин, входящих в ГТУ;  $\sum_1^s H_{\kappa}$  — сум-

ма работ всех компрессоров;  $\sum_1^n q_1$  — сумма расходов тепла во всех камерах сгорания.

В частном случае для ГТУ с одним промежуточным подводом тепла и одним промежуточным охлаждением воздуха (например, для ГТУ по схеме рис. 1.9), т. е. для  $n=s=2$ , из общего выражения (1.40) получаем

$$\eta = \frac{(1 - \delta_1^{-m_r}) \eta_{r1} + \tau_c (1 - \delta_2^{-m_r}) - \frac{\varepsilon_1^{m_b} - 1}{\tau_1 \eta_{\kappa 1}} - \frac{\varepsilon_2^{m_b} - 1}{\tau_2 \eta_{\kappa 2}}}{\tau_c - \frac{1}{\tau_2} + (1 - \delta_1^{-m_r}) \eta_{r1} - \frac{\varepsilon_2^{m_b} - 1}{\tau_2 \eta_{\kappa 2}} - \left[ \tau_c - \tau_c (1 - \delta_2^{-m_r}) \eta_{r2} - \frac{1}{\tau_2} - \frac{\varepsilon_2^{m_b} - 1}{\tau_2 \eta_{\kappa 2}} \right]}$$

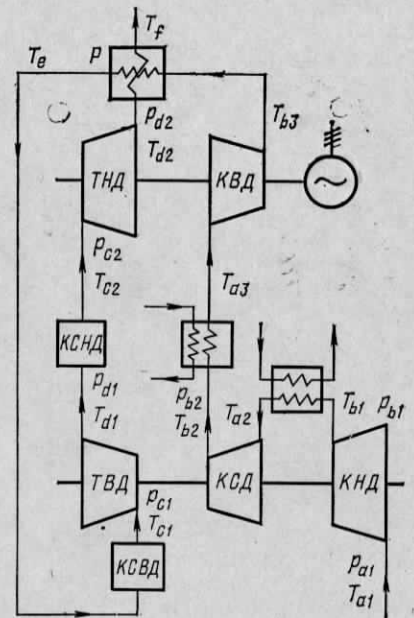


Рис. 1.11. Схема двухвальной ГТУ с регенерацией тепла, с одним промежуточным подводом тепла и двукратным промежуточным охлаждением воздуха

где  $\tau_1 = T_{c1}/T_{a1}$ ;  $\tau_2 = T_{c1}/T_{a2}$ ;  $\tau_c = T_{c2}/T_{c1}$ ;  $\delta_1$  и  $\delta_2$  — отношения давлений в ТВД и ТНД;  $\eta_{\tau 1}$  и  $\eta_{\tau 2}$  — к. п. д. ТВД и ТНД;  $\epsilon_1$  и  $\epsilon_2$  — отношения давлений в КНД и КВД;  $\eta_{\kappa 1}$  и  $\eta_{\kappa 2}$  — к. п. д. КНД и КВД.

Анализ сложных схем ГТУ и расчеты позволяют сделать следующие выводы:

1) введение промежуточного охлаждения вызывает уменьшение работы компрессора высокого давления и, как следствие, увеличение полезной работы  $H$  и коэффициента полезной работы. Иллюстрацией служит рис. 1.12, на котором представлена зависимость  $H(\epsilon)$  для ГТУ без охлаждения (кривая 1) и с

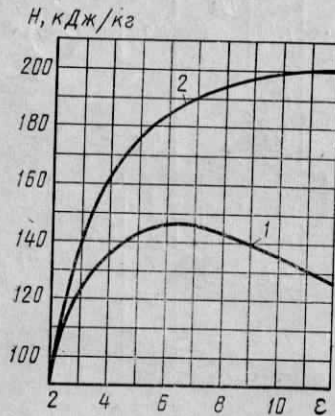


Рис. 1.12. Влияние охлаждения на полезную работу ГТУ при  $t_c = 800^\circ\text{C}$ ;  $t_a = 15^\circ\text{C}$ ;  $\eta_{\tau} = 0,87$ ;  $\eta_{\kappa} = 0,84$ ;  $m = 0,275$ ;  $c_p = 1,05$  кДж/(кг·К)

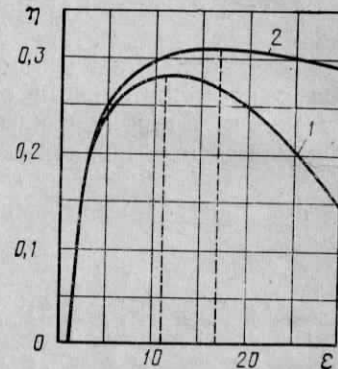


Рис. 1.13. Влияние промежуточного охлаждения на к. п. д. ГТУ без регенерации тепла при  $t_c = 800^\circ\text{C}$ ;  $t_{a1} = t_{a2} = 15^\circ\text{C}$ ;  $\lambda = 1$

промежуточных охладителем (при оптимальном промежуточном давлении). Введение охлаждения вызвало увеличение оптимального отношения давлений от  $\epsilon_{\eta} = 11$  до  $\epsilon_{\eta} = 17$ . Обращает внимание пологий характер зависимости  $\eta(\epsilon)$  (кривая 2).

2) введение промежуточного подвода тепла приводит качественно к тем же последствиям, что и введение промежуточного охлаждения: увеличиваются полезная работа, к. п. д. и оптимальное отношение давлений. Одновременное применение промежуточного охлаждения и промежуточного подвода тепла вызывает дальнейшее возрастание  $H$ ,  $\eta$  и  $\epsilon_{\eta}$ .

Представление о влиянии усложнения ГТУ без регенерации тепла на ее показатели при условиях:  $\tau = 3,73$  ( $t_c = 800^\circ\text{C}$ ,  $t_a = 15^\circ\text{C}$ );  $\eta_{\tau} = 0,87$ ;  $\eta_{\kappa} = 0,84$ ;  $\sigma = 0$ ;  $c_p = 1,05$  кДж/(кг·К);  $\xi = 0$  дает табл. 1.3. Согласно данным таблицы, переход от простой ГТУ к ГТУ с промежуточным охлаждением и промежуточным подводом тепла вызывает возрастание к. п. д. с 28,2 до 36% (без учета потерь в газовом и воздушном трактах), т. е. на 22% (относительных). С учетом потерь в трактах и при условии  $t_{a2} = 27^\circ\text{C}$  соответствующее увеличение составляет 21%.

Таблица 1.3

Тип ГТУ	$\epsilon_{\eta}$	$\epsilon_1$	$\epsilon_2$	$\delta_1$	$\delta_2$	$H$ , кДж/кг	$\varphi$	$\eta$ , %
Простая ГТУ . . . . .	11,0	—	—	—	—	137	0,291	28,2
С промежуточным охлаждением . . . . .	17,0	2,27	7,50	—	—	173	0,327	31,0
С промежуточным подводом тепла . . . . .	18,0	—	—	2,12	8,50	181	0,294	31,8
С промежуточным охлаждением и промежуточным подводом тепла . . . . .	38,4	2,90	13,23	2,9	13,23	252	0,339	36,0

Применение промежуточного охлаждения и промежуточного подвода тепла в схеме с регенерацией ведет также к улучшению показателей ГТУ, в частности, как показывают расчеты, к. п. д. схемы с регенерацией возрастает от 32,6 (см. табл. 1.2 при  $\xi = 0,10$ ) до 38%. Последняя цифра относится к схеме рис. 1.9 при следующих данных:  $t_{c1} = t_{c2} = 800^\circ\text{C}$ ;  $t_{a1} = 15^\circ\text{C}$ ;  $t_{a2} = 27^\circ\text{C}$ ;  $\epsilon_{\eta} = 9,16$ ;  $\epsilon_{\eta 1} = 2,48$ ;  $\epsilon_{\eta 2} = 3,69$ ;  $\delta_{\eta 1} = 2,10$ ;  $\delta_{\eta 2} = 3,75$ ;  $\xi = 0,14$ . Как видно, приращение к. п. д. составляет 14%, т. е. меньшую величину, чем в предыдущем случае.

Дальнейшее увеличение числа ступеней охлаждения и подогрева ведет к возрастанию к. п. д.  $\eta$ , оптимального отношения давлений  $\epsilon_{\eta}$ , работы  $H$  и коэффициента полезной работы  $\varphi$ . Однако усложнение схемы ГТУ увеличивает капитальные затраты на сооружение ГТУ. Поэтому оптимальная схема выбирается из технико-экономических расчетов, основанных, например, на минимизации приведенных затрат.

одним промежуточным охладителем при  $\epsilon_1 = \epsilon_2$  (кривая 2). Особенно существенно увеличение полезной работы при больших отношениях давлений. Например, при  $\epsilon = 11$  у простой ГТУ  $H = 130$  кДж/кг, а у ГТУ с одним промежуточным охладителем  $H = 200$  кДж/кг, т. е. на 54% больше. В то же время введение охлаждения вызывает снижение энтальпии воздуха за компрессором. Поэтому в ГТУ с промежуточным охлаждением воздуха подведенное тепло  $q_1$  больше, чем в простой ГТУ.

Расчеты, однако, показывают, что при обычных к. п. д. турбины и компрессора (порядка 85—90%) применение охлаждения вызывает увеличение к. п. д. ГТУ на несколько процентов. В ГТУ с регенерацией тепла температура воздуха перед камерой сгорания почти не зависит от охлаждения и поэтому охлаждение всегда вызывает возрастание к. п. д.

Одним из важных следствий промежуточного охлаждения является увеличение оптимального отношения давлений как в ГТУ без регенерации тепла, так и при наличии регенератора. В качестве примера на рис. 1.13 приведены графики зависимости к. п. д. ГТУ без регенерации тепла при отсутствии охлаждения (кривая 1) и с



Во многих случаях газотурбинные установки выполняют двухвальными или даже трехвальными. Соображения о целесообразности выполнения таких установок и оптимальном распределении турбин и компрессоров по валам рассмотрены в § 7.1. Здесь же рассмотрим распределение параметров газа (и воздуха) по турбинам и компрессорам, обеспечивающее максимальную эффективность ГТУ на расчетном режиме работы.

Для выбранной схемы ГТУ существуют оптимальные давления, т. е. такие давления в различных точках схемы (см. рис. 1.10), при которых некоторая характеристика ГТУ, например ее к. п. д.  $\eta$ , достигает максимального значения.

Задачу о выборе оптимальных давлений сформулируем следующим образом. Пусть известны схема ГТУ, т. е. количество и взаимное расположение турбин, компрессоров, камер сгорания и охладителей, а также температуры перед всеми турбинами и компрессорами и их коэффициенты полезного действия. Для схем с регенерацией считаем заданной степень регенерации. При этих условиях требуется найти давление перед всеми турбинами и компрессорами так, чтобы к. п. д. ГТУ имел максимальное значение.

Математически поставленная задача сводится к определению экстремального значения функции многих переменных при некоторых дополнительных условиях, связывающих эти переменные. Дополнительными условиями являются требования баланса мощностей всех агрегатов, расположенных на одном валу в многовальной ГТУ (число валов два и более).

Рассмотрение одновальной установки дает возможность определить максимально возможный к. п. д. при заданных граничных температурах и к. п. д. машин. Требование баланса мощностей заставляет несколько отступить от оптимального распределения давлений в холодильниках и камерах сгорания, что ведет принципиально к некоторому снижению к. п. д.; однако на практике можно добиться малого снижения к. п. д., распределяя агрегаты по валам надлежащим образом.

Пусть в схеме имеется  $s$  ступеней сжатия и  $n$  ступеней расширения (например, в схеме рис. 1.11)  $s=3, n=2$ ). Прежде всего отметим, что при любом числе компрессоров и турбин число независимых переменных, от которых зависит к. п. д. ГТУ, не превышает трех.

Перераспределение отношений давлений между турбинами, за исключением ТНД, не влияет на потерю тепла с уходящими газами, так как температура газа за ТНД зависит только от отношения давлений и начальной температуры в ТНД. Отправляясь от этого факта, можно показать, что максимальному к. п. д. ГТУ соответствует максимум суммарной работы всех турбин, за исключением ТНД. Если принять, что начальная температура газа перед турбинами одинакова и изоэнтروпийные к. п. д. турбин равны, то мак-

симум работы турбин достигается при равенстве отношений давлений в них:

$$\delta_1 = \delta_2 = \dots + \delta_{n-1}. \quad (1.42)$$

Таким образом, если принято общее отношение давлений в компрессорах  $\epsilon$  и отношение давлений в ТНД  $\delta_n$ , то отношение давлений в остальных турбинах находится однозначно:

$$\delta_1 = \delta_2 = \dots = \delta_{n-1} = (\epsilon/\delta_n)^{1/(n-1)}. \quad (1.43)$$

Можно также показать, что максимальному значению к. п. д. газотурбинной установки соответствует минимум суммарной работы сжатия всех компрессоров, за исключением последнего. Рассматривая минимум суммарной работы сжатия

$$H_{k1} + H_{k2} + \dots + H_{k(s-1)} = \sum_{j=1}^{s-1} H_{kj},$$

при условии

$$\epsilon_1 \epsilon_2 \dots \epsilon_{s-1} = \epsilon/\epsilon_s = \text{const}$$

можно получить следующую формулу для отношений давлений всех компрессоров в зависимости от величины  $\epsilon/\epsilon_s$ :

$$\epsilon_i = v_{ki} \left( \frac{\epsilon}{\epsilon_s} \right)^{1/(s-1)}, \quad v_{ki} = \left( \frac{\eta_{ki}}{T_{ai}} \right)^{1/m_{B_i}} \left( \prod_{j=1}^{s-1} \frac{\eta_{kj}}{T_{aj}} \right)^{-1/[m_B(s-1)]}, \quad (1.44)$$

где  $i=1, 2, \dots, s-1$ ;  $T_{aj}$  — температура перед  $j$ -м компрессором;  $\eta_{kj}$  — к. п. д.  $j$ -го компрессора. Символ  $\Pi$  означает произведение величин, стоящих под знаком символа, например

$$\prod_{j=1}^{s-1} \frac{\eta_{kj}}{T_{aj}} = \frac{\eta_{k1} \eta_{k2} \dots \eta_{k(s-1)}}{T_{a1} T_{a2} \dots T_{a(s-1)}}.$$

Как уже отмечалось, при выборе оптимальных давлений в цикле ГТУ величины к.п.д. турбин и компрессоров и температуры газа и воздуха перед ними считаются известными (заданными). Поэтому зависимости (1.43), (1.44) действительно дают возможность выразить все отношения давлений через три величины:  $\epsilon$ ,  $\epsilon_s$  и  $\delta_n$ , т. е. через общее отношение давлений  $\epsilon$ , отношение давлений  $s$ -го компрессора  $\epsilon_s$  и отношение давлений  $n$ -й турбины  $\delta_n$ . При этих условиях к. п. д. ГТУ в общем случае можно представить как функцию трех переменных  $\eta = \eta(\epsilon, \epsilon_s, \delta_n)$ ; тогда определение оптимальных давлений в схеме любой сложности приводится к исследованию экстремума названной функции  $\eta(\epsilon, \epsilon_s, \delta_n)$  от трех аргументов. Рассмотрим простой приближенный способ определения оптимальных отношений давлений. Расчеты показывают, что если принять неоптимальное распределение отношений давлений в турбинах и компрессорах, то, несмотря на это, общее оптимальное отношение давлений находится с достаточной для практических целей точностью. Этим можно воспользо-

ваться для определения общего оптимального отношения, если заранее ориентировочно принять зависимость между отношениями давлений в КВД и других компрессорах, а также в ТНД и других турбинах.

В ГТУ с большой степенью регенерации отношение давлений в КВД мало отличается от отношения давлений в других компрессорах, поэтому в первом приближении можно принять

$$\varepsilon_1 = \varepsilon_2 = \dots = \varepsilon_s = (\varepsilon/\lambda_1)^{1/s}. \quad (1.45)$$

Аналогично

$$\delta_1 = \delta_2 = \dots = \delta_n = (\varepsilon\lambda)^{1/n}. \quad (1.46)$$

В ГТУ без регенерации оптимальное отношение давлений в КВД существенно больше, чем в других компрессорах (что позволяет уменьшить подвод тепла в камере сгорания), а оптимальное отношение давлений в ТНД существенно больше, чем в других турбинах (что приводит к уменьшению потерь с уходящими газами). Ориентировочно при  $s=n=3$  можно принять в первом приближении

$$\varepsilon_3 = \varepsilon_1 \varepsilon_2, \quad \delta_3 = \delta_1 \delta_2. \quad (1.47)$$

Таким образом, используя зависимости (1.45) и (1.46) для ГТУ с большой степенью регенерации или (1.47) для ГТУ без регенерации, можно построить график зависимости к. п. д. ГТУ от общего отношения давлений, подобный изображенному на рис. 1.14,а. График позволяет найти оптимальное отношение давлений  $\varepsilon_\eta$  или выбрать целесообразное отношение давлений, обеспечивающее высокий к. п. д. ГТУ. После того как выбрано общее отношение давлений, строится график зависимости к. п. д. ГТУ от  $\varepsilon_1$  при принятом  $\varepsilon$  (и выбранном соотношении давлений в турбинах). Этот график, подобный изображенному на рис. 1.14,б, позволяет найти оптимальное отношение давлений  $\varepsilon_{\eta_1}$ , после чего по зависимости (1.44) легко найти отношения давлений в других компрессорах.

Аналогичным образом находятся оптимальные отношения давлений в турбинах — по выбранному общему отношению давлений и с помощью вспомогательного графика  $\eta = \eta(\delta_3)$ .

При определении оптимальных параметров двухвальных ГТУ необходимо учитывать баланс мощности свободного вала, накладывающий ограничение на зависимость между

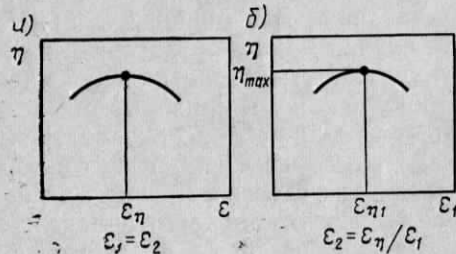


Рис. 1.14. К определению оптимальных параметров сложных ГТУ

отношениями давлений турбин и компрессоров свободного вала и поэтому препятствующий оптимальному распределению давлений по всем турбинам и компрессорам. Таким образом, на расчетном режиме работы к. п. д. двухвальной ГТУ всегда меньше, чем к. п. д. одновальной ГТУ. С целью повышения к. п. д. двухвальной ГТУ иногда применяют дву-

кратное охлаждение воздуха и соответствующим образом распределяют компрессоры и турбины по валам.

Проиллюстрируем методику определения оптимальных параметров двухвальных ГТУ примером.

**Пример 1.2.** Найти оптимальные параметры двухвальной ГТУ с промежуточным охлаждением и промежуточным подводом тепла для двух схем (рис. 1.15,а и б), отличающихся местом расположения потребителя мощности.

Принимаем:  $t_{c1} = t_{c2} = 800^\circ \text{C}$ ;  $t_{a1} = 15^\circ \text{C}$ ;  $t_{a2} = 35^\circ \text{C}$ ; топливо — природный газ и следующие средние значения  $R$  и  $c_p$ , кДж/(кг·К):  $R_b = 0,287$ ;  $c_{p_b} = 1,004$ ;  $R_r = 0,29$ ;  $c_{p_r} = 1,133$ ;  $c_p = 1,133$  (в камере сгорания).

Вычисляем показатели:  $m = (k-1)/k = R/c_p$ ;  $m_b = R_b/c_{p_b} = 0,287/1,004 = 0,286$ ;  $m_r = R_r/c_{p_r} = 0,29/1,133 = 0,256$ .

Расходы рабочей среды через все турбины и компрессоры принимаем равными.

Ориентировочно оцениваем  $\lambda = 0,92$ ,  $\eta_{к.с} = 0,972$  и, предполагая, что рассматривается ГТУ большой мощности, принимаем:  $\eta_{\tau 1} = 0,89$ ;  $\eta_{к 2} = 0,87$ ;  $\eta_{\tau 1} = 0,88$ ;  $\eta_{\tau 2} = 0,89$ ;  $\eta_{к.с} = 0,97$ .

К.п.д. компрессора высокого давления принят меньшим, чем к.п.д. компрессора низкого давления, поскольку высоты лопаток в нем меньше. По тем же причинам принято  $\eta_{\tau 1} < \eta_{\tau 2}$ .

При определении общего оптимального отношения давлений примем  $\varepsilon_1 = \varepsilon_2$ . Кроме того, вместо графика  $\eta(\varepsilon)$  построим график  $\eta(\varepsilon^{m_b})$ , что позволит упростить вычисления. Влиянием утечек воздуха и газа пренебрежем.

Первая схема (рис. 1.15,а). К. п. д. ГТУ, выполненной по этой схеме, определяется зависимостью

$$\eta = (H_{\tau 2} - H_{к 1}) / (q_{1,1} + q_{1,2}),$$

где  $H_{\tau 2} = c_{p_r} T_{c2} (1 - \delta_2^{-m_r}) \eta_{\tau 2} = 1082 (1 - \delta_2^{-m_r})$ , кДж/кг;

$$H_{к 1} = \frac{1}{\eta_{к 1}} c_{p_b} T_{a1} (\varepsilon_1^{m_b} - 1) = 325 (\varepsilon_1^{m_b} - 1), \text{ кДж/кг};$$

$$q_{1,1} + q_{1,2} = \frac{c_p}{\eta_{к.с}} (T_{c1} - T_{b2} + T_{c2} - T_{a1}) = 1250 \left( 2 - \frac{T_{b2}}{T_{c1}} - \frac{T_{a1}}{T_{c1}} \right), \text{ кДж/кг}.$$

Теперь выразим величины  $T_{b2}/T_{c1}$  и  $T_{a1}/T_{c1}$  через  $\varepsilon_2^{m_b}$  и  $\delta_1^{-m_r}$  и подставим их значения в последнее выражение:

$$\frac{T_{b2}}{T_{c1}} = \frac{T_{b2}}{T_{a2}} \cdot \frac{T_{a2}}{T_{c1}} = \left( 1 + \frac{\varepsilon_2^{m_b} - 1}{\eta_{к 2}} \right) \frac{T_{a2}}{T_{c1}} = 0,33 \varepsilon_2^{m_b} - 0,043;$$

$$\frac{T_{a1}}{T_{c1}} = 1 - \eta_{\tau 1} (1 - \delta_1^{-m_r}) = 0,12 + 0,88 \delta_1^{-m_r}.$$

После подстановок находим:

$$q_{1,1} + q_{1,2} = 1250 (1,923 - 0,33 \varepsilon_2^{m_b} - 0,88 \delta_1^{-m_r});$$

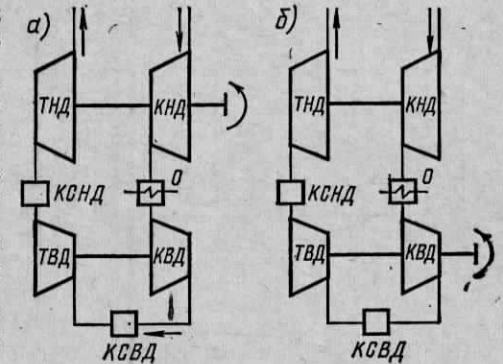


Рис. 1.15. Схемы двухвальных ГТУ с промежуточным подводом тепла

$$\eta = \frac{0,586 - 0,452 \delta_2^{-m_\Gamma} - 0,135 \epsilon_1^{-m_\Gamma}}{1 - 0,172 \epsilon_2^{m_\Gamma} - 0,458 \delta_1^{-m_\Gamma}}$$

Осталось выразить  $\delta_1^{-m_\Gamma}$  и  $\delta_2^{-m_\Gamma}$  через  $\epsilon_1^{m_\Gamma}$  и  $\epsilon_2^{m_\Gamma}$ .

Величина  $\delta_1^{-m_\Gamma}$  определяется с помощью баланса мощностей свободного вала:

$$H_{\kappa 2} = H_{\Gamma 1}, \quad \frac{1}{\eta_{\kappa 2}} c_{p \Gamma} T_{a 2} (\epsilon_2^{m_\Gamma} - 1) = \eta_{\Gamma 1} c_{p \Gamma} T_{c 1} (1 - \delta_1^{-m_\Gamma});$$

$$\delta_1^{-m_\Gamma} = 1 - 0,333 (\epsilon_2^{m_\Gamma} - 1).$$

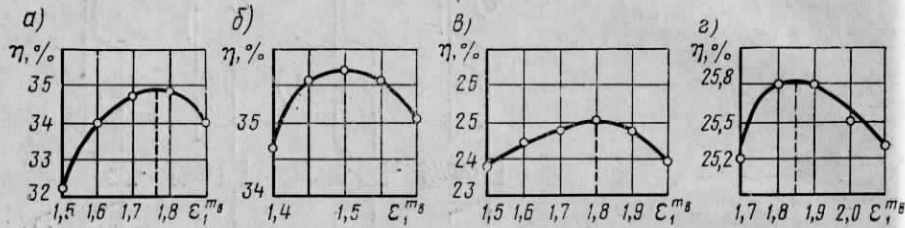


Рис. 1.16. Определение оптимального отношения давлений

Выражение  $\delta_2^{-m_\Gamma}$  находится с помощью равенства  $\delta = \lambda \epsilon$  после подстановки в него выражений  $\delta = \delta_1 \delta_2$ ;  $\epsilon = \epsilon_1 \epsilon_2$  ( $\epsilon_1 = \epsilon_2$ ). Окончательно получим

$$\delta_2^{-m_\Gamma} = \delta_1^{m_\Gamma} \cdot 1,02 (\epsilon_1 \epsilon_2)^{-0,895 m_\Gamma}.$$

Дальнейший расчет не вызывает затруднений и сведен в табл. 1.4. Порядок расчета следующий: принимаем ряд значений  $\epsilon_1^{m_\Gamma} = \epsilon_2^{m_\Gamma}$ , определяем однозначные соответствующие им значения  $\delta_1^{-m_\Gamma}$  и  $\delta_2^{-m_\Gamma}$  и подсчитываем к. п. д. ГТУ  $\eta$  (без учета механических потерь и утечек).

Таблица 1.4

$\epsilon_1^{m_\Gamma}$ . . . . .	1,5	1,6	1,7	1,8	1,9
$\delta_1^{-m_\Gamma}$ . . . . .	0,833	0,800	0,767	0,734	0,700
$\delta_2^{-m_\Gamma}$ . . . . .	0,592	0,550	0,516	0,485	0,462
$\eta$ . . . . .	0,322	0,340	0,346	0,349	0,340

По данным табл. 1.4 на рис. 1.16,а построен график зависимости  $\eta(\epsilon_1^{m_\Gamma})$ , из которого определяем  $\epsilon_{\eta 1}^{m_\Gamma} = 1,76$  и  $\epsilon_\eta = (\epsilon_{\eta 1}^{m_\Gamma} \epsilon_{\eta 2}^{m_\Gamma})^{1/m_\Gamma} = 1,76^{2/0,286} \approx 51$ . Практически обычно принимают  $\epsilon < \epsilon_\eta$ . Дело в том, что методика расчета не учитывает влияния двух факторов, каждый из которых приводит к снижению оптимального отношения давлений. С ростом  $\epsilon$ , во-первых, уменьшается к. п. д. компрессоров и турбин вследствие уменьшения высот лопаток и, во-вторых, увеличивается стоимость ГТУ. Кроме того, часто приходится учитывать трудность выполнения компрессора в одном корпусе с большим числом ступеней. Поэтому

принимаем  $\epsilon_1^{m_\Gamma} = 1,65$ , что вызывает снижение к. п. д. всего на 0,5% (абсолютных). При этом общее отношение давлений  $\epsilon = 33$  оказывается вполне приемлемой величиной, сравнительно легко достигаемой в двух корпусах компрессора. Распределение давлений по корпусам компрессора будем искать, исходя из  $\epsilon = 33$ .

Расчеты выполняются следующим образом. Выражение  $\epsilon_1^{m_\Gamma}$  назначается, а  $\epsilon_2^{m_\Gamma}$  определяется из условия:

$$(\epsilon_1 \epsilon_2)^{m_\Gamma} = \epsilon^{m_\Gamma} = 33^{0,286} = 2,72,$$

откуда  $\epsilon_2^{m_\Gamma} = 2,72 \epsilon_1^{-m_\Gamma}$ . Формула для определения  $\delta_1$  остается прежней:

$$\delta_1^{-m_\Gamma} = 1 - 0,333 (\epsilon_2^{m_\Gamma} - 1).$$

Выражение  $\delta_2^{-m_\Gamma}$  определяется по суммарному отношению давлений:

$$\delta_2^{-m_\Gamma} = 1,02 \delta_1^{m_\Gamma} / 1,65^{1,79} = 0,415 \delta_1^{m_\Gamma}.$$

К. п. д.  $\eta$  определяется так же, как и раньше.

Таблица 1.5

$\epsilon_1^{m_\Gamma}$ . . . . .	1,40	1,45	1,50	1,55	1,60
$\epsilon_2^{m_\Gamma}$ . . . . .	1,94	1,87	1,81	1,75	1,70
$\delta_1^{-m_\Gamma}$ . . . . .	0,686	0,708	0,729	0,749	0,767
$\delta_2^{-m_\Gamma}$ . . . . .	0,605	0,586	0,569	0,554	0,542
$\eta$ . . . . .	0,347	0,356	0,357	0,356	0,351

Весь расчет сведен в табл. 1.5, по данным которой на рис. 1.16,б построен график  $\eta(\epsilon_1^{m_\Gamma})$ . Согласно рис. 1.16,б  $\epsilon_{\eta 1}^{m_\Gamma} = 1,5$ , и  $\epsilon_{\eta 1} = 1,5^{3,5} = 4,11$ ,  $\epsilon_{\eta 2} = 33/4,11 = 8,03$ . Отношение давлений в КВД оказалось большим, что затрудняет выполнение компрессора с принятым к. п. д.  $\eta_{\kappa}$ . Поэтому целесообразно уменьшить  $\epsilon_2$ . Можно, например, принять  $\epsilon_1^{m_\Gamma} = 1,6$ , что вызывает снижение  $\eta$  всего на 0,5% (абсолютных) (см. табл. 1.5), но отношения давлений будут приемлемыми:  $\epsilon_1 = 5,2$ ;  $\epsilon_2 = 6,35$ .

Вторая схема. Расчет второй схемы производится аналогичным образом. Разница лишь в том, что теперь из баланса мощностей свободного вала определяется величина

$$\delta_2^{-m_\Gamma} = 1 - \frac{1}{\eta_{\Gamma 2} \eta_{\kappa 1}} \cdot \frac{c_{p \Gamma} T_{a 1}}{c_{p \Gamma} T_{c 2}} (\epsilon_1^{m_\Gamma} - 1),$$

или

$$\delta_2^{-m_\Gamma} = 1 - 0,301 (\epsilon_1^{m_\Gamma} - 1).$$

Формулы для определения  $\delta_1^{-m_\Gamma}$  и  $\eta$  принимают следующий вид:

$$\delta_1^{-m_\Gamma} = 1,02 \delta_2^{m_\Gamma} \epsilon_1^{1,79 m_\Gamma};$$

$$\eta = \frac{0,594 - 0,446 \delta_1^{-m_\Gamma} - 0,148 \epsilon_2^{m_\Gamma}}{1 - 0,172 \epsilon_2^{m_\Gamma} - 0,458 \delta_1^{-m_\Gamma}}$$

Весь расчет сведен в табл. 1.6 и 1.7, а результаты изображены в виде графиков на рис. 1.16,в и г.

Таблица 1.6

$\epsilon_1^{m_B} \dots \dots \dots$	1,5	1,6	1,7	1,8	1,9	2,0
$\delta_2^{-m_r} \dots \dots \dots$	0,849	0,819	0,789	0,759	0,729	0,699
$\delta_1^{-m_r} \dots \dots \dots$	0,582	0,537	0,501	0,470	0,442	0,421
$\eta \dots \dots \dots$	0,238	0,246	0,248	0,251	0,248	0,239

Таблица 1.7

$\epsilon_1^{m_B} \dots \dots \dots$	1,7	1,8	1,9	2,0	2,1
$\epsilon_2^{m_B} \dots \dots \dots$	1,60	1,51	1,43	1,36	1,293
$\delta_2^{-m_r} \dots \dots \dots$	0,789	0,759	0,729	0,699	0,669
$\delta_1^{-m_r} \dots \dots \dots$	0,528	0,549	0,572	0,597	0,623
$\eta \dots \dots \dots$	0,252	0,258	0,258	0,255	0,253

По поводу расчета необходимо сделать следующие замечания. Оптимальное значение  $\epsilon_{\eta 1}^{m_B} = 1,8$ , что несколько больше, чем для первой схемы. Для сравнения с первой схемой при определении  $\epsilon_{\eta 1}$  принято  $\epsilon = 33$ . Согласно рис. 1.16,  $\epsilon_{\eta 1}^{m_B} = 1,85$ . Следовательно,  $\epsilon_{\eta 1} = 1,85^{3,5} = 8,6$ ,  $\epsilon_{\eta 2} = 33/8,6 = 3,84$ .

Неблагоприятное распределение отношений давлений в компрессорах (а также и в турбинах) привело к тому, что к. п. д. ГТУ во второй схеме оказался существенно ниже, чем в первой (26% против 35%). Как указывалось, наиболее экономичной была бы одновальная установка, поскольку в этом случае можно выбрать оптимальное распределение давлений как в компрессорах, так и в турбинах.

Названные значения к. п. д. найдены (см. табл. 1.6 и 1.7) без учета утечек, механических потерь и потерь в электрическом генераторе. Величина утечек зависит от схемы и конструкции турбин и компрессоров. Ориентировочно можно принять, что влияние утечек компенсируется увеличением расхода газа за счет людачи топлива (жидкого или высококалорийного газообразного).

Определим эффективный и электрический к. п. д. ГТУ (первая схема), приняв условный механический к. п. д. турбин  $\eta_m = 0,99$  и к. п. д. электрического генератора  $\eta_{э,г} = 0,97$ . Эффективный к. п. д. по формуле (1.37)

$$\eta_e = \eta [1 - (1 - \eta_m)/\varphi].$$

Коэффициент полезной работы в данном случае

$$\varphi = 1 - (H_{к1} + H_{к2})/(H_{т1} + H_{т2})$$

$$\varphi = 1 - \frac{c_{pB} \frac{T_{a1}}{T_{c1}} \frac{1}{\eta_{к1}} (\epsilon_1^{m_B} - 1) + \frac{T_{a2}}{T_{c1}} \frac{1}{\eta_{к2}} (\epsilon_2^{m_B} - 1)}{c_{pГ} \eta_{т1} (1 - \delta_1^{-m_r}) + \frac{T_{c2}}{T_{c1}} \eta_{т2} (1 - \delta_2^{-m_r})}$$

Для значений  $\epsilon_{\eta 1}^{m_B} = 1,5$  (рис. 1.16,б)

$$\varphi = 1 - \frac{1,004 \frac{0,268}{0,89} (1,50 - 1) + \frac{0,287}{0,87} (1,81 - 1)}{1,133 \cdot 0,88 (1 - 0,729) + 0,89 (1 - 0,569)} = 0,403;$$

$$\eta_e = 0,357 (1 - 0,01/0,403) = 0,348.$$

Электрический к. п. д. установки

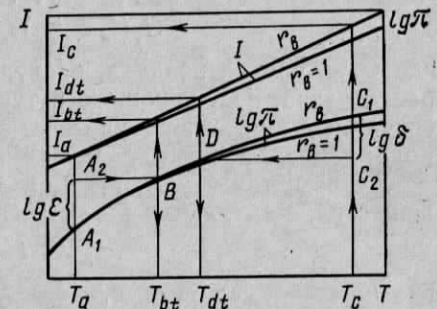
$$\eta_{э} = \eta_e \eta_{э,г} = 0,348 \cdot 0,97 = 0,338.$$

На приведенном примере отчетливо видно влияние выбора схемы на экономичность двухвальных ГТУ.

### § 1.8. Расчет тепловой схемы газотурбинной установки

В предыдущем изложении принимались средние значения теплоемкостей газа и воздуха в процессах сжатия, подвода или отвода тепла и расширения. В более точных расчетах следует учитывать переменность теплоемкости в зависимости от температуры. Влияние давления на теплоемкость воздуха и продуктов сгорания невелико для обычных углеводородных топлив при распространенных в современных ГТУ параметрах, поэтому им обычно пренебрегают.

Одним из способов расчета процессов в ГТУ с учетом влияния температуры на теплоемкость является использование тепловых диаграмм. Построение тепловых диаграмм для различных газов и продуктов сгорания топ.Рис. 1.17. Тепловая диаграмма для воздуха и продуктов сгорания



Показан пример получающихся диаграмм. Продукты сгорания рассматриваются как смесь «чистых» продуктов сгорания, получающихся при сжигании топлива с коэффициентом избытка воздуха  $\alpha = 1$ , и чистого воздуха.

Энтальпия  $I(T)$ , отнесенная к 1 моль, и  $lg \pi$  для смеси на диаграмме рис. 1.17 даются в зависимости от двух величин: температуры смеси  $T$  и объемной доли воздуха в смеси  $r_B$ :

$$r_B = \frac{q(\alpha - 1)}{1 + q(\alpha - 1)}, \quad q = \frac{L_0 \cdot \mu_{п.с}}{1 + L_0 \cdot \mu_B}, \quad (1.48)$$

где  $L_0$  — количество воздуха, необходимое для полного сгорания

единицы массы топлива, кг/кг;  $\alpha$  — коэффициент избытка воздуха в камере сгорания  $\mu_{п.с}$  — молекулярная масса (масса одного моля) продуктов сгорания при  $\alpha=1$ ;  $\mu_v$  — молекулярная масса воздуха.

При расчете тепловой схемы полагаем заданными (или выбранными на основании расчетов или по оценке) следующие величины: полезная мощность ГТУ  $N_e$  или  $N_b$  (кВт); температура газов перед турбиной  $T_c$  и температура воздуха перед компрессором  $T_a$  (по заторможенным параметрам); отношение давлений в компрессоре  $\epsilon$  и в турбине  $\delta$ ; степень регенерации  $\sigma$ ; коэффициенты полезного действия турбины  $\eta_t$ , компрессора  $\eta_k$ , камеры сгорания  $\eta_{к.с}$ , электрического генератора  $\eta_{э.г}$  (если таковой есть), механический к. п. д.  $\eta_m$ ; состав топлива; низшая теплотворная способность  $Q_p^H$ . Затраты мощности на собственные нужды (масляные и топливные насосы и пр.) учитываются механическим к. п. д. Расчет тепловой схемы рассмотрим на примере ГТУ, в состав которой входит турбина, компрессор, камера сгорания и регенератор (см. рис. 1.4). Обозначения точек процесса, применяемые далее, соответствуют рис. 1.2.

Предварительно строится тепловая диаграмма (рис. 1.17) на основании указаний в [26].

В качестве первой задачи при расчете тепловой схемы ГТУ определим коэффициент избытка воздуха  $\alpha$  в камере сгорания. Для этого составим по схеме рис. 1.4 уравнения теплового баланса камеры сгорания и регенератора:

$$G_T i_c = G_K i_e + B Q_p^H \eta_{к.с} + B i_{тп}; \quad (1.49)$$

$$G_T (i_d - i_{бп}) \sigma = G_K (i_e - i_b), \quad (1.50)$$

где  $G_K$  — расход воздуха, поступающий в камеру сгорания;  $G_T$  — расход газа, поступающего в турбину;  $i_{бп}$  — энтальпия продуктов сгорания при температуре воздуха  $T_b$ ;  $i_{тп}$  — энтальпия топлива, подаваемого в камеру сгорания.

В формулах (1.49), (1.50) и далее энтальпия  $i$  отнесена к 1 кг вещества, а энтальпия  $I$  — к 1 молю:

$$i = I/\mu,$$

где  $\mu$  — молекулярная масса вещества.

Расходы  $G_T$ ,  $G_K$  и  $B$  связаны соотношениями:

$$G_T/G_K = 1 + 1/(\alpha L_0), \quad B/G_K = 1/(\alpha L_0). \quad (1.51)$$

Исключим величину  $i_e$  из (1.49) и (1.50) и заменим отношения расходов по (1.51). Из получающегося соотношения найдем  $\alpha$  в виде:

$$\alpha = \left. \begin{aligned} & (Q_p^H \eta_{к.с} - Q_c) / (L_0 Q_{к.с}); \\ & Q_c = i_c - i_{тп} - (i_d - i_{бп}) \sigma; \\ & Q_{к.с} = i_c - i_b - (i_d - i_{бп}) \sigma. \end{aligned} \right\} \quad (1.52)$$

Расчет  $\alpha$  по (1.52) производится последовательными приближениями, поскольку, входящие в правую часть (1.52) энтальпии продуктов сгорания ( $i_c$ ,  $i_d$ ,  $i_{бп}$ ) сами в некоторой степени зависят от состава смеси, а следовательно, и от  $\alpha$ . Задавшись некоторым зна-

чением  $\alpha$  или величиной  $r_b$ , находят, используя тепловые диаграммы (рис. 1.17), энтальпии  $i_c$ ,  $i_d$ ,  $i_{бп}$ , входящие в правую часть равенства (1.52). Энтальпия  $i_c$  определяется сразу по температуре  $T_c$ .

Для определения энтальпии  $i_d$  сначала по кривой  $\lg \pi$  для принятого  $r_b$  по заданным значениям  $T_c$  и  $\delta$  находят  $T_{dt}$  (путь  $T_c C_1 C_2 D T_{dt}$ ) и соответствующую энтальпию  $i_{dt} = I_{dt}/\mu_T$ . Затем находят энтальпию

$$i_d = i_c - H_T, \quad H_T = (i_c - i_{dt}) \eta_T.$$

Молекулярная масса газа определяется по обычному правилу смешения:

$$\mu_T = \mu_v r_b + \mu_{п.с} (1 - r_b).$$

Энтальпия  $i_{бп}$  определяется по кривой  $I(T_b)$  для продуктов сгорания по принятому значению  $r_b$ , однако прежде надо найти  $T_b$  — температуру воздуха за компрессором. Для определения  $T_b$  и других параметров процесса сжатия по тепловым диаграммам для воздуха ( $r_b=1$ ) по заданным значениям  $T_a$ ,  $\epsilon$ ,  $\eta_k$  находят  $i_a = I_a/\mu_v$  по кривой  $I$ ,  $T_{bt}$  по кривой  $\lg \pi$  (путь  $T_a A_1 A_2 B T_{bt}$ ) и соответствующую энтальпию  $i_{bt} = I_{bt}/\mu_v$ . Затем определяют энтальпию

$$i_b = i_a + H_k, \quad H_k = (i_{bt} - i_a)/\eta_k.$$

Температура  $T_b$  находится по диаграмме  $I(T)$  для воздуха по найденному значению  $I_b = \mu_v i_b$ . По температуре  $T_b$  находят  $i_{бп} = I_{бп}/\mu_T$ . Теперь все величины, входящие в правую часть (1.52), известны и можно найти первое приближение для  $\alpha$  по формуле (1.52).

Для второго приближения по найденному  $\alpha$  первого приближения находят  $r_b$  по зависимости (1.48). Затем по предыдущему, повторяя определения энтальпий  $i_c$ ,  $i_d$ ,  $i_{бп}$ , находят по (1.52) второе приближение  $\alpha$ , которое, как правило, является окончательным. После определения окончательного значения  $\alpha$  дальнейший расчет тепловой схемы проводится в следующем порядке:

1) расход газа через турбину из уравнения мощности ГТУ\*

$$G_T = N_e / H_e, \quad (1.53)$$

где  $H_e = H_T \eta_m - b H_K$ ;  $b = \alpha L_0 (1 + \alpha_y) / (1 + \alpha L_0)$ ;

$\alpha_y$  — коэффициент, характеризующий дополнительные расходы воздуха на утечки через уплотнения турбины; обычно  $\alpha_y = 0,005 - 0,02$ ;

2) расход воздуха, подаваемый компрессором;

$$G'_K = G_K (1 + \alpha_y) = b G_T;$$

3) расход топлива

$$B = G_T / (1 + \alpha L_0);$$

4) мощность, развиваемая газовой турбиной:

$$N_T = G_T H_T \eta_m;$$

\* Без учета охлаждения турбины воздухом. Влияние охлаждения рассмотрено в § 3.2.

5) мощность, потребляемая компрессором \*:

$$N_k = G_k' H_k;$$

6) коэффициент полезной работы

$$\varphi = N_e / N_T = 1 - b H_k / (H_T \eta_m);$$

7) коэффициент полезного действия ГТУ (эффективный к. п. д.)

$$\eta_e = G_T H_e / (B Q_p^H) = H_e / Q_e; \quad Q_e = Q_p^H / (1 + \alpha L_0),$$

где  $Q_e$  — количество тепла топлива, отнесенное к 1 кг продуктов сгорания.

Для расчета тепловой схемы ГТУ с промежуточным подводом тепла (см. рис. 1.9) требуется рассчитать коэффициенты избытка воздуха в первой камере (КСВД)  $\alpha_1$  и второй камере (КСНД)  $\alpha_2$ . По определению

$$\alpha_1 = G_k / (B_1 L_0); \quad \alpha_2 = G_k / [(B_1 + B_2) L_0],$$

где  $B_1, B_2$  — расходы топлива в КСВД и КСНД.

Из уравнений теплового баланса обеих камер сгорания и регенератора можно получить следующие соотношения:

$$\beta_2 = (Q_2 - i_{c2}) / (i_{c2} - i_{d1}); \quad (1.54)$$

$$\beta_1 = \frac{\beta_2 (Q_1 - i_{c1}) + (1 + \beta_2) (i_{d2} - i_{bn}) \sigma}{\beta_2 (i_{c1} - i_{b2}) - (1 + \beta_2) (i_{d2} - i_{bn}) \sigma}. \quad (1.55)$$

Здесь введены обозначения:

$$\beta_1 = G_k / B_1; \quad \beta_2 = \frac{G_k + B_1}{B_2}; \quad Q_1 = Q_p^H \eta_{k.c1} + i_{тп}; \quad Q_2 = Q_p^H \eta_{k.c2} + i_{тп}.$$

Обозначения параметров и индексы соответствуют рис. 1.9 и 1.10:  $\eta_{k.c1}, \eta_{k.c2}$  — к. п. д. камер сгорания.

Коэффициенты  $\alpha_1$  и  $\alpha_2$  можно выразить через параметры  $\beta_1$  и  $\beta_2$ :

$$\alpha_1 = \beta_1 / L_0, \quad \alpha_2 = \beta_1 \beta_2 / (1 + \beta_1 + \beta_2) L_0. \quad (1.56)$$

Объемные доли воздуха перед ТВД и ТНД:

$$r_{в1} = \frac{q(\alpha_1 - 1)}{1 + q(\alpha_1 - 1)}, \quad r_{в2} = \frac{q(\alpha_2 - 1)}{1 + q(\alpha_2 - 1)}. \quad (1.57)$$

Теперь, пользуясь полученными соотношениями и тепловыми диаграммами, можно последовательными приближениями найти  $\alpha_1, \alpha_2$  и объемные доли  $r_{в1}, r_{в2}$ , а затем рассчитать процессы во всех элементах ГТУ с промежуточным подводом тепла. Задавшись вероятными значениями  $r_{в1}$  и  $r_{в2}$ , найдем  $\mu_1$  и  $\mu_2$  — молекулярные массы продуктов сгорания за первой и второй камерами сгорания; затем найдем значения энтальпий, входящих в правые части равенств (1.54) и (1.55) и рассчитаем  $\beta_2$  и  $\beta_1$ . По зависимостям (1.56) найдем  $\alpha_1, \alpha_2$  и по формулам (1.57) — первое приближение для  $r_{в1}$  и  $r_{в2}$ . Повторяя процедуру, найдем последующие приближения для  $r_{в1}$  и  $r_{в2}$ . Как правило, требуется не более двух приближений для получения приемлемой точности расчета.

\* Механические потери отнесены к турбине.

### § 2.1. Тепловой расчет турбин

Расчет газовой турбины имеет много общего с расчетом паровой турбины. Вначале производят расчет, целью которого является определение числа ступеней и основных размеров: диаметров ступеней, высот лопаток и сечений патрубков. Один из этапов теплового расчета — определение средних параметров газа за направляющими и рабочими лопатками. Обычно считают, что параметры газа на среднем диаметре  $d_c(p_c, T_c, \rho_c)$  мало отличаются от средних по высоте лопаток параметров, и поэтому тепловой расчет производят для сечений, расположенных на среднем диаметре.

После теплового расчета находят распределение параметров потока по высоте лопаток. Эти данные позволяют произвести профилирование рабочих и направляющих лопаток, уточнить высоты лопаток и величину полезной работы турбины.

Для турбин большой мощности диаметр корневых сечений  $d_k$  определяют из условий прочности дисков и лопаток, а также возможности выполнения поковки дисков.

Частота вращения в некоторых случаях определяется потребителем мощности. Например, однофазные ГТУ большой мощности для привода генераторов электрического тока должны выполняться с частотой вращения 3000 об/мин ( $50 \text{ с}^{-1}$ ). Если потребитель энергии не накладывает жестких ограничений по частоте вращения, то выбор ее производят на основании технико-экономических расчетов одновременно с выбором начальной температуры газов. Иногда целесообразно все ступени или группу ступеней выполнить однотипными. При этом за основу берется последняя ступень в группе, а остальные ступени могут быть получены из исходной путем подрезания лопаток (направляющих и рабочих) у вершины до необходимой величины. Корневые сечения лопаток всех ступеней в этом случае расположены на одинаковом радиусе  $r_k$ .

Чтобы обеспечить возможно больший располагаемый тепलोперепад ступени, степень реактивности в корневом сечении выбирается малой (3—15%). При таком способе формирования проточной части все ступени группы имеют одинаковый изэнтропийный тепलोперепад и на равных радиусах совпадающие треугольники скоростей.

Описанный «канонический» тип проточной части не является единственно возможным. На практике в некоторых случаях оказы-

важется целесообразным отступить от использования однотипных ступеней. Такое отступление допустимо, например, при необходимости уменьшить длины последних лопаток в турбинах большой мощности. Эта цель достигается за счет увеличения меридиональных скоростей  $c_{s1}$  и  $c_{s2}$ ; при этом ступень, конечно, будет иметь иную профилировку, чем предыдущие ступени с меньшими меридиональными скоростями.

Потери во входном и выходном патрубках газовой турбины оказывают относительно большее влияние на ее к. п. д., чем в паровой турбине, так как последняя имеет значительно больший теплоперепад. Если к тому же

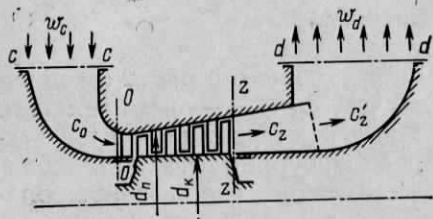


Рис. 2.1. Схема проточной части газовой турбины

принять во внимание более резкое снижение к. п. д. газотурбинной установки по сравнению с паротурбинной при одинаковом снижении к. п. д. турбин, то станет очевидной необходимость тщательной профилировки входных и выходных патрубков газовой турбины с целью снижения потерь в них. По этой же причине в газовом тракте газовой турбины, равно как и во всем газоздушном тракте ГТУ, отсутствуют регулирующие органы типа клапанов, задвижек и пр. вследствие больших потерь давления, свойственных этим типам устройств. Регулирование проходных сечений в тракте ГТУ вообще применяется довольно редко и для этой цели обычно используют поворотные направляющие аппараты.

**Потери в патрубках.** Аэродинамическое совершенство патрубков можно характеризовать величиной к. п. д. патрубка. К. п. д. входного патрубка, в котором происходит увеличение скорости потока от  $w_c$  до  $c_0$  (рис. 2.1), определяют как отношение действительного снижения энтальпии к теоретическому:

$$\eta_{вх} = (i_c - i_0) / (i_c - i_{0t}), \quad (2.1)$$

где  $i_c$  — энтальпия в сечении  $c$ ;  $i_0$  — энтальпия в сечении  $0$ ;  $i_{0t}$  — теоретическое значение энтальпии в сечении  $0$ , соответствующее изоэнтропийному процессу в патрубке: здесь и в дальнейшем первый индекс относится к сечениям, указанным на рис. 2.1.

К. п. д. выходного патрубка, в котором скорость газа понижается от значения  $c_z$  до  $w_d$ , определяют как отношение теоретического увеличения энтальпии к действительному:

$$\eta_{вых} = (i_{dt} - i_z) / (i_d - i_z), \quad (2.2)$$

где  $i_d$  — энтальпия в сечении  $d$ ;  $i_z$  — энтальпия в сечении  $z$ ;  $i_{dt}$  — теоретическое значение энтальпии при выходе из выходного патрубка, соответствующее изоэнтропийному течению.

При малых числах  $M$ :

$$i_c - i_{0t} = \Delta p_c / \rho_c, \quad i_{dt} - i_z = \Delta p_d / \rho_d, \quad (2.3)$$

где  $\Delta p_c = p_c - p_0$ ;  $\Delta p_d = p_d - p_z$ ;  $\rho_c$ ,  $\rho_d$  — плотность газа в сечениях.

Разности энтальпий, входящие в (2.1) и (2.2), выразим через скорости:

$$i_c - i_0 = (c_0^2 - w_c^2) / 2, \quad i_d - i_z = (c_z^2 - w_d^2) / 2. \quad (2.4)$$

Используя (2.1), (2.2) и (2.4) из соотношений (2.3), получим

$$\frac{\Delta p_c}{\rho_c} = \frac{1 - \eta_{вх}}{2} \frac{c_0^2 - w_c^2}{2}, \quad \frac{\Delta p_d}{\rho_d} = \eta_{вых} \frac{c_z^2 - w_d^2}{2}. \quad (2.5)$$

По первой формуле определяется уменьшение статического давления в конфузоре (входном патрубке), по второй — восстановление статического давления в диффузоре (выходном патрубке).

Типичные значения к. п. д. для аэродинамически совершенных патрубков следующие [5]:  $\eta_{вх} = 0,9 - 0,95$ ;  $\eta_{вых} = 0,4 - 0,6$ .

Скорости в патрубках обычно выбирают в следующих пределах:  $w_c = 30 - 40$  м/с;  $c_z = 100 - 150$  м/с;  $c_0 = 70 - 100$  м/с;  $w_d = 30 - 50$  м/с.

Рассчитаем потерю полного давления при течении в патрубках, для того чтобы затем перейти к определению располагаемого теплоперепада, приходящегося на проточную часть турбины между сечениями  $0$  и  $z$ .

При небольших числах  $M$  справедливо соотношение

$$p^* = p + \rho c^2 / 2;$$

здесь и далее звездочкой отмечено давление торможения.

Пользуясь подобными соотношениями, написанными для сечений  $c$  и  $0$ , и приняв во внимание (2.5), получим формулу

$$\Delta p_c^* = \frac{1 - \eta_{вх}}{\eta_{вх}} \rho_c \frac{c_0^2 - w_c^2}{2}, \quad (2.6)$$

где  $\Delta p_c^* = p_c^* - p_0^*$ .

Аналогично для выходного патрубка получим

$$\Delta p_d^* = p_z^* - p_d^* = (1 - \eta_{вых}) \rho_d (c_z^2 - w_d^2) / 2. \quad (2.7)$$

Рассмотрим процесс течения газа в проточной части турбины между сечениями  $c$  и  $d$ . Из расчета тепловой схемы газотурбинной установки должны быть известны: параметры торможения  $p_c^*$ ,  $i_c^*$ ,  $T_c^*$  в сечении  $c$  и давление торможения  $p_d^*$  в сечении  $d$ . Энтальпия торможения  $i_d^*$  и температура  $T_d^*$  известны в меру точности принятого при расчете схемы значения к. п. д. турбины  $\eta_T$ .

Параметры в сечении  $0$  определяют из соотношений

$$p_0^* = p_c^* - \Delta p_c^*; \quad i_0^* = i_c^*,$$

где  $\Delta p_c^*$  рассчитывается по (2.6). Значения скоростей  $w_d$ ,  $w_c$  принимают по рекомендации. Параметры в сечении  $z$  находят по формулам

$$p_z^* = p_d^* + \Delta p_d^*, \quad i_z^* = i_d^*.$$

Процесс течения в проточной части турбины изображен в  $i$ - $s$ -диаграмме на рис. 2.2.

Изоэнтروпийный теплоперепад  $H_{0t}$  всех ступеней выражается отрезком  $0'z''$ . Его величину находят при помощи тепловой диаграммы по известным  $T_0^* = T_c^*$ ,  $\delta_z = \rho_0^*/\rho_z^*$  — отношению давлений проточной части и скоростям  $c_0, c_z$ :

$$H_{0t} = i_0^* - i_{zt}^* + (c_z^2 - c_0^2)/2 = i_0 - i_{zt}$$

или по формуле

$$H_{0t} = c_p T_c^* (1 - \delta_z^{-m_r}) + (c_z^2 - c_0^2)/2.$$

Число ступеней в турбине

$$Z = (H_{0t}/H_{cp}) (1 + \alpha_r), \quad (2.8)$$

где  $\alpha_r$  — коэффициент возврата тепла;

$$\alpha_r = (1 - \eta_r) \frac{1 - T_{dt}^*/T_c^*}{1 + T_{dt}^*/T_c^*} \cdot \frac{Z - 1}{Z}; \quad (2.9)$$

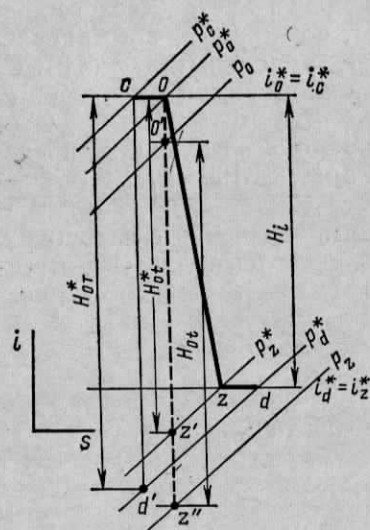
$H_{cp}$  — изоэнтропийный теплоперепад ступени, принимаемый как средний,

$$H_{cp} = 0,5 (H_{01} + H_{0z}). \quad (2.10)$$

Здесь  $H_{01}$  и  $H_{0z}$  — изоэнтропийный теплоперепад первой и последней ступеней, каждый из которых определяется по формуле

$$H_0 = u_k^2 / (2x_{0k}^2); \quad (x_{0k} = u_k/c_t), \quad (2.11)$$

Рис. 2.2. Процесс расширения газа в турбине в  $i$ - $s$ -диаграмме



где  $u_k$  — окружная скорость корневого сечения лопаток;  $x_{0k}$  — отношение скоростей, выбираемое в пределах 0,45—0,50 при диапазоне степени реактивности 3—15%;  $c_t$  — условная скорость, рассчитываемая по теплоперепаду  $H_0$ :  $c_t = \sqrt{2H_0}$ .

Величина степени реактивности  $\theta_k$  влияет на число ступеней (при выбранной окружной скорости  $u_k$ ), поскольку от  $\theta_k$  зависит параметр  $x_0 = u/c_t$ . С уменьшением  $\theta_k$  уменьшается оптимальное значение  $x_0$  и, следовательно, увеличивается теплоперепад ступени. С этой точки зрения целесообразно принимать малую степень реактивности. Однако от величины  $\theta_k$  зависит к. п. д. ступени как при расчетном режиме работы, так и при частичных нагрузках. Известно, что с увеличением степени реактивности в корневом сечении (по крайней мере, до  $\theta_k = 0,2-0,3$ ) к. п. д. ступени возрастает и становится более стабильным при отклонении режима работы от расчетного. Учитывая все обстоятельства, обычно принимают  $\theta_k = 0,03-0,15$ .

Для определения числа ступеней оценивают  $u_k$  и  $x_{0k}$ , находят  $H_{cp}$  по (2.10) и, задавшись значением  $\alpha_r = 0,02-0,04$ , определяют

$Z$  по (2.8). Полученное значение округляют до целого, которое и принимают за окончательное.

По формуле (2.9) определяют  $\alpha_r$ , после чего средний изоэнтропийный теплоперепад уточняют по формуле (2.8)

$$H_{cp} = H_{0t} (1 + \alpha_r) / Z.$$

После определения теплоперепада ступеней переходят к ступенчатому расчету проточной части турбины. Движение газа в ступени турбины и тепловой расчет ступени рассмотрены в § 2.2—2.5.

Результатом расчета должно быть определение высот рабочих и направляющих лопаток и уточнение параметров газа за турбиной, по которым можно найти к. п. д. проточной части турбины

$$\eta_{tz} = H_i / H_{0t}^* = (i_0^* - i_z^*) / (i_0^* - i_{zt}^*),$$

где  $H_{0t}^* = i_0^* - i_{zt}^* = H_{0t} + (c_0^2 - c_z^2)/2$ ;  $H_i = i_0^* - i_z^*$  — использованный теплоперепад;  $i_{zt}^*$  — энтальпия торможения в конце процесса изоэнтропийного расширения в проточной части (соответственно точке  $z'$ , рис. 2.2).

К. п. д. турбины определяют по полному располагаемому теплоперепаду

$$\eta_r = H_i / H_{0r}^* = (i_c^* - i_d^*) / (i_c^* - i_{dt}^*), \quad (2.11)$$

где  $i_{dt}^*$  — энтальпия торможения в конце процесса изоэнтропийного расширения в турбине (соответственно точке  $d'$ , рис. 2.2).

Эффективный к. п. д. турбины определяют с учетом механических потерь в подшипниках:

$$\eta_e = \eta_r \eta_m, \quad (2.12)$$

где  $\eta_m$  — механический к. п. д.

**Особенности теплового расчета турбин двухваловых ГТУ.** Распределение теплоперепада между турбинами двухвальной ГТУ должно производиться с учетом мощности, потребляемой компрессорами, и расположения компрессоров на валах. Для турбины свободного (компрессорного) вала:

$$\eta_{т.св} \eta_{м.св} H_{0св}^* = \sum H_{к.св},$$

где  $\eta_{т.св}$  — к. п. д. турбины свободного вала;  $\eta_{м.св}$  — механический к. п. д. турбины свободного вала с учетом потерь в подшипниках компрессора;  $H_{0св}^*$  — располагаемый теплоперепад турбины свободного вала;  $\sum H_{к.св}$  — суммарная работа, потребляемая компрессорами свободного вала.

Располагаемый теплоперепад «силовой» турбины (т. е. турбины, вырабатывающей полезную мощность) в ГТУ с одной камерой сгорания определяется как разность  $H_{0r}^*$  и  $H_{0св}^*$ , причем расчет должен производиться с учетом возврата тепла. Поясним сказанное на примере двухвальной ГТУ, у которой на свободном валу расположена турбина высокого давления.





необходимо вводить в расчет меридиональные их проекции. Такой прием позволяет более обоснованно переносить результаты экспериментального исследования плоских пакетов профилей на ступени турбины (и компрессора).

Расчет потока в ступени будем проводить в следующем порядке. Определяем располагаемый теплоперепад в сопловой решетке на среднем диаметре

$$H_{0н,с} = H_0(1 - \theta_c), \quad (2.14)$$

где  $H_0$  — располагаемый теплоперепад ступени по статическим параметрам перед и за ней. Далее для простоты письма индекс «с» опускается. Степень реактивности на среднем диаметре  $\theta_c$  подсчитываем по (2.13), располагаемый теплоперепад ступени находим и уточняем по формулам (2.11) и (2.8).

Затем определяем скорости на выходе из сопловой решетки:  $c_{1t}$  — теоретическую, соответствующую изоэнтропийному течению в сопловой решетке, и  $c_1$  — действительную;

$$c_{1t} = \sqrt{2H_{0н} + c_0^2}, \quad c_1 = \varphi c_{1t}, \quad (2.15)$$

где  $c_0$  — скорость перед сопловой решеткой;  $\varphi$  — коэффициент скорости сопловой решетки.

Меридиональную  $c_{1s}$  и окружную  $c_{1u}$  проекции скорости определяем по зависимостям:

$$c_{1s} = c_1 \sin \alpha_1, \quad c_{1u} = c_1 \cos \alpha_1, \quad (2.16)$$

где угол  $\alpha_1 = \alpha_{1с}$  выбран на основе приведенных рекомендаций.

Находим параметры газа за сопловой решеткой: температуры

$$T_1 = T_0^* - c_{1t}^2 / (2c_p), \quad T_{1t} = T_0^* - c_{1t}^2 / (2c_p); \quad (2.17)$$

давление

$$p_1 = p_0^* (T_{1t} / T_0^*)^{1/m_r}; \quad (2.18)$$

плотность

$$\rho_1 = p_1 / (RT_1),$$

где  $T_{1t}$  — температура за сопловой решеткой при изоэнтропийном течении газа в соплах;  $T_0^*$ ,  $p_0^*$  — температура торможения и давление торможения перед сопловой решеткой (по предположению известны).

Переходим к расчету потока в рабочей решетке. Определяем относительную скорость  $w_1$  и ее проекции  $w_{1s}$  и  $w_{1u}$ :

$$w_{1u} = c_{1u} - u_1, \quad w_{1s} = c_{1s}, \quad w_1 = \sqrt{w_{1u}^2 + w_{1s}^2}.$$

Находим теоретическую скорость выхода из рабочей решетки  $w_{2t}$  и действительную скорость  $w_2$ :

$$w_{2t} = \sqrt{2\theta H_0 + w_1^2}, \quad w_2 = \psi w_{2t},$$

где  $u_1, u_2$  — окружные скорости лопаток на средних диаметрах соплового и рабочего венцов (по предположению известны, затем они будут уточняться);  $\psi$  — коэффициент скорости рабочей решетки (выбран).

Находим проекции скорости  $w_2$ , предположив  $w_{2s} \approx w_{1s}$ . Угол  $\beta_2$  определяем из условия  $\sin \beta_2 = w_{2s} / w_2$ . Прочие составляющие скоростей потока при выходе из рабочей решетки:

$$w_{2u} = w_2 \cos \beta_2, \quad c_{2u} = u_2 - w_{2u}, \quad c_{2s} = w_{2s}, \quad c_2 = \sqrt{c_{2u}^2 + c_{2s}^2}.$$

Температуры, давление и плотность газа за ступенью находим по формулам

$$T_2 = T_1 - (w_2^2 - w_1^2) / 2c_p, \quad T_{2t} = T_1 - (w_{2t}^2 - w_1^2) / 2c_p;$$

$$p_2 = p_1 (T_{2t} / T_1)^{1/m_r}, \quad \rho_2 = p_2 / (RT_2),$$

где  $T_{2t}$  — температура за ступенью в предположении изоэнтропийного процесса в рабочей решетке.

Ориентировочные значения периферийных диаметров ступеней находим с помощью уравнений неразрывности, примененных к сечениям 1 и 2 (рис. 2.3):

$$d_{1н} = \sqrt{d_{1к}^2 + \frac{4G}{\pi \rho_1 c_{1s} \cos \gamma_1}}, \quad d_{2н} = \sqrt{d_{2к}^2 + \frac{4G}{\pi \rho_2 c_{2s} \cos \gamma_2}}. \quad (2.19)$$

По данным расчета чертим проточную часть ступени и, если необходимо, вносим изменения в расчет для обеспечения плавной проточной части с требуемыми соотношениями высот лопаток.

Опытные исследования, выполненные в Брянском институте транспортного машиностроения (БИТМ), Московском энергетическом институте (МЭИ) и других организациях [16; 17], показали, что высоту рабочих лопаток на входе целесообразно принимать больше высоты направляющих лопаток. Правильный выбор перекрыш  $\delta_k$  и  $\delta_n$  (рис. 2.3) позволяет увеличить к. п. д. ступени на 1—2% за счет снижения концевых потерь (по сравнению с вариантом без перекрыш). По тем же причинам высоту направляющих лопаток на входе следующей ступени принимают больше высоты рабочих лопаток на выходе предыдущей ступени.

Расчет ступени заканчиваем определением ее к. п. д.:

$$\eta_u^* = (u_1 c_{1u} - u_2 c_{2u} / H_0^*), \quad \eta_u = (u_1 c_{1u} - u_2 c_{2u}) / (H_0 + c_0^2 / 2), \quad (2.20)$$

где  $\eta_u^*$  и  $H_0^*$  — к. п. д. ступени и теплоперепад, найденные по параметрам торможения перед и за ступенью;  $\eta_u$  и  $H_0 + c_0^2 / 2$  — к. п. д. ступени и теплоперепад, найденные по параметрам торможения перед ступенью и статическим параметрам за ступенью.

Ориентировочная оценка влияния зазора  $\delta_3$  (рис. 2.3) на к. п. д. ступени может быть произведена по эмпирической формуле

$$\eta_u / \eta_{u0} = 1 - k_\delta \bar{\delta}_3, \quad (2.21)$$

которой  $\bar{\delta}_3 = \delta_3 / l$ , а опытный коэффициент  $k_\delta = 1,5—2,5$ , причем меньшие значения характерны для ступеней с малой степенью реак-

тивности [1]. Индекс «нуль» у к. п. д. означает, что к. п. д. найден без учета влияния радиального зазора  $\delta_3$  на к. п. д., поскольку обычно коэффициенты скорости  $\varphi$  и  $\psi$  определяют с учетом конечных потерь, но без учета влияния зазора. Формула (2.21) применима при достаточно малых зазорах ( $\delta_3 < 0,04$ ).

### § 2.3. Влияние геометрических и режимных параметров на эффективность лопаточных аппаратов

Расчет сопловых и рабочих решеток турбин основан на использовании коэффициентов скорости  $\varphi$ ,  $\psi$  и коэффициентов расхода  $\mu_1$ ,  $\mu_2$ . Знание величин этих коэффициентов особенно важно при расчете турбин газотурбинных установок. Дело в том, что ошибка при определении пропускной способности или мощности турбины вызывает отклонение режима совместной работы турбины и компрессора от расчетного, что может привести к серьезным последствиям.

Данные о величинах  $\varphi$ ,  $\psi$  и  $\mu$  берут на основании испытаний аналогичных решеток и ступеней турбин. Далее рассматриваются некоторые результаты опытных исследований по влиянию геометрических и режимных параметров на величины  $\varphi$ ,  $\psi$  и  $\mu$ , а также приводятся полуэмпирические зависимости, позволяющие оценивать  $\varphi$ ,  $\psi$  и  $\mu$  расчетным путем.

Профили сопловых и рабочих лопаток и обозначения основных размеров показаны на рис. 2.4.

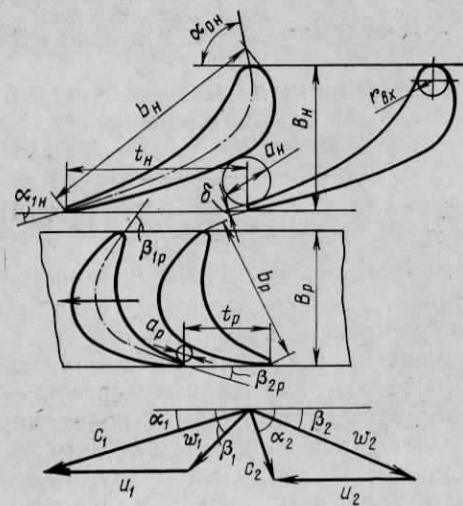


Рис. 2.4. Профили сопловых и рабочих лопаток

Максимальный размер профиля  $b_n$ ,  $b_p$  называют хордой. Форма профиля определяется формой его средней линии, показанной штрихпунктиром. Касательные к средней линии во входной и выходной кромках определяют входной  $\alpha_{0n}$ ,  $\beta_{1p}$  и выходной  $\alpha_{1n}$ ,  $\beta_{2p}$  углы лопаток.

Минимальное расстояние между профилями  $a_n$ ,  $a_p$  называют горлом решетки, а расстояние между соседними профилями вдоль образующей решетки — шагом  $t_n$ ,  $t_p$ . Относительный шаг:

$$\bar{t}_n = t_n/b_n; \bar{t}_p = t_p/b_p.$$

Размеры решеток в осевом направлении обозначены  $B_n$ ,  $B_p$ , а толщина выходной кромки  $\delta$ .

Коэффициентом скорости принято называть отношение средней скорости за решеткой ( $c_{1cp}$ ,  $w_{2cp}$ ) к теоретической скорости ( $c_{1t}$ ,  $w_{2t}$ ), которая имела бы место при том же отношении статического давления за решеткой к давлению торможения перед ней ( $p_1/p_0^*$ ,  $p_2/p_{1w}^*$ ):

$$\varphi = c_{1cp}/c_{1t}; \psi = w_{2cp}/w_{2t}, \quad (2.22)$$

где  $p_{1w}^*$  — давление торможения перед рабочей решеткой по относительной скорости  $w_1$ .

Средняя скорость за сопловой решеткой

$$c_{1cp} = \frac{1}{G_1} \int_{f_1} Q_1 c_1 c_{1a} d f_1, \quad (2.23)$$

где  $f_1$  — площадь сечения за сопловой решеткой (сечение 1, рис. 2.3);  $c_{1a}$  — осевая составляющая скорости  $c_1$ ; обе величины, так же как и плотность  $Q_1$ , переменны по сечению  $f_1$ ; интеграл в правой части (2.23) представляет собой величину количества движения, проходящего через сечение  $f_1$  в единицу времени;  $G_1$  — действительный расход через сечение  $f_1$ :

$$G_1 = \int_{f_1} Q_1 c_{1a} d f_1. \quad (2.24)$$

Аналогично (2.23) и (2.24) записываются соотношения для сечения за рабочей решеткой.

Коэффициентом расхода называют отношение действительного расхода к теоретическому:

$$\mu_1 = G_1/G_{1t}, \mu_2 = G_2/G_{2t}.$$

Известно несколько способов определения теоретического расхода через решетку [4]. Поэтому при пользовании опытными данными необходимо знать, какой коэффициент имеется в виду. Удобно под  $G_t$  подразумевать расход, который достигается при отсутствии потерь и тех же давлениях перед ней ( $p_0^*$ ,  $p_{1w}^*$ ) и за ней ( $p_1$ ,  $p_2$ ):

$$G_{1t} = Q_{1t} c_{1t} f_1 \sin \alpha_1, \quad G_{2t} = Q_{2t} w_{2t} f_2 \sin \beta_2. \quad (2.25)$$

Числовые значения коэффициентов скорости и расхода при малом уровне потерь в решетках отличаются незначительно.

Для определения коэффициента скорости используют экспериментально найденные величины коэффициентов потерь импульса  $\zeta_n$ ,  $\zeta_p$ :

$$\varphi^2 = 1 - \zeta_n, \quad \psi^2 = 1 - \zeta_p. \quad (2.26)$$

Расчет ведут по средней для решетки величине коэффициента потерь, хотя в действительности распределение коэффициента потерь по высоте лопаток весьма неравномерно. Как известно [4; 37], вблизи концов лопаток потери резко возрастают.

В дальнейшем предполагается, что коэффициенты потерь найдены по данным испытаний ступени турбины. Как правило, реальные значения  $\zeta_n$  и  $\zeta_p$  сопловых и рабочих решеток на 10—20%

больше, чем полученные по данным испытаний плоских пакетов с теми же профилями. Одной из основных причин такого расхождения является нестационарное обтекание профилей лопаток турбины.

Потери в решетке условно разделяют на профильные  $\zeta_{пр}$  и концевые  $\zeta_{к}$  потери;

$$\zeta = \zeta_{пр} + \zeta_{к}. \quad (2.27)$$

Профильные потери решеток достаточно большой длины (например, при  $\lambda = l/b > 3$ ) можно выделить в средней части лопаток, где не сказывается влияние торцевых стенок. Величина коэффициента профильных потерь  $\zeta_{пр}$  в области автомодельности по числу  $Re$  и при малой толщине выходной кромки зависит от отношения углов  $\alpha_{1н}/\alpha_{0н}$  ( $\beta_{2р}/\beta_{1р}$ ) и от величины угла  $\alpha_1$  ( $\beta_2$ ) (рис. 2.4). Ориентировочно можно принимать:  $\zeta_{пр0} = 0,025 - 0,04$ , если  $\alpha_{0н} = 90^\circ$  ( $\beta_{1р} = 90^\circ$ );  $\zeta_{пр0} = 0,05 - 0,07$ , если углы  $\beta_{1р}$  малы (но  $\beta_1 > 30^\circ$ ); однако выполняется условие

$$\sin \beta_{2р} / \sin \beta_{1р} < 0,8. \quad (2.28)$$

При тщательной обработке поверхностей лопаток число  $Re_{авт}$ , начиная с которого  $\zeta_{пр}$  перестает зависеть от числа  $Re$ , согласно опытам МЭИ [4] при испытании пакетов профилей составляет: для активных решеток  $Re_{авт} = (4-5) \cdot 10^5$ ; для реактивных решеток  $Re_{авт} = (7-8) \cdot 10^5$ . В условиях существенной турбулизации потока в ступени турбины величина  $Re_{авт}$  значительно меньше, чем для изолированной решетки.

Если  $Re < Re_{авт}$ , то величина коэффициента  $\zeta_{пр}$  может быть оценена по формуле

$$\zeta_{пр} / \zeta_{пр0} = (Re_{авт} / Re)^n, \quad (2.29)$$

в которой показатель степени  $n$  зависит от режима течения. При ламинарном режиме течения (в изолированной решетке)  $n = 0,5$ ; при турбулентном режиме течения, имеющем место в ступени турбины,  $n \approx 0,2$ .

Представление о влиянии числа  $Re$  на величину  $\zeta_{пр}$  дает рис. 2.5. Сплошной линией показана зависимость  $\zeta_{пр}(Re)$  для рабочей решетки (изолированная плоская решетка), а штриховой — вероятная зависимость для рабочего колеса турбины.

В области околосвуковых скоростей заметное влияние на  $\zeta_{пр}$  оказывает число Маха, причем степень этого влияния зависит, главным образом, от формы профиля в области косога среза. Характерные случаи приведены на рис. 2.6. Выпуклая сторона профиля 1 в области косога среза криволинейна, а профиля 2 — прямолинейна. При малых числах  $M$  потери в решетке 1 меньше, чем в решетке 2, поскольку в решетке 2 на долю косога среза приходится малая доля нагрузки (малый продольный градиент давления). При больших числах  $M$  градиенты давления в области косога среза возрастают в обоих случаях, однако в решетке 1 раньше достигается столь большой положительный градиент давления, что приводит к отрыву пограничного слоя и, следовательно, к резкому

возрастанию потерь. В обоих случаях при малых числах  $M$  вплоть до числа  $M_{кр}$ , условно называемого критическим, коэффициент  $\zeta_{пр}$  почти не зависит от числа  $M$ ; начиная с  $M_{кр}$  наблюдается резкое возрастание  $\zeta_{пр}$ . Если профили предназначены для работы в области околосвуковых скоростей, то согласно рис. 2.6 предпочтительнее профили с прямолинейным обводом в области косога среза.

При больших сверхзвуковых скоростях применяют профили 3 с отрицательной кривизной обвода в области косога среза, что обес-

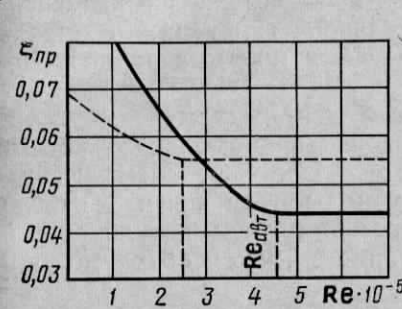


Рис. 2.5. Зависимость коэффициента профильных потерь от числа  $Re$

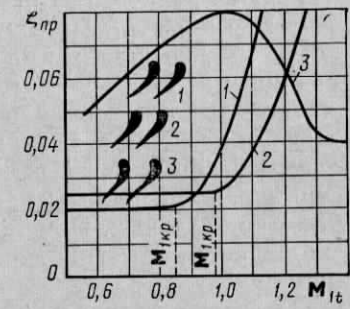


Рис. 2.6. Зависимость коэффициента профильных потерь сопла от числа  $M_{1т}$

печивает возрастание площади проходного сечения. Такие решетки характеризуются малыми потерями в области расчетного числа  $M$ , однако при уменьшении числа  $M$  потери резко возрастают. Подробные сведения о таких профилях (обычно не применяемых в стационарном газотурбостроении) можно найти в [4; 6].

Охлаждаемые лопатки турбин выполняют с резко утолщенными выходными кромками, что приводит к появлению добавочных кромочных потерь. Строго говоря, кромочные потери имеют место и в решетке с кромкой нулевой толщины (вследствие выравнивания потока в пограничном слое за кромкой). Однако практически удобнее ввести в расчет коэффициент кромочных потерь  $\zeta_{кр}$ , определяемый как разность коэффициентов профильных потерь при конечной и нулевой толщине кромки:

$$\zeta_{кр} = \zeta_{пр} - (\zeta_{пр})_{\delta=0}. \quad (2.30)$$

Ориентировочная оценка величины  $\zeta_{кр}$  может быть произведена по формуле Флюеля

$$\zeta_{кр} = k_8 \delta / a, \quad (2.31)$$

где  $\delta$  — толщина выходной кромки (см. рис. 2.4).

Обработка опытных данных позволяет сделать заключение, что коэффициент  $k_8$  зависит от относительного шага решетки  $\bar{t}$  [37]:

$$k_8 = 0,09 / \bar{t}^2 \quad (\bar{t} = t/b). \quad (2.32)$$

Таким образом, коэффициент профильных потерь решеток с толстыми кромками

$$\zeta_{пр} = (\zeta_{пр})_{\delta=0} + \frac{0,09}{i^2} \cdot \frac{\delta}{a}. \quad (2.33)$$

До сих пор рассматривались числовые значения  $\zeta_{пр}$  и зависимости, справедливые для расчетных условий входа в решетку, характеризующихся углами атаки  $i = 0 \div 3^\circ$ . Напомним, что углом атаки называют разность углов лопатки и потока на входе:  $i_n = \alpha_{он} - \alpha_0$ ;  $i_p = \beta_{1р} - \beta_1$ . При значительном изменении  $i$  не только возрастает  $\zeta_{пр}$ , но и зависимости (2.29) и (2.33) перестают быть справедливыми.

Как показывают теория и эксперимент, минимальные потери достигаются на режиме безударного входа, характеризуемом отрицательным углом атаки  $i$ , равным от  $-1$  до  $-3^\circ$ . Практически на расчетном режиме работы профильные потери почти не отличаются от минимальных. Однако при значительном отклонении  $i$  от  $i_{опт}$  наблюдается заметное возрастание  $\zeta_{пр}$ , что необходимо учитывать при расчете характеристик турбины.

Приближенное определение коэффициента  $\zeta_{пр}$  при нерасчетных углах атаки производят исходя из следующих соображений. Схематизируя картину течения на входе в решетку, можно принять, что при произвольном угле входа  $\beta_1$  имеет место поворот потока, в результате чего происходит уменьшение скорости от  $w_1$  до  $w_{10}$ , а угол изменяется от  $\beta_1$  до  $\beta_{10} = \beta_{1р} - i_{опт}$  ( $i_{опт} < 0$ ). Но согласно теореме Карно при внезапном изменении скорости возникают гидравлические потери, определяемые величиной «потерянной» скорости (рис. 2.7):

$$\Delta H_i = \Delta w_u^2 / 2,$$

где

$$\Delta \vec{w}_u = \vec{w}_1 - \vec{w}_{10} \text{ или } \Delta w_u = c_{1s} (\text{ctg } \beta_1 - \text{ctg } \beta_{10}).$$

Вследствие того что входная кромка лопаток скруглена, происходит «смягчение удара», т. е. действительные потери оказываются меньше расчетных:

$$\Delta H_i = k_i \Delta w_u^2 / 2. \quad (2.34)$$

Согласно опытам:  $k_i \approx 1$  — для тонких (непрофилированных) лопаток, например для рабочих колес радиально-осевых турбин;  $k_i = 0,2-0,4$  — для современных профилей с хорошо скругленной входной кромкой при умеренных углах атаки порядка  $\pm 20^\circ$ ;  $k_i = 0,6-1$  при очень больших углах атаки.

От потери  $\Delta H_i$  легко перейти к коэффициенту скорости. Скорость на выходе из решетки при оптимальном угле входа

$$w_{20}^2 / 2 = \psi_0^2 (H_{ор} + w_1^2 / 2),$$

где  $H_{ор}$  — располагаемое теплопадение на решетку, подсчитанное по статическим параметрам.

Скорость  $w_2$  при угле атаки  $i$  определяется по теплопадению  $H_{ор} - \Delta H_i + w_1^2 / 2$ :

$$w_2^2 / 2 = \psi_0^2 (H_{ор} - \Delta H_i + w_1^2 / 2).$$

С другой стороны, скорость можно выразить через действительный коэффициент скорости  $\psi$ :

$$w_2^2 / 2 = \psi^2 (H_{ор} + w_1^2 / 2).$$

Отсюда находим:

$$(\psi / \psi_0)^2 = (w_2 / w_{20})^2 = 1 - \Delta H_i / (H_{ор} + w_1^2 / 2)$$

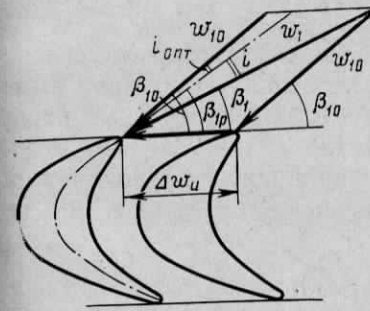


Рис. 2.7. К определению потерь при нерасчетном угле входа

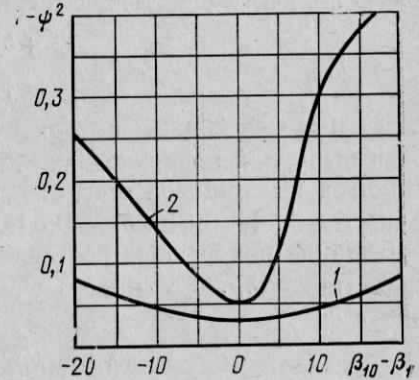


Рис. 2.8. Влияние угла атаки на коэффициент профильных потерь решеток с углом  $\beta_2 = 18^\circ$  и  $c_{2s} = c_{1s}$  ( $k_i = 0,4$ ):

1 —  $\beta_{10} = 90^\circ$  (принято  $\zeta_{пр0} = 0,03$ ); 2 —  $\beta_{10} = 30^\circ$  (принято  $\zeta_{пр0} = 0,05$ )

или

$$1 / \psi^2 = 1 / \psi_0^2 + k_i (\Delta w_u / w_2)^2. \quad (2.35)$$

Зависимость (2.35) будет нагляднее, если в ней перейти от скоростей к углам:

$$\frac{1}{\psi^2} = \frac{1}{\psi_0^2} + k_i \left[ \frac{c_{1s}}{c_{2s}} (\text{ctg } \beta_1 - \text{ctg } \beta_{10}) \sin \beta_2 \right]^2. \quad (2.36)$$

Формула (2.36) позволяет заключить, что наименьшее изменение коэффициента скорости при равном изменении угла атаки имеет место в решетке с углом  $\beta_{10} = \pi/2$  и малом угле  $\beta_2$ . Иллюстрацией может служить рис. 2.8, где сопоставлены характеристики двух решеток с углами  $\beta_{10} = 90$  и  $30^\circ$ .

В решетках с малой высотой лопаток заметно возрастает доля концевых потерь, возникающих отчасти вследствие потерь в пограничном слое на торцевых стенках и главное в результате вторичных течений на торцевых стенках под действием разности

давлений между вогнутой и выпуклой поверхностями двух смежных лопаток.

Рассмотрим полуэмпирический путь оценки концевых потерь, предложенный в [16]. Используя общее выражение (2.26), пренебрегая небольшим влиянием изменения плотности и угла по шагу и высоте лопаток и вспоминая выражение для толщины потери импульса

$$\delta^{**} = \int_0^{\delta} \frac{w}{w_0} \left(1 - \frac{w}{w_0}\right) dy,$$

можно получить следующее выражение для коэффициента потерь:

$$\zeta = 2 \frac{\delta_a^{**} + \delta_b^{**}}{t \sin \beta_2} + 4 \frac{\delta_r^{**}}{l}, \quad (2.37)$$

где  $\delta_a^{**}$  и  $\delta_b^{**}$  — толщины потери импульса соответственно на вогнутой и выпуклой поверхностях профиля, а  $\delta_r^{**}$  — толщина потери импульса на торцевой стенке. При отсутствии поперечных перетеканий можно принять  $\delta_r^{**} = 0,5 (\delta_a^{**} + \delta_b^{**})$ .

Влияние поперечных перетеканий приводит к существенному возрастанию  $\delta_r^{**}$ , что можно учесть введением опытного коэффициента  $k_l$ :

$$\delta_r^{**} = (k_l/2)(\delta_a^{**} + \delta_b^{**}).$$

Подставляя это выражение в (2.37), получим

$$\zeta = 2 \frac{\delta_a^{**} + \delta_b^{**}}{t \sin \beta_2} \left(1 + k_l \frac{t}{l} \sin \beta_2\right). \quad (2.38)$$

Поверочные расчеты показывают, что при положительных углах атаки  $k_l \approx 5$ , а при отрицательных углах атаки величина  $k_l$  уменьшается до 3,5—4. Очевидно, что на величину  $k_l$  должны влиять относительный шаг и угол изгиба профилей, однако это влияние не изучено.

Поскольку для  $l = \infty$  формула (2.38) должна определять коэффициент профилейных потерь, то

$$2 \frac{\delta_a^{**} + \delta_b^{**}}{t \sin \beta_2} = \zeta_{\text{пр}} \quad \text{и} \quad \zeta = \zeta_{\text{пр}} \left(1 + k_l \frac{t}{l} \sin \beta_2\right). \quad (2.39)$$

Формула (2.39) позволяет определить полные потери по известным профилейным потерям и отношению  $t \sin \beta_2/l$ .

## § 2.4. Расчет поля скоростей в турбомашине

Если длина лопаток мала по сравнению с диаметром колеса (например, если  $\phi = d_c/l > 10$ ), то изменение параметров газа по длине лопаток оказывается столь незначительным, что при рассмотрении процесса в ступени оно может не приниматься во внимание. Однако в ступенях с длинными лопатками или точнее в ступе-

нях с малым отношением среднего диаметра к высоте лопатки ( $\phi = d_c/l$ ) наблюдается существенное изменение параметров газа по высоте лопаток. Применение в таких ступенях незакрученных направляющих и рабочих лопаток приводит к заметному снижению к. п. д. ступеней. Экспериментальные исследования показывают, в частности, что при  $\phi = 5$  ступень с незакрученными лопатками имеет к. п. д. на 5—6% ниже, чем ступень, выполненная с учетом неравномерности распределения параметров по радиусу [31].

Ступени газовых турбин выполняют, как правило, с закрученными лопатками. Для расчета таких ступеней необходимо знать распределение параметров газа по высоте лопаток. Поскольку эта задача решается одинаковым образом для ступеней турбин и компрессоров, далее приводится общее решение.

Сложный характер течения вынуждает в целях упрощения принять ряд допущений.

Во-первых, вместо действительного трехмерного поля скоростей будем рассматривать поле скоростей, осредненных в окружном направлении. Это означает, что под окружной, осевой и радиальной проекциями скоростей будем подразумевать осредненные в окружном направлении значения этих скоростей. Осредненное указанным способом поле скоростей является осесимметричным.

Во-вторых, процесс приближенно рассматривается как политропический, а показатель политропы  $n$  принимается постоянным по высоте лопаток (но изменяющимся от решетки к решетке).

В-третьих, поля скоростей и давлений перед первой ступенью турбины или компрессора предполагаются равномерными как по окружности, так и по высоте лопаток. Принятое условие в большинстве случаев соответствует действительности. Во всяком случае, целесообразно проектировать входные патрубки компрессоров и турбины таким образом, чтобы это условие выполнялось.

Переходя к решению поставленной задачи, отметим, что меридиональная скорость  $c_s$ , направление которой совпадает с касательной к меридиональной линии тока, равна геометрической сумме радиальной и осевой скоростей:

$$\vec{c}_s = \vec{c}_r + \vec{c}_a, \quad c_s = \sqrt{c_r^2 + c_a^2},$$

где  $c_r$  и  $c_a$  — соответственно радиальная и осевая проекции скорости;  $c_s$  — меридиональная проекция скорости.

Рассмотрим течение в ступени турбины, изображенной на рис. 2.9. Внутренняя и наружная грани ступени образуют расширяющийся канал с малым углом  $\gamma_n$ , обычно не превышающим 10—15°. Радиус кривизны границ канала, как правило, значительно больше радиуса  $r_k$  (или  $r_n$ ), поэтому влияние кривизны границ канала на распределение скоростей обычно мало.

Траектории частиц газа, проходящие через некоторую окружность радиуса  $r$  в сечении 0 (перед ступенью), образуют поверхность тока, являющуюся поверхностью вращения. Линии пересечения поверхностей тока с меридиональной плоскостью (плоскостью, проходящей через ось машины) будем называть мериди-

ональными линиями тока. В общем случае меридиональные линии тока имеют криволинейную форму.

Основная трудность при решении задачи связана с тем, что форма меридиональных линий тока заранее неизвестна. Поэтому задачу приходится решать методом последовательных приближений, принимая вначале вероятную форму линий тока, а затем уточняя ее по данным расчета первого приближения. Для ориентировочного построения меридиональных линий тока в первом приближении удобно вначале провести ортогонали, т. е. линии, нормальные к меридиональным линиям тока (пунктирные линии 1—1

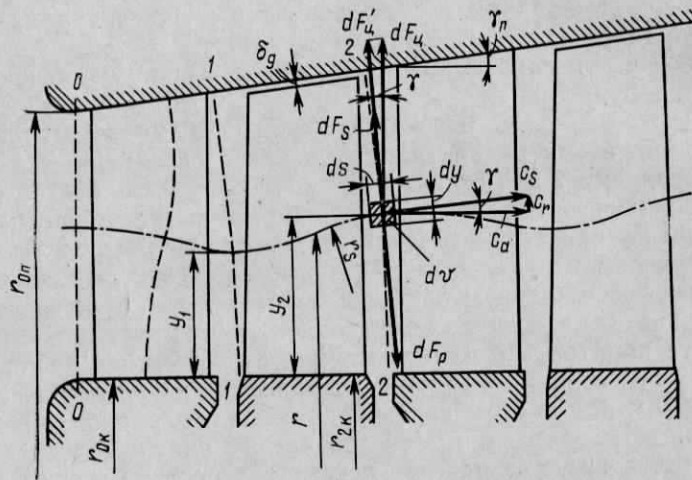


Рис. 2.9. К расчету скоростей в осевой турбине

и 2—2 на рис. 2.9). Приблизительно ортогонали можно построить как дуги окружностей, нормальные к границам канала. Линии тока проводят как линии, пересекающиеся с ортогоналями под прямым углом. При таком построении линий тока приближенно можно принимать, что расстояния в сечениях 1—1 и 2—2 от внутренней границы канала до данной линии тока ( $y_1, y_2$ ) пропорциональны высотам лопаток:  $y_1/y_2 \approx l_1/l_2$  (где  $y$  — расстояние от внутренней границы канала вдоль ортогоналей до данной точки). Это означает, что если границами канала являются конические поверхности, то поверхности тока также предполагаются коническими. Расчеты показывают, что при не очень сильном искажении поля осевых скоростей отклонение действительных поверхностей тока от конических пренебрежимо мало. Если, например, осевые скорости на периферии и у втулки отличаются от средней скорости не более чем на 20%, то радиальное смещение линий тока (по сравнению со случаем равномерного поля осевых скоростей) не превышает 1,5—2%. Выделим в зазоре между рабочими и направляющими лопатками элементарный объем  $dv = dy ds dl$ , где  $ds$  — размер выделенного

элемента в направлении линии тока, а  $dl$  — в окружном направлении (рис. 2.9).

Определим силы, действующие на этот объем в направлении касательной к ортогонали, и применим принцип Даламбера. На выделенный объем действуют центробежная сила  $dF_u$ , сила  $dF_p$ , вызванная разностью давлений, и сила  $dF_s$ , возникающая при движении по криволинейной траектории. Проекция центробежной силы на направление ортогонали

$$dF_u' = q dv (c_u^2/r) \cos \gamma,$$

где  $\gamma$  — угол наклона линий тока.

Градиент давления в направлении ортогонали дает силу

$$dF_p' = -(\partial p / \partial y) dy ds dl.$$

Знак «минус» принят потому, что положительному градиенту давления соответствует отрицательное значение силы  $dF_p$ .

Если кривизна линий тока в меридиональном сечении равна  $1/r_s$ , то соответствующая центробежная сила

$$dF_s = q dv c_s^2 / r_s.$$

Согласно принципу Даламбера

$$dF_u' + dF_p' + dF_s = 0$$

и, следовательно,

$$\frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial p}{\partial y} = \frac{c_u^2}{r} \cos \gamma + \frac{c_s^2}{r_s}. \quad (2.40)$$

Уравнение (2.40) позволяет найти распределение давления вдоль ортогонали, если известно распределение скоростей. Однако проекции скоростей  $c_u$  и  $c_s$  взаимозависимы, поэтому при проектировании машины может быть принят закон изменения вдоль ортогонали одной из проекций скорости. Поэтому необходимо установить непосредственную связь между проекциями скоростей  $c_u$  и  $c_s$ . Для этой цели исключим из уравнения (2.40) давление, воспользовавшись законом сохранения энергии для рассматриваемого сечения и сечения перед первой ступенью турбины:

$$H_i = i_0 - i = \sum H_u + (c^2 - c_0^2)/2, \quad (2.41)$$

где индекс «0» относится к параметрам в сечении перед первой ступенью;  $\sum H_u$  — работа на лопатках предшествующих ступеней; если рассматривается ступень, порядковый номер которой « $l$ », то

$$\sum H_u = \sum_{i=1}^{l-1} (u_1 c_{1u} - u_2 c_{2u})_i + (u_1 c_{1u} - u c_u)_l. \quad (2.42)$$

Для сечения за сопловыми лопатками  $l$ -й ступени второе слагаемое правой части (2.42) обращается в нуль.

Далее запишем

$$H_i = c_p (T_0 - T) = \frac{k}{k-1} R T_0 \left(1 - \frac{T}{T_0}\right)$$

и заменим отношение температур, воспользовавшись уравнением политропы  $T/T_0 = (p/p_0)^{(n-1)/n}$ , полагая показатель политропы расширения  $n$  постоянным по высоте лопаток. Тогда

$$H_i = \frac{k}{k-1} RT_0 \left[ 1 - \left( \frac{p}{p_0} \right)^{\frac{n-1}{n}} \right]$$

и

$$\frac{\partial H_i}{\partial y} = -\frac{A}{\rho} \cdot \frac{\partial p}{\partial y},$$

где обозначено

$$A = \frac{n-1}{n} \cdot \frac{k}{k-1}. \quad (2.43)$$

Используя далее зависимости (2.40) и (2.41), окончательно получим дифференциальное уравнение, устанавливающее зависимость между окружной и меридиональными проекциями скоростей:

$$\frac{\partial}{\partial y} [\sum H_u] + \frac{\partial}{\partial y} \cdot \frac{c_u^2 + c_s^2}{2} = -A \left( \frac{c_u^2}{r} \cos \gamma + \frac{c_s^2}{r_s} \right). \quad (2.44)$$

Уравнение (2.44) используют как для решения задачи о поверочном расчете ступени с заданными размерами, так и при проектировании турбины или компрессора. В последнем случае обычно принимают закон изменения окружных проекций скоростей по высоте лопатки и находят соответствующий ему закон изменения меридиональных проекций скорости. А поскольку кривизна линий тока  $1/r_s$  заранее неизвестна, задачу приходится решать методом последовательных приближений, основанным на том, что второе слагаемое правой части (2.44) обычно существенно меньше первого. Сущность этого метода сводится к следующему. Интерпретируя (2.44), получим

$$\frac{c_s^2 - c_{sc}^2}{2} = \frac{c_{uc}^2 - c_u^2}{2} - \sum (H_u - H_{uc}) - A \left[ \int_{y_c}^y \frac{c_u^2}{r} \cos \gamma dy + \int_{y_c}^y \frac{c_s^2}{r_s} dy \right]. \quad (2.45)$$

Здесь индекс «с» относится к параметрам на среднем диаметре  $d_c$ , где скорость  $c_{sc}$  почти не отличается от среднерасходной. Коэффициент  $A$  определяется по формуле (2.43) по среднему показателю политропы от сечения перед первой ступенью до рассматриваемого сечения:

$$\frac{n-1}{n} = \frac{\lg(T_c/T_0)}{\lg(p_c/p_0)}.$$

Таким образом,

$$A = \frac{k}{k-1} \cdot \frac{\lg(T_c/T_0)}{\lg(p_c/p_0)}. \quad (2.46)$$

В первом приближении пренебрегают влиянием искривления линий тока, полагая  $c_s^2/r_s = 0$ . Если принят закон изменения окружных проекций скоростей, то (2.45) позволяет найти закон изменения  $c_s'$  в рассматриваемом сечении. Таким образом могут быть найдены меридиональные проекции скорости для ряда ортогоналей: в первом приближении — в зазорах между рабочими и направляющими лопатками, в последующих приближениях (после профилирования лопаточных аппаратов) — и для ортогоналей, расположенных в областях, занятых лопатками.

По найденным меридиональным проекциям скоростей  $c_s'$  нетрудно построить линии тока. Для этого необходимо построить график изменения расхода по высоте лопаток:

$$G_y = \int_0^y 2\pi r c_s' dy.$$

Точки на ортогоналях, соответствующие одинаковой величине  $G_y$ , лежат на одной поверхности тока. Соединив точки с одинаковыми значениями  $G_y$  плавной кривой, получим примерную поверхность тока (след поверхности тока в меридиональном сечении). Теперь можно найти кривизну линий тока в первом приближении  $1/r_s'$  и снова найти  $c_s$  с помощью (2.45), подставляя в правую часть значение  $c_s^2/r_s$ , найденное в первом приближении. В итоге получим распределение скоростей  $c_s$  по второму приближению. По найденным скоростям снова можно построить линии тока и повторить расчет. Если скорости  $c_s''$ , найденные по расчету третьего приближения, мало отличаются от скоростей  $c_s$ , то расчет считают законченным.

В случае поверочного расчета к уравнению (2.44) необходимо добавить зависимость между окружными и меридиональными проекциями скоростей:

$$c_u = c_s \operatorname{ctg} \alpha, \quad w_u = u - c_s \operatorname{ctg} \beta.$$

При значительном искривлении линий тока указанный метод последовательных приближений может оказаться недостаточно эффективным ввиду трудности определения кривизны линий тока. Однако применение ступеней, в которых имеет место значительное искривление линий тока, нецелесообразно.

Более строгие методы расчета скоростей в турбомашинах изложены, например, в [3], [27].

## § 2.5. Выбор закона изменения окружных проекций скоростей в ступени турбины

При проектировании ступени расчетные значения меридиональных проекций скоростей зависят от выбранного закона изменения окружных проекций скоростей. Правильный выбор закона изменения окружных проекций скоростей является одним из важных этапов проектирования ступеней турбины. В настоящее время накоп-



лен значительный теоретический и опытный материал по исследованию ступеней с различными законами изменения окружных проекций скоростей.

Рассмотрим некоторые из законов изменения окружных проекций скоростей, нашедших применение. Задача решается в первом приближении ( $1/r_s=0$ ).

1. Закон постоянной циркуляции. Так принято называть условие

$$rc_u = \text{const} \quad \left( \frac{\partial}{\partial y} (rc_u) = 0 \right). \quad (2.47)$$

Закон постоянной циркуляции впервые был предложен проф. Н. Е. Жуковским в 1912 г. для расчета пропеллеров и гребных винтов. Первые же образцы пропеллеров и осевых вентиляторов, выполненные по закону постоянной циркуляции, показали высокие аэродинамические качества. Позднее закон постоянной циркуляции был применен к расчету осевых компрессоров и турбин.

Обычно при расчетном режиме работы принимают  $c_{2uc}=0$ ; условие постоянства циркуляции требует, чтобы в этом случае окружная проекция  $c_{2u}$  равнялась нулю по всей высоте лопатки.

Из уравнения Эйлера

$$H_u = u_1 c_{1u} - u_2 c_{2u}$$

следует, что условию постоянства циркуляции соответствует постоянство работы  $H_u$  по высоте лопаток.

Определим закон изменения меридиональных скоростей, соответствующий условию постоянства циркуляции. Для этой цели воспользуемся уравнением (2.45), приняв  $rc_{1u} = \text{const}$ . После интегрирования найдем

$$c_s^2 = c_{sc}^2 - (1-A)c_{uc}^2 [(r_c/r)^2 - 1] \quad (2.48)$$

(при интегрировании учтено, что  $\cos \gamma dy = dr$ ).

Из формулы (2.48) следует, что при отсутствии потерь (т. е. при  $A=1$ ) условию постоянства циркуляции соответствует постоянная меридиональная проекция скорости  $c_s$ .

Постоянство меридиональной скорости (по длине лопаток) является одним из условий достижения высокого к. п. д. ступени и турбины в целом. Дело в том, что потеря с выходной скоростью зависит не только от величины средней скорости, но и от закона изменения скоростей по высоте лопаток. Суммарная потеря с выходной скоростью (при заданной средней скорости) тем больше, чем больше неравномерность поля скоростей.

Влияние потерь может вызвать весьма существенное искажение поля меридиональных скоростей за направляющими лопатками. Согласно формуле (2.48) поле скоростей за рабочими лопатками равномерно, т. е.  $c_{2s} = c_{2sc}$ , если  $c_{2uc} = 0$ . Однако за направляющими лопатками поле скоростей может быть весьма неравномерным.

Определим отношение скоростей  $c_{1sn}/c_{1sk}$  для следующих условий:  $A \approx \varphi^2 = 0,94$ ;  $\alpha_{1k} = 14^\circ$  и  $r_k/r_n = 0,65$  ( $\theta = 4,7$ ). Аналогично то-

му, как была найдена формула (2.48), можно получить формулу, устанавливающую зависимость между  $c_{1sn}$  и  $c_{1sk}$ :

$$c_{1sn}^2 = c_{1sk}^2 - (1 - \varphi^2) c_{1uk}^2 [(r_k/r_n)^2 - 1],$$

откуда

$$\frac{c_{1sn}}{c_{1sk}} = \sqrt{1 + (1 - \varphi^2) \text{ctg}^2 \alpha_{1k} \left[ 1 - \left( \frac{r_k}{r_n} \right)^2 \right]} = 1,25.$$

Приведенный пример, как и весь анализ, соответствует постоянному по высоте лопаток значению  $\varphi$ . Очевидно, изменение  $\varphi$  по высоте лопаток может вызвать дополнительное искажение поля скоростей. Значит, закон  $rc_u = \text{const}$  в общем случае не обеспечивает постоянство осевой скорости, что лишает его преимущества по сравнению с некоторыми другими законами выполнения ступеней. Поэтому наряду с законом  $rc_u = \text{const}$  применяют и другие законы изменения окружных проекций скоростей.

2. Закон постоянной меридиональной скорости. Закон изменения окружных проекций скоростей  $c_{1u}$  и  $c_{2u}$ , соответствующий условию  $c_{1s} = \text{const}$  и  $c_{2s} = \text{const}$ , можно получить из дифференциального уравнения (2.44). Принимая  $c_{1s} = \text{const}$  и ограничиваясь одноступенчатой турбиной, находим

$$\frac{1}{c_{1u}} \cdot \frac{\partial c_{1u}}{\partial r} = -\frac{\varphi^2}{r}$$

или

$$\frac{rc_{1u}}{rc_{1uc}} = \left( \frac{r}{r_c} \right)^{1-\varphi^2}. \quad (2.49)$$

Итак, чтобы меридиональная скорость  $c_{1s}$  сохранялась постоянной по длине лопаток, необходимо увеличение циркуляции скорости от корневых сечений к периферии. Так, если  $\theta = 4,7$  и  $\varphi^2 = 0,94$ , то отношение циркуляции скорости на периферии к циркуляции скорости на среднем диаметре составит:

$$r_n c_{1un} / (r_c c_{1uc}) = 0,825^{-0,06} = 1,013.$$

В предыдущем примере для тех же значений  $\theta$  и  $\varphi$  при условии постоянства циркуляции было получено увеличение меридиональной скорости  $c_{1s}$  от корневых сечений к периферии на 25%.

Из приведенных примеров следует, что небольшое отклонение от закона постоянства циркуляции приводит к существенному изменению эпюры меридиональных скоростей по длине лопаток. Это легко понять, если учесть, что окружная проекция скорости  $c_{1u}$  в 3—4 раза больше меридиональной проекции  $c_{1s}$  и что в уравнение движения (2.44) входят квадраты скоростей  $c_{1u}$  и  $c_{1s}$ .

Из изложенного также следует, что во всех методах расчета ступеней, обеспечивающих достаточно равномерное поле осевых скоростей, закон изменения окружных проекций скорости близок к закону постоянной циркуляции  $rc_{1u} = \text{const}$ .

3. Ступень с незакрученным сопловым аппаратом постоянного профиля. В предыдущих двух случаях

углы  $\alpha_1$  и  $\beta_2$  переменны по длине лопаток, что вынуждает выполнять как рабочие, так и сопловые лопатки закрученными. С другой стороны, постоянство осевой скорости в ступенях не является главным условием достижения высокого к. п. д. ступени. Решающее значение имеют: а) обеспечение расчетных углов атаки на рабочих и направляющих лопатках; б) равномерное поле скоростей за последней ступенью турбины.

Широкое распространение получили ступени с незакрученными сопловыми лопатками постоянного профиля. Такие ступени более просты в изготовлении, поскольку упрощается обработка и контроль точности изготовления направляющих лопаток. В то же время эти ступени согласно опытам могут иметь к. п. д. такого же порядка, как и ступени, выполненные по закону постоянной циркуляции.

Определение скоростей  $c_s$  в ступени с незакрученным сопловым аппаратом производится следующим образом. Если выбран профиль направляющих лопаток и их число (или относительный шаг в каком-либо сечении), то тем самым определены углы потока  $\alpha_1$  ( $\beta_2$ ) по высоте лопаток. При отсутствии опытных данных угол  $\alpha_1$  ( $\beta_2$ ) можно определять по полуэмпирической формуле, справедливой для дозвуковых скоростей:

$$\alpha_1 = \arcsin(ma_n/t_n), \quad \beta_2 = \arcsin(ma_p/t_p), \quad (2.50)$$

где  $t$  — шаг решетки;  $a$  — «горло» решетки (см. рис. 2.4);  $m$  — опытный коэффициент, меняющийся в пределах 1—1,08. Для околозвуковых скоростей  $m \approx 1$ .

Для определения скоростей  $c_{1u}$  и  $c_{1s}$  воспользуемся уравнением (2.44), приняв в нем

$$c_{1s} = c_{1u} \operatorname{tg} \alpha_1. \quad (2.51)$$

После интегрирования в пределах от  $r_c$  до  $r$  получим

$$\frac{rc_{1u}}{rc_{1uc}} = \frac{\cos \alpha_1}{\cos \alpha_{1c}} \left( \frac{r}{r_c} \right)^{1-\varphi^2 \cos^2 \alpha_{1*}}, \quad (2.52)$$

где введена функция

$$\cos^2 \alpha_{1*} = \frac{1}{\ln(r/r_c)} \int_{r_c}^r \cos^2 \alpha_1 \frac{dr}{r}. \quad (2.53)$$

После определения  $c_{1u}$  можно найти  $c_{1s}$  по формуле (2.51).

Для определения меридиональной скорости  $c_{2s}$  по уравнению (2.44) необходимо принять закон изменения работы по длине лопаток. Часто принимают  $H_u = \text{const}$ ; в этом случае

$$c_{2s} = \sqrt{c_{2sc}^2 + c_{2uc}^2 - c_{2u}^2 - 2\eta_u \int_{r_c}^r \frac{c_{2u}^2}{r} dr}, \quad (2.54)$$

причем  $c_{2u}$  определяется из условия  $H_u = \text{const}$ ;  $A \approx \eta_u$ .

Представление о характере изменения окружной и меридиональной проекций скоростей по радиусу за направляющими лопат-

ками дает рис. 2.10. Для всех трех рассмотренных законов профилирования ступеней значения окружных проекций скоростей весьма близки, в то время как осевые проекции скорости заметно различаются.

4. Ступень с постоянным углом  $\alpha_1$ . Форма профиля направляющих лопаток и угол установки сохраняются неизменными по высоте, а постоянство угла  $\alpha_1$  обеспечивается путем сохранения относительного шага. Следовательно, хорда направляющих лопаток изменяется пропорционально радиусу. Рабочие лопатки ступеней с  $\alpha_1 = \text{const}$  наименее закручены, т. е. имеют наименьшее изменение угла  $\beta_1$  по высоте.

Закон изменения  $c_{1u}$  в ступенях с  $\alpha_1 = \text{const}$  (в первом приближении) может быть получен из (2.52), если принять  $\alpha_{1*} = \alpha_1 = \text{const}$

$$\frac{rc_{1u}}{rc_{1uc}} = \left( \frac{r}{r_c} \right)^{1-\varphi^2 \cos^2 \alpha_1}. \quad (2.55)$$

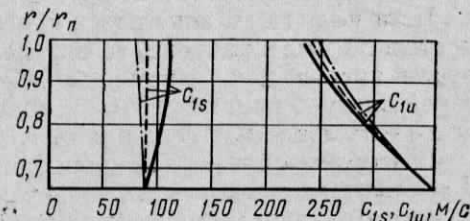


Рис. 2.10. График изменения окружных и осевых проекций скоростей  $c_{1u}$  и  $c_{1s}$  по радиусу для различных законов профилирования:

—  $rc_{1u} = \text{const}$ ; - - -  $c_{1s} = \text{const}$ ; - · - · -  
— незакрученные направляющие лопатки (принято  $\theta = 4,7$ ;  $\eta = 0,94$ ;  $\alpha_{1K} = 14^\circ$ )

5. Коническая проточная часть. В ряде случаев проточная часть многоступенчатых турбин близка к конической, т. е. выполнена с прямолинейными образующими. В этом случае целесообразно выбрать такой закон изменения окружных проекций скоростей, при котором поверхности тока были бы коническими. Конические поверхности тока определяют соответствующий закон меридиональных проекций скоростей. Действительно, согласно уравнению неразрывности

$$\rho c_s \Delta f \cos \gamma = \text{const},$$

где  $\Delta f$  — площадь, образованная смежными линиями тока, расстояние между которыми равно  $\Delta r$ ;  $\Delta f = 2\pi r \Delta r$ . Для конической проточной части принимаем

$$\Delta r / \Delta r_0 = (r_n - r_k) / (r_n - r_k)_0. \quad (2.56)$$

Здесь индекс «0» относится к сечению на входе в первую ступень.

Таким образом, из уравнения неразрывности следует зависимость

$$\frac{\partial}{\partial s} [\rho c_s r (r_n - r_k)] = 0$$

или

$$\frac{\rho c_s}{\rho_0 c_{s0}} = \frac{r_0 (r_{n0} - r_{k0})}{r (r_n - r_k)}. \quad (2.57)$$

Зависимость (2.57) справедлива вдоль поверхностей тока. На входе в первую ступень параметры газа постоянны по высоте лопаток, т. е.  $q_0 c_{s0} = \text{const}$ . Формула (2.57) для конических поверхностей тока и с учетом (2.56) позволяет установить закон изменения скоростей  $c_s$  как вдоль линий тока, так и по радиусу. В первом приближении плотность можно принимать постоянной по высоте лопаток или находить из условия постоянства циркуляции; более точное определение скоростей и плотности возможно методом последовательных приближений или другими численными методами.

Если поле меридиональных проекций скоростей для конической проточной части найдено, то определение окружных проекций скоростей производится с помощью исходной зависимости (2.44), в которой следует принять  $1/r_s = 0$ ; угол  $\gamma$  для конической проточной части есть известная функция от  $r$ .

В частном случае, для цилиндрических ступеней ( $d_n = \text{const}$ ,  $d_n = \text{const}$ ) зависимость (2.57) переходит в закон  $q c_s = \text{const}$ , предложенный и экспериментально изученный в ЦКТИ (Центральном котлотурбинном институте) [29].

В рассмотренных конических ступенях наблюдается значительный перекося поля меридиональных проекций скоростей.

Пример оценки перекося поля меридиональных проекций скоростей в конической ступени. Примем, что проточная часть турбины выполнена с постоянным внутренним диаметром  $d_n = 1,0$  м, а наружные диаметры первой ступени и перед направляющим аппаратом промежуточной ступени равны:  $d_{0n} = 1,3$  м,  $d_n = 1,6$  м.

Согласно (2.57)

$$\frac{(qc_s)_n}{(qc_s)_0} = \frac{1,3(1,3-1)}{1,6(1,6-1)} = 0,406, \quad \frac{(qc_s)_k}{(qc_s)_0} = \frac{1,3-1}{1,6-1} = 0,5.$$

Следовательно,

$$(qc_s)_n / (qc_s)_k = 0,406 / 0,5 = 0,81. \text{ Если принять, например, } q_n / q_k \approx 1,0, \text{ то } \frac{c_{sn}}{c_{sk}} \approx 81.$$

Меридиональная скорость при входе в последнюю ступень имеет значительную неравномерность по высоте лопаток. Для конических поверхностей тока условие (2.56) не является единственным возможным. Принимая вместо (2.56) условие постоянной диффузорности кольцевых каналов между смежными коническими поверхностями тока, можно уменьшить неравномерность поля меридиональных скоростей в сечениях между ступенями и на выходе из турбины и тем снизить потерю с выходной скоростью.

## § 2.6. Профилирование рабочих и направляющих лопаток

Профилирование рабочих и направляющих лопаток производят после расчета треугольников скоростей, в результате которого известны углы потока  $\alpha_0, \alpha_1, \beta_1, \beta_2$  и  $\alpha_2$ .

Входные углы лопаток определяют по найденным углам потока  $\alpha_0, \beta_1$  и принятым углам атаки  $i$ :  $\alpha_{0n} = \alpha_0 + i_n$ ;  $\beta_{1p} = \beta_1 + i_p$ . Оптимальные значения углов атаки  $i = \pm 5^\circ$ . Обычно принимают  $i = 0 \div 3^\circ$ , хотя для направляющих решеток допустим и заметно

большой диапазон углов атаки ( $i_n = \pm 10^\circ$ ) без сколько-нибудь существенного снижения к. п. д.

Теперь можно переходить к построению профилей. Обычно выбирают профили, характеристики которых получены опытным путем и сведены в атласы турбинных профилей, содержащие геометрические и аэродинамические характеристики большого количества профилей [6].

Профили необходимо выбирать таким образом, чтобы обеспечить требуемые углы выхода потока  $\alpha_1$  и  $\beta_2$  и чтобы углы атаки  $i_n, i_p$  находились в допустимых пределах. Большие затруднения возникают при выборе профилей рабочих лопаток, поскольку углы  $\beta_1$  и  $\beta_2$  изменяются по высоте лопаток весьма существенно. В этом случае существенно изменяется форма профилей при переходе от корневого к периферийному сечению. Но изменение формы профиля не может быть произвольным. Выбранные профили (для нескольких сечений рабочей лопатки) могут обладать высокими аэродинамическими качествами и обеспечивать требуемые поля скоростей и, несмотря на это, быть непригодными. Дело в том, что изменение формы профилей по высоте лопаток должно быть плавным. Если произвести сечение тела лопатки плоскостью, нормальной к оси машины (или составляющей с ней малый угол), то в сечении должны получаться плавные кривые. Если же поверхность лопаток оказывается волнистой, то при наличии радиальных составляющих скорости это равносильно искажению формы профиля и приводит к увеличению потерь.

Чтобы обеспечить плавно изменяющуюся поверхность лопаток, целесообразно выбрать профиль для нескольких сечений лопаток, а в остальных сечениях координаты профилей получить путем интерполяции. При малых отношениях  $\theta$  целесообразно выбрать пять-семь сечений.

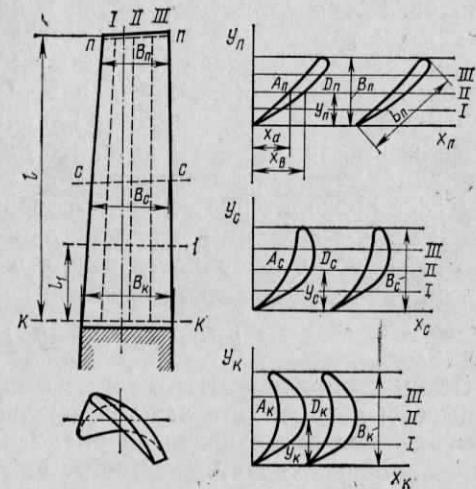


Рис. 2.11. Профили рабочей лопатки в характерных сечениях

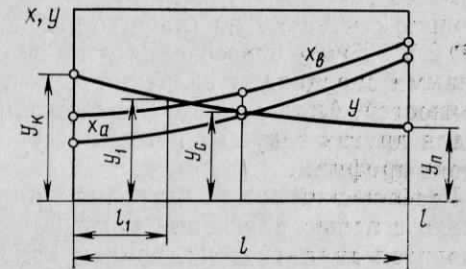


Рис. 2.12. К определению координат промежуточных сечений

Если произвести сечение тела лопатки плоскостью, нормальной к оси машины (или составляющей с ней малый угол), то в сечении должны получаться плавные кривые. Если же поверхность лопаток оказывается волнистой, то при наличии радиальных составляющих скорости это равносильно искажению формы профиля и приводит к увеличению потерь.

Чтобы обеспечить плавно изменяющуюся поверхность лопаток, целесообразно выбрать профиль для нескольких сечений лопаток, а в остальных сечениях координаты профилей получить путем интерполяции. При малых отношениях  $\theta$  целесообразно выбрать пять-семь сечений.

Один из возможных путей построения профилей промежуточных сечений сводится к следующему. Строят профили в выбранных сечениях [на рис. 2.11 — в трех (I, II, III)]. Хорды профилей выбирают таким образом, чтобы размер  $B$  плавно изменялся по высоте лопаток. Взаимное расположение профилей выбирают таким, чтобы центры тяжести их располагались на одном радиальном луче; в этом случае центробежные силы не вызывают дополнительных изгибных напряжений. Иногда центры тяжести сечений смещают, чтобы компенсировать изгибные напряжения, вызванные аэродинамическими силами. Разумеется, это никак не сказывается на величине динамической составляющей изгибных напряжений.

Далее проводят ряд секущих поверхностей I, II, III, ..., пересекающихся с обводами профилей в точках  $A$  и  $D$  ( $A_n, D_n, A_c, D_c, A_k, D_k$ ). Удобно поверхности выбрать таким образом, чтобы они делили размер  $B$  (в каждом сечении) на равные части:

$$y_n/B_n = y_c/B_c = y_k/B_k = y/B.$$

Затем строят вспомогательные графики зависимостей  $y$ ,  $x_a$  и  $x_b$  от высоты лопаток для каждой секущей поверхности. Один из таких графиков представлен на рис. 2.12. Проведя плавные кривые (через опорные точки, показанные на рис. 2.12 кружочками), получим закон изменения координат профилей по высоте лопаток, обеспечивающий плавную поверхность лопаток.

Проследим путь определения координат профиля для произвольного сечения  $l$  (рис. 2.12). Откладываем высоту  $l$ , соответствующую сечению  $l$  на графике рис. 2.11, и проводим вертикаль на рис. 2.12. Точки пересечения этой вертикали с соответствующими кривыми определяют значения  $y$ ,  $x_a$  и  $x_b$  для одной из секущих поверхностей. Аналогичным образом определяются значения  $y$ ,  $x_a$  и  $x_b$  для других секущих поверхностей. По найденным координатам строят профили.

Графический метод интерполяции был рассмотрен исключительно с целью пояснения его сущности. Обычно весь расчет производится аналитически, причем кривые  $x_b = x_b(l)$ ,  $x_a = x_a(l)$  и  $y = y(l)$  аппроксимируются полиномами. Строго говоря, указанный путь профилирования лопаток не обеспечивает получения аэродинамически совершенных профилей в промежуточных сечениях. Поэтому в случае ступеней с малым отношением  $\theta$  целесообразно построить два-три промежуточных профиля и рассчитать распределение скоростей по обводам профилей (хотя бы одним из приближенных способов). При неудовлетворительном распределении скоростей необходимо вносить соответствующие изменения в форму профилей.

Теперь осталось рассмотреть вопрос о выборе хорды профилей и относительного шага  $\bar{t} = t/b$ .

Хорду профилей рабочих лопаток обычно определяют по условию прочности лопатки на изгиб. При выборе хорды профилей следует иметь в виду следующие обстоятельства. С уменьшением хорды профилей (ниже 20—30 мм) уменьшается точность изготовле-

ния лопаток, увеличивается относительная шероховатость поверхности и уменьшается число Рейнольдса. Все это приводит к увеличению потерь. С другой стороны, увеличение хорды профилей вызывает увеличение концевых потерь и осевого размера турбины, что, как правило, нежелательно.

Закон изменения хорды профилей рабочих и сопловых лопаток по высоте определяется из условия обеспечения оптимального (или близкого к оптимальному) относительного шага. У ступеней с малым отношением  $\theta$  приходится увеличивать хорду рабочих лопаток к периферии, чтобы получить относительный шаг  $\bar{t}_n = 0,8—1$ . Хорду направляющих лопаток выбирают такого же порядка, как и хорду рабочих лопаток. Относительный шаг выбирают на основании данных испытаний плоских решеток (в статических условиях). Обычно в корневом сечении рабочих лопаток  $\bar{t}_k = 0,5—0,7$ , а в периферийных сечениях  $\bar{t}_n = 0,8—1$ . С ростом толщины выходных кромок средний оптимальный относительный шаг возрастает до  $\bar{t}_c = 0,8—1$  (против  $\bar{t}_c = 0,6—0,7$  при тонких выходных кромках).

Расчет радиальных турбин рассмотрен в [11].

## § 2.7. Примеры расчета турбин

**Пример 2.1.** Рассчитать турбину на следующие условия работы: начальная температура газов перед турбиной (по параметрам торможения)  $T_c^* = 1073$  К. Конечное давление (по параметрам торможения)  $p_d^* = 10^5$  Па (1,02 ат); отношение давлений в турбине  $\delta = 6,65$ ; расход газа  $G = 159$  кг/с; частота вращения  $n = 50$  с<sup>-1</sup>. Эти параметры соответствуют ГТУ мощностью 25 МВт.

Приняв средние значения характеристик газа  $R_r = 290$  Дж/(кг·К),  $c_{pr} = 1,130$  кДж/(кг·К), подсчитаем параметр  $m_r = (k-1)/k = R_r/c_{pr} = 290/1130 = 0,256$ .

Температурный перепад турбины по параметрам торможения  $H_{0r}^* = c_{p2} T_c^* (1 - \delta^{-m_r}) = 1,13 \cdot 1073 (1 - 6,65^{-0,256}) = 446$  кДж/кг.

Далее определяем параметры газа перед первой и за последней ступенями, назначив примерные величины скоростей и к. п. д.; скорость во входном патрубке  $w_c = 40$  м/с; скорость перед первой ступенью  $c_0 = 80$  м/с; скорость в выходном патрубке  $w_d = 50$  м/с; скорость за последней ступенью  $c_z = 120$  м/с; к. п. д. входного патрубка  $\eta_{вх} = 0,9$ ; к. п. д. выходного патрубка  $\eta_{вых} = 0,5$ . Кроме того, принимаем к. п. д. турбины  $\eta_T^* = 0,88$ .

Давление торможения перед турбиной

$$p_c = \delta p_d^* = 6,65 \cdot 10^5 \text{ Па.}$$

Плотность газа перед турбиной, определенная по параметрам торможения:

$$\rho_c^* = \frac{p_c^*}{R_r T_c^*} = \frac{6,65 \cdot 10^5}{290 \cdot 1073} = 2,14 \text{ кг/м}^3.$$

Потерю давления торможения во входном патрубке находим по (2.6), приняв  $q_0 \approx q_c^*$ :

$$\Delta p_c^* = \frac{1 - \eta_{вх}}{\eta_{вх}} q_c^* \frac{c_0^2 - w_c^2}{2} = \frac{0,1}{0,9} 2,14 \frac{80^2 - 40^2}{2} = 570 \text{ Па.}$$

Давление торможения перед первой ступенью

$$p_0^* = p_c^* - \Delta p_c^* = 6,65 \cdot 10^5 - 570 = 6,644 \cdot 10^5 \text{ Па.}$$

Для определения параметров газа за последней ступенью вначале подсчитываем температуру газов за турбиной:

$$T_d^* = T_c^* - \eta_t^* H_{0t}^* / c_{pT} = 1073 - 0,88 \cdot 466 / 1,13 = 711 \text{ К};$$

$$T_{dt}^* = T_c^* - H_{0t}^* / c_{pT} = 1073 - 466 / 1,13 = 662 \text{ К}.$$

Температура газов за последней ступенью:

$$T_z = T_d^* - \frac{c_z^2}{2c_{pT}} = 711 - \frac{1202}{2 \cdot 1130} = 704,6 \text{ К}.$$

Поскольку давление за последней ступенью мало отличается от давления за турбиной, при определении плотности можно принять

$$\rho_z = p_z / (R T_z) = 10^5 / (290 \cdot 704,6) = 0,49 \text{ кг/м}^3.$$

Потеря полного давления в выходном патрубке находится по (2.7):

$$\Delta p_d^* = (1 - \eta_{\text{вых}}) \rho_z \frac{c_z^2 - w_d^2}{2} = (1 - 0,5) 0,49 \frac{1202^2 - 502^2}{2} = 1450 \text{ Па}.$$

Давление торможения за последней ступенью

$$p_z^* = p_d^* + \Delta p_d^* = 10^5 + 1450 = 1,014 \cdot 10^5 \text{ Па}.$$

Для определения числа ступеней турбины вычислим располагаемый теплоперепад по параметрам перед первой и за последней ступенями:

$$H_{0t} = c_{pT} T_c^* (1 - \delta_z^{-m_T}) + \frac{c_z^2 - c_0^2}{2};$$

$$\delta_z = p_0^* / p_z^* = 6,644 / 1,014 = 6,55;$$

$$H_{0t} = 1,13 \cdot 1073 (1 - 6,55^{-0,256}) + \frac{1202^2 - 802^2}{2} 10^{-3} = 467 \text{ кДж/кг}.$$

Располагаемый теплоперепад одной ступени найдем по выбранному диаметру корневых сечений  $d_{\text{к}} = 1,1 \text{ м}$  и параметру  $x_{\text{к}} = 0,45$  ( $u_{\text{к}} = \pi d_{\text{к}} n = 173 \text{ м/с}$ ):

$$H_0 = \frac{1}{2} (u_{\text{к}} / x_{\text{к}})^2 = \frac{1}{2} (173 / 0,45)^2 = 74000 \text{ Дж/кг} = 74 \text{ кДж/кг}.$$

Число ступеней  $Z = H_{0t} / H_0 = 467 / 74 \approx 6$ .

Теперь определим коэффициент возврата тепла  $\alpha_T$  и уточним теплоперепад ступеней. Согласно формуле (2.9)

$$\alpha_T = (1 - \eta_t^*) \frac{1 - T_{dt}^* / T_c^*}{1 + T_{dt}^* / T_c^*} \cdot \frac{Z - 1}{Z} = (1 - 0,88) \frac{1 - 662 / 1073}{1 + 662 / 1073} \cdot \frac{5}{6} = 0,024.$$

Теплоперепад одной ступени

$$H_0 = (H_{0t} / Z) (1 + \alpha_T) = 467 \cdot 1,024 / 6 = 79,7 \text{ кДж/кг}.$$

Переходим к предварительной оценке высоты лопаток первой и последней ступеней. Согласно уравнению неразрывности

$$d_{0\text{п}} = \sqrt{d_{0\text{к}}^2 + \frac{4G}{\pi c_{0s} \rho_0 \cos \gamma_0}} = \sqrt{1,1^2 + \frac{4 \cdot 159}{\pi 80 \cdot 2,14 \cdot 0,98}} = 1,56 \text{ м}$$

(принято  $\cos \gamma_0 = 0,98$ ).

Высота направляющих лопаток (на входе)

$$l_{\text{н0}} = (d_{0\text{п}} - d_{0\text{к}}) / 2 = 1,56 - 1,1 / 2 = 0,23 \text{ м}.$$

Для определения высоты лопаток последней ступени назначим приемлемое отношение  $\theta_z = d_{zc} / l_z = 3$ . Тогда

$$d_{z\text{п}} / d_{z\text{к}} = (\theta_z + 1) / (\theta_z - 1) = (3 + 1) / (3 - 1) = 2, \quad d_{z\text{п}} = 2 \cdot 1,1 = 2,2 \text{ м},$$

$$l_z = (2,2 - 1,1) / 2 = 0,55 \text{ м}.$$

Площадь проходного сечения

$$f_z = \frac{\pi}{4} (2,2^2 - 1,1^2) = 2,85 \text{ м}^2.$$

Меридиональная скорость за последней ступенью  $c_{zs}$  определится из уравнения неразрывности:

$$c_{zs} = \frac{G}{f_z \cos \gamma_0 \rho_z} = \frac{159}{2,85 \cdot 0,98 \cdot 0,49} = 116 \text{ м/с}.$$

Найденное значение  $c_{zs}$  вполне приемлемо и может быть принято. Однако в первых ступенях целесообразно принять меньшее значение меридиональной скорости.

Найдем меридиональную скорость за соплами первой ступени, приняв угол  $\alpha_{1\text{к}} = 14^\circ$ , степень реакции  $\theta_{\text{к}} = 0,1$  и коэффициент скорости  $\varphi = 0,975$  ( $\xi = 1 - \varphi^2 = 0,05$ ).

Согласно (2.15) и (2.14)

$$c_{1\text{к}} = \varphi \sqrt{2H_0 (1 - \theta_{\text{к}}) + c_0^2} = 0,975 \sqrt{2 \cdot 79,7 (1 - 0,1) 10^3 + 802^2} = 378 \text{ м/с}.$$

Итак,  $c_{1\text{к}} = 378 \text{ м/с}$ .

Меридиональная скорость

$$c_{1\text{ск}} = c_{1\text{к}} \sin \alpha_{1\text{к}} = 378 \cdot \sin 14^\circ = 91,5 \text{ м/с}.$$

Поскольку меридиональная скорость в первой ступени заметно меньше, чем в последней, нецелесообразно выполнять все ступени однотипными. Можно, например, объединить первые три ступени в одну группу, а последние три ступени выполнять индивидуальными.

Переходя к расчету первой ступени, примем закон изменения окружной проекции скорости согласно формуле (2.49), обеспечивающей постоянную меридиональную скорость  $c_{1\text{с}}$  по высоте лопаток, и, кроме того, потребуем постоянства работы по высоте лопаток.

Расчет треугольников скоростей произведем для трех сечений — корневого, среднего и периферийного.

Начнем со среднего сечения. Средний диаметр в сечении перед соплами

$$d_{0\text{с}} = (d_{0\text{к}} + d_{0\text{п}}) / 2 = (1,1 + 1,56) / 2 = 1,33 \text{ м}.$$

Поскольку средний диаметр  $d_{1\text{с}}$  мало отличается от  $d_{0\text{с}}$ , примем  $d_{1\text{с}} = 1,335 \text{ м}$ .

Окружная проекция скорости в корневом сечении

$$c_{1\text{ук}} = c_{1\text{к}} \cos \alpha_{1\text{к}} = 378 \cos 14^\circ = 367 \text{ м/с}.$$

Окружная проекция скорости на среднем диаметре по (2.49)

$$c_{1\text{ус}} = c_{1\text{ук}} (r_{\text{к}} / r_{\text{с}})^{\frac{2}{\xi}} = 367 (1,1 / 1,335)^{0,95} = 306 \text{ м/с}.$$

Далее находим:

$$u_{\text{с}} = \pi d_{\text{с}} n = \pi \cdot 1,335 \cdot 50 = 210 \text{ м/с};$$

$$w_{1\text{ус}} = c_{1\text{ус}} - u_{\text{с}} = 306 - 210 = 96 \text{ м/с};$$

$$w_{1\text{с}}^2 = w_{1\text{ус}}^2 + w_{1\text{с}}^2 = 96^2 + 91,5^2 = 17588 \text{ (м/с)}^2;$$

$$w_{1\text{с}} = 133 \text{ м/с}.$$

Меридиональная скорость на среднем диаметре  $c_{1\text{сс}}$  принята равной  $c_{1\text{ск}}$ , т. е.  $91,5 \text{ м/с}$ :

$$c_{1\text{с}} = \sqrt{c_{1\text{ус}}^2 + c_{1\text{сс}}^2} = \sqrt{306^2 + 91,5^2} = 319 \text{ м/с};$$

$$c_{1\text{т}} = c_{1\text{с}} / \varphi = 327 \text{ м/с}.$$

Располагаемый теплоперепад в рабочей решетке

$$H_{ор.с} = H_0 - \frac{c_{1t}^2 - c_0^2}{2} = 79,7 - \frac{327^2 - 80^2}{2} \cdot 10^{-3} = 29,4 \text{ кДж/кг.}$$

Степень реактивности  $\theta_c = H_{ор.с}/H_0 = 29,4/79,7 = 0,369$ .

Относительная скорость за рабочими лопатками при коэффициенте скорости  $\psi = 0,97$

$$w_{2c} = \psi \sqrt{w_{1c}^2 + 2H_{ор.с}} = 0,97 \sqrt{133^2 + 2 \cdot 29,4 \cdot 10^3} = 270 \text{ м/с.}$$

Принимаем среднюю меридиональную проекцию скорости  $c_{2s} = c_{1s} = 91,5 \text{ м/с}$  и вычисляем  $\beta_{2c}$ ,  $w_{2uc}$ ,  $c_{2uc}$  и  $\alpha_{2c}$ :

$$\sin \beta_{2c} = c_{2sc}/w_{2c} = 91,5/270 = 0,339; \beta_{2c} \approx 20^\circ;$$

$$w_{2uc} = w_{2c} \cos \beta_{2c} = 270 \cdot \cos 20^\circ = 254 \text{ м/с;}$$

$$c_{2uc} = u_{2c} = w_{2uc} = 210 - 254 = -44 \text{ м/с;}$$

$$-\text{tg } \alpha_{2c} = c_{2sc}/c_{2uc} = -91,4/44 = -2,08; \alpha_{2c} = 65,5^\circ.$$

Найденное значение угла приемлемо, хотя более желательно иметь  $\alpha_2 = 70^\circ - 80^\circ$ , что может быть достигнуто, например, путем небольшого увеличения диаметров (т. е. параметра  $x_0$ ).

Находим температуру, давление и плотность газа:

$$T_{1c} = T_{0c}^* - c_{1c}^2/(2c_{pг}) = 1073 - 319^2/(2 \cdot 1130) = 1028 \text{ К;}$$

$$T_{1tc} = T_{0c}^* - \frac{c_{1tc}^2}{2\varphi_1^2 c_{pг}} = 1073 - \frac{319^2}{0,95^2 \cdot 2 \cdot 1130} = 1025,6 \text{ К;}$$

$$p_{1c} = p_{0c}^* \left( \frac{T_{1tc}}{T_{0c}^*} \right)^{1/\gamma} = 6,644 \cdot 10^5 \left( \frac{1025,6}{1073} \right)^{1/0,256} = 5,56 \cdot 10^5 \text{ Па;}$$

$$\rho_{1c} = \frac{p_{1c}}{R_r T_{1c}} = \frac{5,56 \cdot 10^5}{290 \cdot 1028} = 1,87 \text{ кг/м}^3.$$

Диаметр периферийного сечения

$$d_{1п} = \sqrt{d_{1к}^2 + \frac{4G}{\pi c_{1sc} \rho_{1c} \cos \gamma_{1c}}} = \sqrt{1,1^2 + \frac{4 \cdot 1,59}{\pi \cdot 91,5 \cdot 1,87 \cdot 0,98}} = 1,56 \text{ м.}$$

Принято  $\cos \gamma_{1c} = 0,98$ . Средний диаметр мало отличается от принятого ранее:  $d_{1c} = 1,1 + 1,56/2 = 1,33$  (вместо принятого 1,335).

$$T_{2c} = T_{1c} - \frac{w_{2c}^2 - w_{1c}^2}{2c_{p.г}} = 1028 - \frac{270^2 - 133^2}{2 \cdot 1130} = 1004 \text{ К;}$$

$$T_{2tc} = T_{1c} - \frac{H_{ор.с}}{c_{p.г}} = 1028 - \frac{29,4 \cdot 10^3}{1130} = 1002 \text{ К;}$$

$$p_{2c} = p_{1c} \left( \frac{T_{2tc}}{T_{1c}} \right)^{1/\gamma} = 5,56 \cdot 10^5 \left( \frac{1002}{1028} \right)^{1/0,256} = 5,03 \cdot 10^5 \text{ Па;}$$

$$\rho_{2c} = \frac{p_{2c}}{R_r T_{2c}} = \frac{5,03 \cdot 10^5}{290 \cdot 1004} = 1,728 \text{ кг/м}^3;$$

$$d_{2п} = \sqrt{d_{2к}^2 + \frac{4G}{\pi c_{2sc} \rho_{2c} \cos \gamma_{2c}}} = \sqrt{1,1^2 + \frac{4 \cdot 159}{\pi \cdot 91,5 \cdot 1,728 \cdot 0,96}} = 1,594 \text{ м.}$$

Дальнейший расчет газовой турбины сведен в табл. 2.1.

Параметры	Диаметр сечения $d$ , м		
	1,100	1,335	1,600
Окружная скорость $u = \rho d n$ , м/с	173	210	252
Окружные проекции скорости:			
$c_{1u} = c_{1uc} (r_c/r)^{\eta_1}$ , м/с . . . . .	366	306	255
$c_{2u} = c_{1u} + (c_{2uc} - c_{1uc}) u_c/u$ , м/с . . . . .	-59	-44	-37
Меридиональные проекции скорости:			
$c_{1s}$ (принята постоянной), м/с	91,5	91,5	91,5
$c_{2s} = \sqrt{c_{2sc}^2 + c_{2uc}^2 - c_{2u}^2 - 2\eta_2 \int_{r_c}^r \frac{c_{2u}^2}{r} dr}$ , м/с	89	91,5	83,7
Угол $\alpha_1 = \text{arctg}(c_{1s}/c_{1u})$ , град . . . . .	14	16,7	19,7
Скорость за направляющими лопатками			
$c_1 = c_{1s}/\sin \alpha_1$ , м/с . . . . .	377	319	270
Теоретическая скорость за направляющими лопатками			
$c_{1t} = c_1/\varphi$ , м/с . . . . .	386	327	277
Располагаемый теплоперепад направляющих лопаток			
$H_{он} = \frac{(c_{1t}^2 - c_0^2)}{2} \cdot 10^{-3}$ , кДж/кг . . . . .	71,8	50,3	35,3
Окружная проекция скорости			
$w_{1u} = c_{1u} - u_1$ , м/с . . . . .	193	96	3
Угол $\beta_1 = \text{arctg}(c_{1s}/w_{1u})$ , град . . . . .	25,3	43,8	88,2
Относительная скорость			
$w_1 = c_{1s}/\sin \beta_1$ , м/с . . . . .	214	132	91,5
Окружная проекция скорости			
$w_{2u} = u_2 - c_{2u}$ , м/с . . . . .	232	254	289
Угол $\beta_2 = \text{arctg}\left(\frac{c_{2s}}{w_{2u}}\right)$ , град . . . . .	21	20	15,5
Относительная скорость:			
$w_2 = w_{2s}/\sin \beta_2$ , м/с . . . . .	249	268	302
$w_{2t} = w_2/\psi$ , м/с . . . . .	257	276	312
Располагаемый теплоперепад рабочих лопаток			
$H_{ор} = \frac{(w_{2t}^2 - w_1^2)}{2} \cdot 10^{-3}$ , кДж/кг . . . . .	9,7	29,4	44,3
Использованный теплоперепад на рабочих лопатках			
$H_p = \frac{(w_2^2 - w_1^2)}{2} \cdot 10^{-3}$ , кДж/кг . . . . .	8	27,3	41,3

Параметры	Диаметр сечения $d$ , м		
	1,100	1,335	1,600
Общий располагаемый теплоперепад $H_0 = \frac{(w_2^2 - w_1^2)}{2} \cdot 10^{-3}$ , кДж/кг . . . . .	81,5	79,7	79,6
Степень реактивности $\theta = H_{0p}/H_0$ . . . . .	0,12	0,37	0,58
Угол $\alpha_2 = \arctg(-c_{2s}/c_{2u})$ , град . . . . .	56,5	65,5	66
Скорость на выходе из ступени $c_2 = \sqrt{c_{2s}^2 + c_{2u}^2}$ , м/с . . . . .	107	100	91,5
Располагаемый теплоперепад по параметрам торможения $H_0^* = H_0 + \frac{c_0^2 - c_2^2}{2} \cdot 10^{-3}$ , кДж/кг . . . . .	79	77,8	78,6
Температура газов: $T_1 = T_0^* - c_1^2/(2c_{pг})$ , К . . . . .	1010,2	1028	1040,7
$T_{1t} = T_0^* - c_{1t}^2/(2c_{pг})$ , К . . . . .	1006,8	1025,6	1039
$T_2 = T_1 - H_p/c_{pг}$ , К . . . . .	1003,1	1004	1004,1
$T_{2t} = T_1 - H_{0p}/c_{pг}$ , К . . . . .	1001,6	1002,0	1001,4
Давление: $p_1 = p_0^* (T_{1t}/T_0^*)^{1/mг}$ , Па $\cdot 10^5$ . . . . .	4,9	5,56	5,78
$p_2 = p_1 (T_{2t}/T_1)^{1/mг}$ , Па $\cdot 10^5$ . . . . .	4,7	5,03	5,03
Плотность газа: $Q_1 = p_1/(RгT_1)$ , кг/м <sup>3</sup> . . . . .	1,67	1,87	1,92
$Q_2 = p_2/(RгT_2)$ , кг/м <sup>3</sup> . . . . .	1,62	1,73	1,73

Окружная проекция скорости  $c_{1u}$  определялась по формуле (2.49), скорость  $c_{2u}$  — из условия постоянства работы по длине лопаток:

$$c_{2u} = (u_c/u) (c_{2uc} - c_{1uc}) + c_{1u}$$

Относительная скорость  $w_2$  находилась по ее проекциям:

$$w_2 = \sqrt{w_{2u}^2 + w_{2s}^2}; w_{2u} = u_2 - c_{2u}$$

а меридиональная проекция  $c_{2s}$  — по формуле (2.54). В остальном расчет производился таким же образом, как и для среднего сечения.

На рис. 2.13 представлены треугольники скоростей на диаметрах 1,100; 1,335 и 1,600 м, а на рис. 2.14 — распределение проекций  $c_{1u}$ ,  $c_{2u}$ ,  $c_{1s}$ ,  $c_{2s}$  и углов  $\alpha_1$ ,  $\beta_1$ ,  $\beta_2$  по радиусу. Обращает внимание резкое возрастание угла  $\beta_1$  вдоль радиуса. Несмотря на то что рассчитываемая первая ступень имеет сравнительно короткие лопатки ( $\Phi=5,4$ ), угол  $\beta_1$  возрастает от 25,3° в корневом сечении до 88° в периферийном сечении. В периферийных сечениях последних ступеней угол  $\beta_1$  оказывается существенно больше 90°.

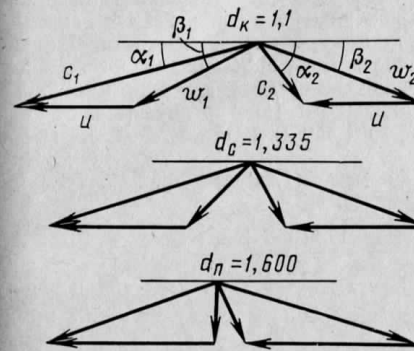


Рис. 2.13. Треугольники скоростей

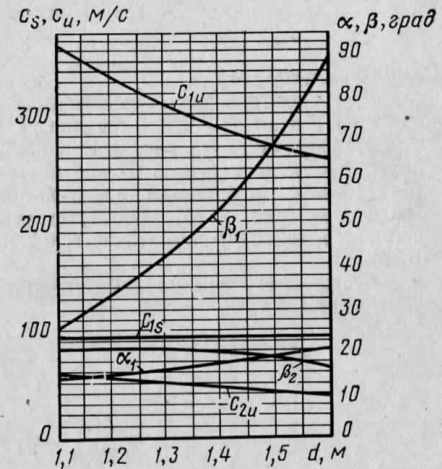


Рис. 2.14. График изменения скоростей и углов по радиусу

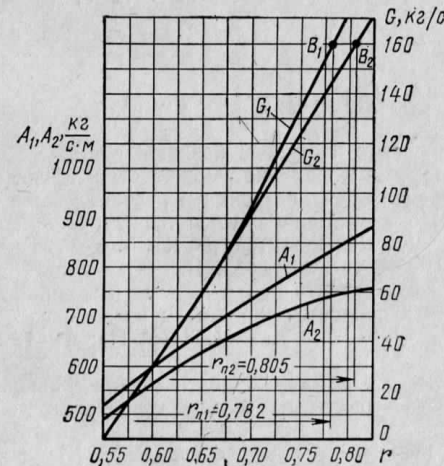


Рис. 2.15. Определение высоты рабочих и направляющих лопаток

В заключение уточним высоту направляющих и рабочих лопаток, воспользовавшись уравнением неразрывности, определяющим расход газа, проходящий между цилиндрическими поверхностями радиусов  $r_k$  и  $r$ :

$$G = \int_{r_k}^r 2\pi r \rho c_s \cos \gamma dr = \int_{r_k}^r A dr,$$

где  $A = 2\pi r \rho c_s \cos \gamma$ .

Для удобства расчетов функция  $A$  для сечений за направляющими лопатками ( $A_1$ ) и за рабочими лопатками ( $A_2$ ) изображена на рис. 2.15 в зависимости от радиуса  $r$ . На рис. 2.15 показаны также графики зависимости  $G$  от радиуса в сечениях 1 и 2. Точки  $B_1$  и  $B_2$ , соответствующие расчетному расходу  $G = 159$  кг/с, определяют радиусы периферийных сечений  $r_{1п} = 0,782$  м;  $r_{2п} = 0,805$  м (рис. 2.15). Соответствующие диаметры мало отличаются от найденных ориентировочно:  $d_{1п} = 1,564$  м вместо 1,560 м и  $d_{2п} = 1,610$  м вместо 1,594 м.

К. п. д. ступени найдем вначале по формуле (2.20) на трех контрольных радиусах:

$$\eta_{ик}^* = \left( \frac{L_u}{H_0^*} \right)_k = \frac{u_k (c_{1u} - c_{2u})_k}{H_0^*} = \frac{173 (366 + 59)}{79 \cdot 10^3} = 0,93;$$

$$\eta_{ис}^* = \left( \frac{L_u}{H_0^*} \right)_c = \frac{73,5}{77,8} = 0,943;$$

$$\eta_{ин}^* = \left( \frac{L_u}{H_0^*} \right)_n = \frac{73,5}{78,6} = 0,933.$$

За к. п. д. ступени допустимо принять среднее значение

$$\eta_{иср} = 0,25 (0,93 + 2 \cdot 0,943 + 0,933) = 0,937.$$

Влияние утечек оценим по формуле (2.21), приняв  $k_\delta = 2$  и  $\delta_a = 0,001$ ,  $d_{1п} = 1,5$  мм.

Тогда

$$\eta_{и1} = \eta_{иср} \left( 1 - k_\delta \frac{\delta_a}{l} \right) = 0,937 \left( 1 - 2 \frac{1,5}{245} \right) \approx 0,926.$$

Дополнительные потери в ступени возникают также вследствие утечки газа через уплотнения диафрагмы. Их учет может быть произведен после определения размеров диафрагменного уплотнения и расчета утечки через диафрагменное уплотнение совершенно аналогично случаю паротурбинной ступени [37].

Подобно изложенному проводится расчет всех ступеней газовой турбины. После расчета последней ступени будет известна температура торможения за турбиной  $T_d^*$ , что даст возможность найти к. п. д. и мощность всей турбины.

**Пример 2.2.** Найти основные размеры и число ступеней турбины при следующих условиях:  $T_c^* = 1373$  К;  $p_d^* = 1,03 \cdot 10^6$  Па;  $\delta = 12,3$ ;  $G = 600$  кг/с;  $n = 50$  с<sup>-1</sup>.

Параметры работы соответствуют перспективной пиковой ГТУ мощностью 150 МВт. Возможность выполнения компрессора обоснована в § 4.5 (пример 4.2).

Ориентировочно принимаем:  $c_{пр} = 1,15$  кДж/(кг·К);  $x_0 = 0,48$ ;  $\eta_\tau = 0,88$ . Находим:  $m = 0,25$ ;  $H_0^* = 737$  кДж/кг. Принимаем:  $d_{1п} = 1,9$  м;  $d_{2п} = 1,8$  м;  $x_{0п} = 0,48$  м (эти цифры получены в результате вариантных расчетов). Вычисляем:  $H_{01}^* = 196$  кДж/кг;  $H_{0z}^* = 173$  кДж/кг; число ступеней  $z = 4$ . Для ориентировочной оценки наружного диаметра последней ступени принимаем:  $\theta_n = 0,1$ ;  $\alpha_{1п} = 30^\circ$ ;  $\varphi = 0,98$ . Тогда  $c_1 \approx 548$  м/с;  $c_{1a} = 274$  м/с;  $d_{2п} = 3,1$  м;  $u_{2п} = 486$  м/с. Столь большие окружные скорости в условиях высокой температуры ( $T_d^* = 810$  К) достижимы при выполнении рабочих лопаток из жаропрочного сплава.

### § 3.1. Влияние начальной температуры газа на качества газотурбинных установок

В гл. I показано влияние начальной температуры газа на основные характеристики ГТУ. Рассмотрим этот вопрос подробнее применительно к ГТУ простой схемы (без регенерации) с дальнейшим намерением оценить целесообразность применения охлаждения в газовых турбинах.

Повышение начальной температуры газа  $T_c$  ведет к увеличению не только экономичности ГТУ, но и улучшает некоторые другие характеристики ГТУ и, в частности, увеличивает коэффициент полезной работы [формулы (1.14), (1.25)].

Размеры проточных частей турбины, компрессора, камеры сгорания в значительной степени определяются объемным расходом газа (воздуха).

Для оценки влияния параметров на размеры ГТУ введем величину

$$\chi = \sqrt{V_b V_d} / N,$$

где  $V_b$  — объемный расход воздуха за компрессором;  $V_d$  — объемный расход газов за турбиной;  $N$  — мощность ГТУ.

Величина  $\sqrt{V_b V_d}$  характеризует средний объемный расход среды по тракту ГТУ (так как  $V_b$  — минимальный объемный расход по тракту, а  $V_d$  — максимальный расход по тракту). Следовательно,  $\chi$  представляет собой средний удельный (отнесенный к мощности) объемный расход среды в тракте ГТУ, а поэтому может служить характеристикой строительных размеров ГТУ, т. е. в определенном смысле и стоимости ГТУ.

На рис. 3.1 представлены значения к. п. д. простой ГТУ без регенерации в зависимости от начальной температуры газа  $T_c$ , а на рис. 3.2 показано изменение параметра  $\chi$  от температуры  $T_c$ . При расчете приняты условия возможного выполнения однокорпусного воздушного компрессора на отношении давлений  $\epsilon = 10, 15$  и 20. Меньшее из трех значение ( $\epsilon = 10$ ) в настоящее время уже может быть реализовано в современных конструкциях, более высокие значения  $\epsilon$  относятся к перспективным конструкциям однокорпусных компрессоров, а также могут быть получены в так называемых двухкаскадных компрессорах (см. гл. IV).



Согласно рис. 3.1 и 3.2 увеличение начальной температуры газа от 800 до 1200°С при  $\epsilon=20$  дает повышение экономичности (экономии топлива) на 23% при одновременном возможном сокращении габаритов, характеризуемом уменьшением параметра  $\chi$  на 48%. При значении  $\eta_T=0,92$  и начальной температуре 1600°С простая ГТУ имеет к. п. д.  $\eta=0,42-0,44$ . При неизменных строи-

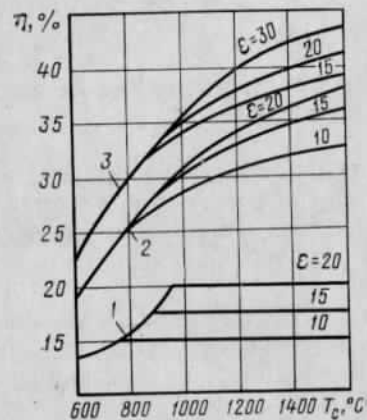


Рис. 3.1. Влияние начальной температуры газа на оптимальное отношение давлений (кривые 1) и на к. п. д. (кривые 2 и 3) для газотурбинной установки простой схемы без регенерации тепла при следующих условиях:

$t_a=15^\circ\text{C}$ ;  $\lambda=\delta/\epsilon=0,95$ ;  $m_T=0,250$ ;  
 $m_H=0,286$ ;  $p_a=0,1$  МПа; для кривых 1 и 2  $\eta_T=\eta_H=0,88$ ; для кривых 3  $\eta_T=0,92$

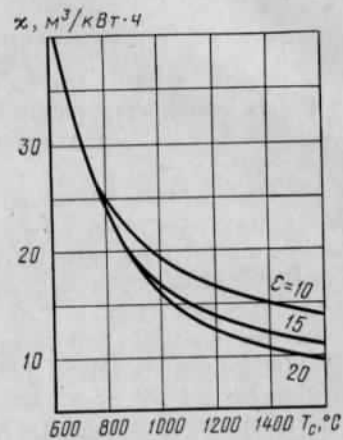


Рис. 3.2. Влияние начальной температуры газа на параметр  $\chi$ , характеризующий удельные размеры ГТУ простой схемы, при следующих условиях:  
 $t_a=15^\circ\text{C}$ ;  $\eta_T=\eta_H=0,88$ ;  $m_T=0,250$ ;  
 $m_H=0,286$ ;  $p_a=0,1$  МПа

тельных размерах снижение параметра  $\chi$  означает возможность соответствующего увеличения единичной мощности ГТУ на 48%.

Из сказанного следует целесообразность повышения начальной температуры газа. Увеличение начальной температуры газов возможно двумя способами: использованием жаропрочных материалов для деталей, подвергаемых воздействию высокой температуры, и применением охлаждения этих деталей.

Наиболее ответственными деталями, для которых сочетается высокая напряженность и высокая температура, являются детали ротора газовой турбины и в первую очередь рабочие лопатки первой ступени. Поэтому надежность лопаток первой ступени и определяет в значительной степени выбор начальной температуры газов перед турбиной. В стационарных газовых турбинах рабочие лопатки часто выполняются неохлаждаемыми, поэтому возможность повышения начальной температуры газов в этом случае определя-

ется жаропрочностью имеющихся материалов. В табл. 3.1 приведены допустимые начальные температуры газов для турбин с неохлаждаемыми рабочими лопатками из жаропрочных материалов при ресурсе работы 10 000 ч, что характерно для ГТУ пикового назначения. Из данных таблицы видно, что лучшие жаропрочные сплавы дают возможность выбрать температуру газов не выше 850—900°С.

Таблица 3.1

Материал рабочих лопаток первой ступени (неохлаждаемых)	Рабочая температура металла, °С	Предел длительной прочности, МПа	Температура газа перед турбиной, °С
Аустенитные стали (типа ЭИ-612К)	650	210	700
	700	120	750
Деформируемые сплавы на основе никеля (типа ЭИ-929ВД)	800	250	850
	850	160	900
Литейные сплавы на основе никеля (типа ЖС6К)	900	160	950

В табл. 3.1 учтено, что температура металла рабочих лопаток в первой ступени несколько ниже начальной температуры газа перед турбиной, так как температура лопатки в потоке газа  $T_w$  близка к температуре торможения  $T_1^*$  в относительном движении:

$$T_w = T_1^* = T_1 + \frac{w_1^2}{2c_p} = T_c - \frac{c_1^2 - w_1^2}{2c_p}$$

Разница температур газа перед турбиной и металла лопаток

$$\Delta T = T_c - T_w \approx (c_1^2 - w_1^2)/2c_p$$

зависит от теплоперепада, приходящегося на первую ступень, и степени реактивности и составляет обычно величину  $\Delta T=30-60^\circ\text{C}$ . В табл. 3.1 принято  $\Delta T=50^\circ\text{C}$ .

Дальнейший подъем температуры  $T_c$  возможен путем использования охлаждаемых рабочих лопаток. Применение охлаждения сопряжено с дополнительными потерями энергии. Данные рис. 3.1 относятся к неохлаждаемой газовой турбине.

Рассмотрим влияние дополнительных потерь охлаждения на экономичность ГТУ применительно к простой ГТУ с воздушным охлаждением. Воздушное охлаждение турбины осуществляется воздухом, забираемым из компрессора. Расход охлаждающего воздуха составляет 2—4% и более от общего расхода воздуха. Например, для снижения температуры рабочих лопаток на 250° требуется примерно 2% воздуха. Этот воздух не совершает работу в охлаждаемой ступени турбины, а в последующую ступень поступает со значительно меньшей температурой, чем температура газа.

Примем, что из компрессора часть воздуха в количестве  $G_0$  подается на охлаждение рабочих лопаток первой ступени турбины,

а воздух в количестве  $G$  проходит камеру сгорания и далее поступает в турбину. Оценим снижение к. п. д. ГТУ, считая  $\eta_k$ ,  $\eta_T$  и  $\eta_{к.с}$  неизменными по сравнению с неохлаждаемой ГТУ при той же начальной температуре газа  $T_c$  и том же расходе воздуха  $G$  через камеру сгорания и турбину.

К п. д. ГТУ при отсутствии охлаждения

$$\eta_0 = (H_{0T}\eta_T - H_{0K}/\eta_K)/q_1.$$

При оценке к. п. д. ГТУ с охлаждением необходимо учесть дополнительное снижение мощности:

$$\Delta N = G_b (H_{0K}/\eta_K - H'_{0T}\eta_T).$$

Теплоперепад  $H'_{0T}$  определяется по температуре воздуха, сбрасываемого в проточную часть турбины  $T_{в''}$ , и начальному давлению перед второй ступенью. Полагая теплоперепады всех ступеней одинаковыми, получим

$$H'_{0T} = \frac{T_{в''}}{T_{r2}^*} \cdot \frac{Z-1}{Z} H_{0T},$$

где  $T_{r2}^*$  — температура газов перед второй ступенью.

Таким образом, к. п. д. турбины с охлаждением

$$\eta = [G (H_{0T}\eta_T - H_{0K}/\eta_K) - \Delta N] / Gq_1.$$

Легко убедиться, что относительное изменение к. п. д. ГТУ

$$\frac{\Delta \eta}{\eta_0} = - \frac{G_b}{G} \left( \frac{1-\varphi}{\varphi} - \frac{1}{\varphi} \cdot \frac{Z-1}{Z} \cdot \frac{T_{в''}}{T_{r2}^*} \right). \quad (3.1)$$

Если, например,  $\varphi=0,3$ ,  $Z=3$ ,  $T_{в''}=525$  К и  $T_{r2}^*=1050$  К, то

$$\frac{\Delta \eta}{\eta_0} = - \frac{G_b}{G} \left( \frac{1-0,3}{0,3} - \frac{1}{0,3} \cdot \frac{2}{3} \cdot \frac{525}{1050} \right) = -1,2 \frac{G_b}{G}.$$

Другими словами, при расходе охлаждающего воздуха в 1% к. п. д. ГТУ снижается на 1,2%. Действительное снижение к. п. д. ГТУ будет больше определяемого по (3.1), поскольку снижается к. п. д. охлаждаемой ступени вследствие утолщения выходных кромок лопаток.

На рис. 3.3 показано влияние охлаждения на к. п. д. ГТУ (по данным ВТИ — Всесоюзного теплотехнического института) при увеличении

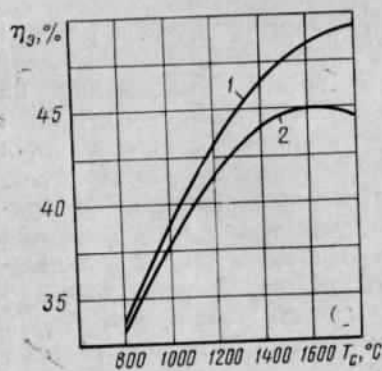


Рис. 3.3. Влияние охлаждения лопаток на электрический к. п. д. ГТУ с охлаждением при постоянной температуре металла лопаток:

1 — к. п. д. без учета охлаждения; 2 — с учетом охлаждения

нии температуры газа перед турбиной и постоянной температуре металла лопаток ( $700^\circ\text{C}$ ). Как следует из графика, к. п. д. ГТУ с охлаждением достигает максимального значения при  $t_c=1600^\circ\text{C}$  (при рассматриваемых условиях и выбранной схеме ГТУ), и дальнейшее повышение температуры приводит к снижению к. п. д. за счет интенсивного роста потерь охлаждения.

### § 3.2. Способы охлаждения элементов ГТУ

Задача охлаждения деталей газовых турбин заключается в обеспечении допустимой температуры деталей при высокой начальной температуре газа с минимальными затратами охлаждающего воздуха или воды. Уровень допустимых температур деталей определяется выбранным материалом и напряжениями.

Рабочие и направляющие лопатки обычно выполняют из жаропрочных материалов. Малые размеры позволяют выполнять их без металлургических пороков (включений, рыхлости структуры, трещин).

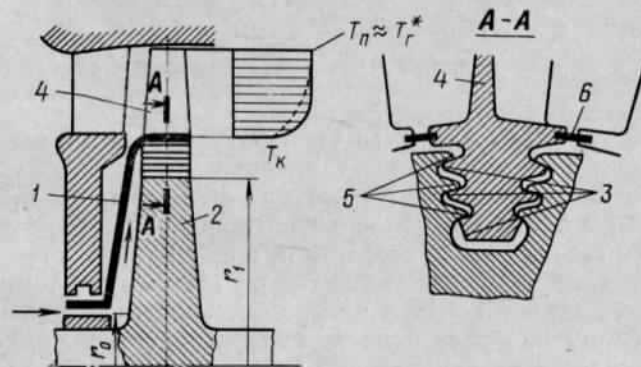


Рис. 3.4. Охлаждение корней лопаток и диска продувкой воздуха через каналы в местах крепления лопаток к диску

Выполнение дисков и цельнокованных роторов больших размеров из жаропрочных материалов (аустенитных сталей и сплавов) затруднено ввиду опасности появления дефектов. Кроме того, жаропрочные сплавы обладают сравнительно низкой теплопроводностью и большим коэффициентом линейного расширения. Такое сочетание свойств не позволяет производить быстрое изменение нагрузки ввиду появления больших термических напряжений. Поэтому диски и цельнокованные роторы выполняют обычно из сталей перлитного или ферритного классов, обладающих более благоприятными характеристиками, но допускающими значительно более низкие температуры — порядка  $500-550^\circ\text{C}$ . Это вынуждает применять охлаждение дисков даже при сравнительно низких температурах газа.

Рассмотрим основные способы охлаждения деталей газовых турбин. Наиболее простой путь охлаждения рабочих лопаток — отвод тепла от их корневой части (кондуктивное охлаждение). Схема такого охлаждения показана на рис. 3.4. Воздух подается через щель между дефлектором 1 и диском 2, охлаждая диск. Далее воздух проходит каналы, образованные зубцами 3 хвостового крепления лопаток 4 и зубцами 5 диска, охлаждая хвостовик лопатки. Утечка воздуха в проточную часть турбины предотвращается уплотнительными пластинами 6. Этот способ позволяет существен-

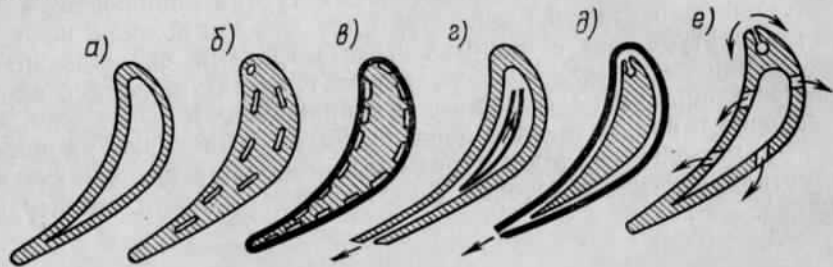


Рис. 3.5. Способы воздушного охлаждения сопловых и рабочих лопаток

но — на  $200^\circ$  и более — снизить температуру тела лопатки в корневом сечении и соответственно температуру обода диска, поэтому охлаждение диска происходит весьма эффективно и при малом расходе воздуха. Однако температура лопатки по мере удаления от корневого сечения резко возрастает, приближаясь к температуре торможения газа. Примерный характер изменения температуры лопатки по ее высоте показан на рис. 3.4 сплошной кривой.

Таким образом, эффективность кондуктивного охлаждения лопаток оказывается незначительной за исключением случая весьма коротких лопаток (см. § 3.6). Поэтому нашли применение многие способы конвективного охлаждения направляющих и рабочих лопаток. Охлаждающим агентом, как правило, является воздух, забираемый из компрессора.

Некоторые варианты охлаждения представлены на рис. 3.5.

В простейшем случае лопатку выполняют полой (схема *a*): внутри лопатки проходит воздух, выбрасываемый в проточную часть через верхнюю открытую часть лопатки. Изготовление таких лопаток несложно, однако эффективность охлаждения невелика вследствие малых скоростей воздуха. Увеличение скоростей воздуха в схеме *b* достигается выполнением в теле лопатки нескольких отверстий (круглых или различной формы) малых сечений. Эффективность охлаждения велика: при расходе воздуха 1,5% средняя температура лопатки снижается на  $150\text{--}200^\circ$ . Недостаток схемы *b* — сравнительно плохое охлаждение выходной кромки.

Отмеченный недостаток частично устраняется в схеме *в* и полностью в схемах *г* и *д*. Лопатка по схеме *в* выполнена с продоль-

ными канавками по обводам, закрываемыми тонким листом, охватывающим всю лопатку. Щели могут выполняться вблизи выходной кромки без существенного ее утолщения. Еще более интенсивное охлаждение лопаток и особенно выходных кромок достигается в схемах *г* и *д*. На схеме *г* показана полая лопатка, имеющая прорезы вдоль выходной кромки, и дефлектор, обеспечивающий малый зазор для прохода воздуха. Воздух подается через отверстие в дефлекторе к входной кромке лопатки, проходит вдоль поверхности лопатки (в поперечном направлении) и сбрасывается в проточную часть турбины через щели в выходной кромке. В схеме *д* полностью устранено соприкосновение несущей части лопатки с горячим газом. Лопатка защищена тонкой оболочкой, крепящейся к лопатке. Воздух подается через отверстие, расположенное вблизи входной кромки лопатки и проходит между лопаткой и оболочкой, как и в схеме *г*.

Схемой *e* на рис. 3.5 представлено пленочное охлаждение. В лопатке выполнены продольные щели. Выходящий из щелей воздух образует на поверхности лопатки относительно холодную пленку, защищающую ее от прямого воздействия горячего газа. Более равномерную пленку можно получить, если выполнить лопатку из пористого материала (пористое охлаждение). В этом случае лопатка выполняется полой, как в схеме *a*, но стенки лопатки — пористые. Подаваемый внутрь лопатки воздух (или вода) проходит через пористые стенки и на внешней поверхности лопатки образует защитную пленку, что обеспечивает эффективное охлаждение лопаток.

Различные способы воздушного охлаждения можно сравнить по их эффективности, введя отношение

$$\overline{\Delta T} = (T_r^* - T_w) / \overline{G}_b,$$

где  $T_r^* - T_w$  — разность температур торможения газа около поверхности детали и температуры металла этой детали;  $\overline{G}_b = G_b / G$  — отношение расхода охлаждающего воздуха к расходу газа, %.

Охлаждение сопловых лопаток часто выполняется по схеме *г* (рис. 3.5), для которой эффективность охлаждения  $\overline{\Delta T}$  в разных конструктивных вариантах составляет  $110\text{--}160^\circ\text{C}$  на 1% охлаждающего воздуха, причем верхние значения относятся к сопловым лопаткам с внутренним оребрением.

Заградительное (пленочное) охлаждение применяется в сочетании с внутренним конвективным (комбинация способов *e* и *г*). В этом случае часть воздуха, подаваемого в лопатку, выходит через щели, образуя пленку (по схеме *e*), а другая часть течет в поперечном направлении и выходит через заднюю кромку, как в схеме *г*. Эффективность комбинированного охлаждения сопловых лопаток примерно такая же, как и в случае *г*.

Для рабочих лопаток с внутренним конвективным охлаждением по схемам *б*, *в*, *г* и *д* эффективность охлаждения в выполненных конструкциях находится в пределах  $60\text{--}130^\circ\text{C}$  на 1% охлаждающего воздуха. Пористое охлаждение рабочих лопаток дает значение  $\overline{\Delta T}$  около  $160\text{--}170^\circ\text{C}$  на 1% воздуха [23].

Рабочие лопатки типов *в* и *д* отличаются тем, что у них несущей является центральная часть, выполняемая заодно с хвостовиком лопатки, а рабочий профиль образуется тонкой оболочкой (гильзой), которая крепится к несущей части сваркой по продольным (схема *в*) или поперечным (схема *д*) выступам несущего стержня, а также приваривается по периметру профиля к хвостовику лопатки (см. рис. 3.17). У лопаток гильзового типа имеется дополнительный резерв прочности, поскольку здесь важна темпе-

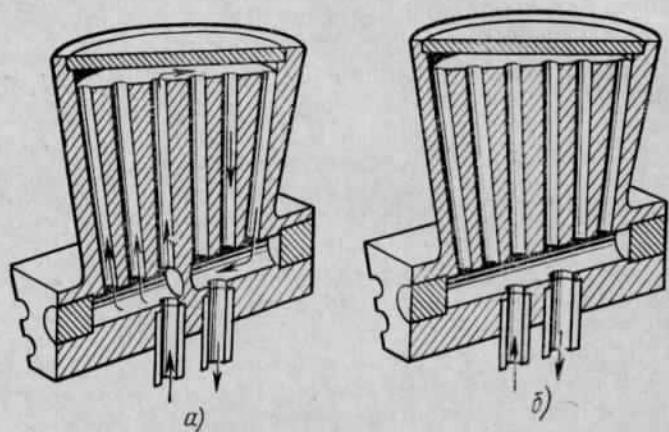


Рис. 3.6. Способы жидкостного охлаждения рабочих лопаток

ратура несущего стержня, в то время как температура гильзы может быть более высокой вследствие малых в ней напряжений. В этом случае эффективность охлаждения определяется по средней температуре несущего стержня вместо средней температуры поверхности лопатки. При таком определении эффективность охлаждения рабочих лопаток типа *в* и *д* может составлять 200—250°С на 1% охлаждающего воздуха.

Приведенные значения эффективности охлаждения относятся к выполненным конструкциям и соответствуют опытным данным для серийных машин как стационарного, так и транспортного типа.

Если воздушное охлаждение сопловых и рабочих лопаток достаточно широко применяется в ГТУ и в особенности в авиационных ГТД, то жидкостное охлаждение еще не вышло из стадии исследования.

Два варианта водяного охлаждения лопаток показаны на рис. 3.6. На схеме *а* показано охлаждение с принудительной циркуляцией, а на схеме *б* — с естественной циркуляцией. В первом варианте охлаждение более интенсивное, а второй — более прост в изготовлении. В подводящий канал поступает вода, а через отводящий выходит пароводяная смесь. Лопатка выполняется из двух свариваемых между собой половин. Необходимость в водяном охлаждении возникает при стремлении поднять начальную темпе-

ратуру газа выше значения, допускаемого воздушным охлаждением. Основная трудность при этом связана с охлаждением выходной кромки. Чтобы один из каналов был расположен близко к выходной кромке, толщину последней приходится выбирать большой.

Переходя к изучению способов охлаждения дисков, напомним, что один из эффективных способов уже был рассмотрен, — охлаждение через каналы в месте крепления лопаток к диску (см. рис. 3.4). Некоторые способы охлаждения дисков показаны также на рис. 3.7.

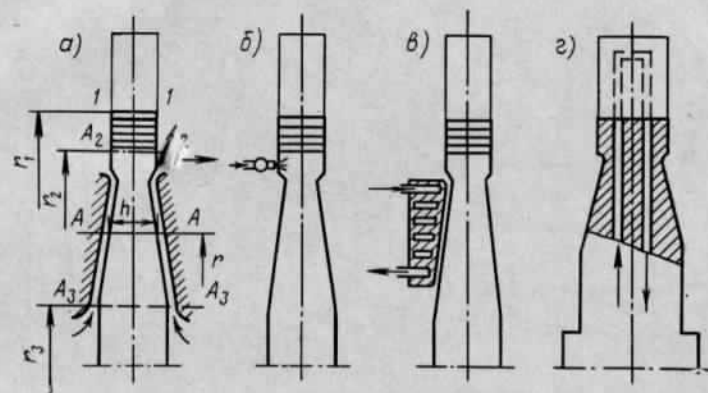


Рис. 3.7. Способы охлаждения дисков

На схеме *а* (рис. 3.7) представлен радиальный обдув диска. Воздух подается в узкую щель, образованную диском и неподвижной стенкой. Обычно воздух подается в центральной части и выбрасывается в проточную часть. На схеме *б* показано струйное охлаждение диска, осуществляемое воздухом, подаваемым через несколько сопел на периферийную часть диска. Иногда охлаждение диска осуществляют посредством водяного экрана, как это показано на схеме *в*. В экран вмонтирован кольцевой змеевик, по которому циркулирует охлаждающая вода. Если применяется водяное охлаждение рабочих лопаток, то вода служит одновременно и для охлаждения диска (внутреннего), как ясно видно на схеме *г*.

Часто в ГТУ применяют также охлаждение корпуса турбины. При высоких начальных температурах газа входную часть корпуса выполняют двойной: наружная часть из перлитной стали, внутренняя вставка — из аустенитной стали или силва. Между вставкой и корпусом образуется щель, в которую подается воздух.

Охлаждение корпуса целесообразно также и в области умеренных температур, что облегчает запуск и резкое изменение нагрузки турбины. Такая конструкция охлаждаемого корпуса позволяет выполнять меньшие зазоры в проточной части турбины без снижения надежности.

Рассмотрим некоторые примеры охлаждения газовых турбин. На рис. 3.8 представлена схема охлаждения турбины ГТ-35/44-770

Харьковского турбинного завода. Воздух на охлаждение ротора подается во внутреннюю обойму передних уплотнений (стрелка *a*). Основная часть воздуха из обоймы поступает в зазор между диском первой ступени и дефлектором, последовательно проходит через монтажные зазоры в хвостовых креплениях лопаток трех первых ступеней и затем сбрасывается в проточную часть турбины. Диск четвертой ступени охлаждается так же, как и первый диск:

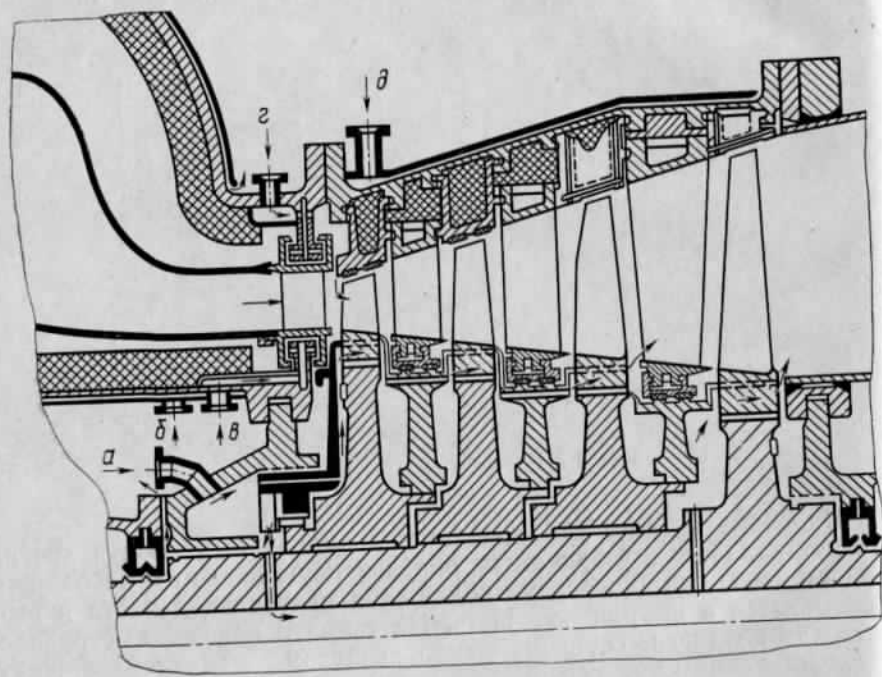


Рис. 3.8. Схема охлаждения турбины ГТ-35/44-770

к нему подается отдельно охлаждающий воздух из камеры переднего уплотнения через осевое сверление вала. Эта часть воздуха проходит через монтажные щели хвостовиков четвертой ступени и сбрасывается в выходной патрубок. Для уменьшения утечек охлаждающего воздуха в проточную часть турбины ротор выполнен с промежуточными дисками, несущими уплотнительные кольца (дефлекторы), которые отделяют полость, где протекает охлаждающий воздух, от проточной части турбины. Тем самым обеспечивается надежная защита элементов ротора от прямого соприкосновения с горячим газом. Место крепления соплового аппарата первой ступени охлаждается воздухом для уменьшения температуры наружного корпуса, выполненного из перлитной стали (стрелки *b* и *δ*). Для снижения температуры наружного корпуса в зоне газовпуска и проточной части применяются две меры: внутренняя изоляция

наружного корпуса, предотвращающая его нагрев за счет радиации от входного внутреннего патрубка и диафрагм проточной части, и наружное воздушное охлаждение внешнего корпуса. Воздух для этой цели подается в зазор между наружным корпусом и тонкостенной оболочкой, охватывающей корпус. Вход воздуха показан стрелками *b* и *δ*.

В рассмотренной системе охлаждения суммарный расход охлаждающего воздуха составляет около 1% от расхода газа через

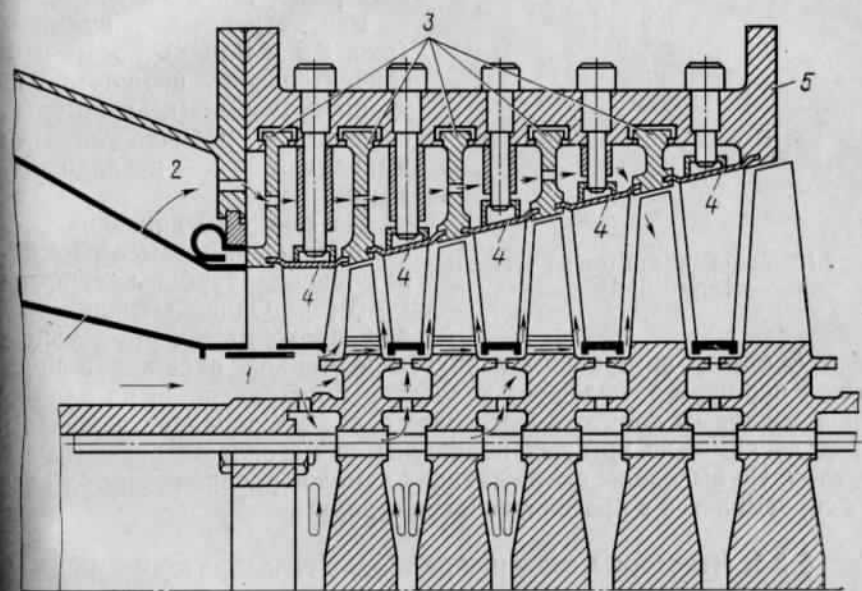


Рис. 3.9. Схема охлаждения турбины фирмы «Вестингауз»

турбину. Около 60% расхода охлаждающего воздуха продувается через хвостовые соединения первой ступени. При температуре газа на входе в турбину 770°С максимальная температура дисков равна 340°С. Максимальная температура ротора (дефлектор между первым и вторым диском) составляет 440°С.

Защита наружного корпуса от нагрева возможна путем продувки воздуха между внутренним и наружным корпусами. Такой способ применен в системе охлаждения турбины фирмы «Вестингауз» мощностью 12 МВт, изображенной на рис. 3.9 [34]. Воздух от компрессора попадает в полости 1 и 2. Часть воздуха из полости 1 через систему отверстий проходит на охлаждение дисков первых трех ступеней турбины, где наряду с боковым обдувом этих дисков применяется продувка воздуха через монтажные зазоры в хвостовиках рабочих лопаток. Второй поток воздуха из полости 2 направляется на охлаждение элементов статора. Через систему отверстий воздух проходит между внутренним и наружным корпусами,

охлаждает несущие кольцевые элементы диафрагм 3 и тем самым существенно уменьшает поток тепла от диафрагм 4 к наружному корпусу турбины 5.

Расход охлаждающего воздуха

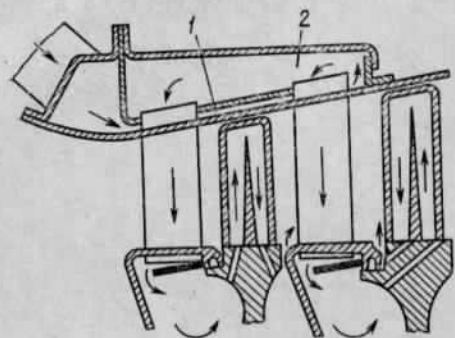


Рис. 3.10. Схема охлаждения турбины фирмы БМВ

не превышает 2% от расхода через турбину. При этом обеспечивается возможность выполнения дисков из стали перлитного класса при температуре газа перед турбиной 735°С.

Рассмотренные примеры (рис. 3.8 и 3.9) относятся к сравнительно низкотемпературным турбинам, в которых сопловые и рабочие лопатки выполняются неохлаждаемыми.

На рис. 3.10 показана схема охлаждения высокотемпературной турбины фирмы БМВ [8]. Охлаждающий воздух проходит через узкую щель 1, между внутренним корпусом и стенкой, охлаждает внутренний корпус и затем через коллектор 2 направляется на охлаждение сопловых лопаток. После этого воздух попадает в камеры перед дисками, из которых направляется на охлаждение рабочих лопаток. По выходе из охлаждающих каналов рабочих лопаток воздух сбрасывается в проточную часть турбины.

### § 3.3. Некоторые сведения из теории теплопроводности

Напомним некоторые закономерности теории теплопроводности, необходимые при определении полей температур в деталях турбин. Пусть  $n$  — расстояние вдоль некоторой произвольно выбранной в пространстве линии. Согласно закону Фурье плотность теплового потока  $q$  в направлении касательной к этой линии в выбранной точке определяется зависимостью

$$q = -\lambda(\partial T/\partial n). \quad (3.2)$$

Плотностью теплового потока называется количество тепла, проходящее через единицу площади в единицу времени. Коэффициент теплопроводности  $\lambda$  зависит от состава материала и его температуры. Так, для сплава ЭИ-612К он возрастает от  $\lambda = 1,3 \cdot 10^{-2}$  при  $t = 100^\circ\text{C}$  до  $\lambda = 2,4 \cdot 10^{-2}$  кВт/(м·К) при  $t = 700^\circ\text{C}$ .

Закон теплопередачи Ньютона определяет поток тепла  $q$  через границу твердой и жидкой (газообразной) сред:

$$q = \alpha(T_w - T^*), \quad (3.3)$$

где  $T^*$  — температура торможения жидкости на внешней границе пограничного слоя;  $T_w$  — температура на поверхности твердой стенки;  $\alpha$  — коэффициент теплоотдачи от газа к стенке.

Поле температур в теле определяется уравнением теплопроводности

$$\frac{\partial T}{\partial \tau} = \frac{1}{c} \left[ \frac{\partial}{\partial x} \left( \lambda \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left( \lambda \frac{\partial T}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left( \lambda \frac{\partial T}{\partial z} \right) \right], \quad (3.4)$$

где  $x, y, z$  — декартовы координаты;  $\tau$  — время;  $c$  — объемная теплоемкость.

Если диапазон температур невелик, то принимают  $\lambda = \text{const}$ , и тогда уравнение (3.4) принимает вид

$$\frac{\partial T}{\partial \tau} = a \left( \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right), \quad (3.5)$$

где  $a = \lambda/c$ . (3.6)

Величина  $a$  называется коэффициентом температуропроводности.

В случае установившегося температурного режима  $\partial T/\partial \tau = 0$ ; тогда из (3.5) получаем уравнение:

$$\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} = 0, \quad (3.7)$$

называемое уравнением Лапласа.

Для однозначности решения уравнения (3.7) необходимо знать граничные условия. Обычно при определении поля температур в дисках, лопатках и других деталях полагают известными (часто в первом приближении) температуру  $T^*$  и коэффициент теплоотдачи  $\alpha$ . В этом случае граничные условия формулируются с помощью уравнений (3.2) и (3.3). Исключая из этих уравнений  $q$ , получим

$$\left( \frac{\partial T}{\partial n} \right)_w = -\frac{\alpha}{\lambda} (T_w - T^*), \quad (3.8)$$

где  $n$  — расстояние по внешней нормали к границе тела.

Элементы газовой турбины часто имеют форму стержня, пластины или оболочки. Поэтому наряду с уравнениями трехмерной задачи теплопроводности (3.4), (3.5) и (3.7) большое значение имеют упрощенные формулировки уравнений теплопроводности. Составим эти уравнения для оболочки переменной толщины (рис. 3.11) в предположении, что изменением температуры по толщине оболочки можно пренебречь. Предположим также, что кривизна оболочки мала, так что в ее срединной поверхности может быть нанесена ортогональная координатная сетка  $x, y$ , образуемая линиями малой кривизны. Кривизна поверхности и координатных линий считается малой, если выполняется условие  $h/R \ll 1$ , где  $R$  — радиус кривизны линии или наименьший радиус кривизны поверхности;  $h$  — наибольшая толщина оболочки.

На пологих поверхностях оболочки  $C_1$  и  $C_2$  реализуется теплообмен, характеризуемый коэффициентами теплоотдачи  $\alpha_1$  и  $\alpha_2$  и температурами среды  $T_1$  и  $T_2$  соответственно. На поверхности  $L$ , нормальной к срединной поверхности оболочки, задано условие теплообмена в форме (3.8), где  $n$  — направление нормали к по-

верхности  $L$ ,  $\alpha$  — коэффициент теплоотдачи,  $T^*$  — температура среды около поверхности  $L$ .

Уравнение теплового баланса элементарного параллелепипеда, вырезанного из оболочки двумя парами сечений (рис. 3.12), запишем в виде

$$dQ_x + dQ_y + dQ_z + dQ_* = 0, \quad (3.9)$$

где  $dQ_x, dQ_y, dQ_z$  — разности выходящего и входящего потоков тепла в соответствующих направлениях в единицу времени;  $dQ_*$  — количество тепла, накапливаемое в элементарном объеме в единицу времени. В соответствии с (3.2)

$$dQ_x = \frac{\partial Q_x}{\partial x} dx = \frac{\partial}{\partial x} (q_x h dy) dx = - \frac{\partial}{\partial x} \left( h \lambda \frac{\partial T}{\partial x} \right) dx dy;$$

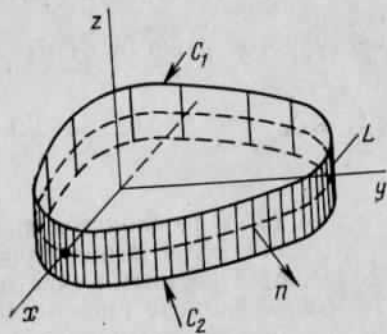


Рис. 3.11. К формулировке задачи теплопроводности для оболочки

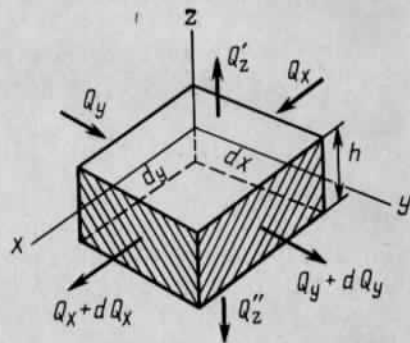


Рис. 3.12. Тепловой баланс элементарного параллелепипеда

аналогичное соотношение получим для  $dQ_y$ . Для элементарных потоков  $dQ_z$  и  $dQ_*$  имеем зависимости:

$$dQ_z = dQ'_z + dQ''_z = [\alpha_1(T - T_1) + \alpha_2(T - T_2)] dx dy;$$

$$dQ_* = \epsilon ch (\partial T / \partial \tau) dx dy.$$

Подставляя эти выражения в уравнение теплового баланса (3.9), найдем:

$$\left. \begin{aligned} \frac{\partial}{\partial x} \left( h \lambda \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left( h \lambda \frac{\partial T}{\partial y} \right) - \alpha_0 (T - T_0) &= \epsilon ch \frac{\partial T}{\partial \tau}; \\ \alpha_0 &= (\alpha_1 + \alpha_2); T_0 = (\alpha_1 T_1 + \alpha_2 T_2) / (\alpha_1 + \alpha_2). \end{aligned} \right\} \quad (3.10)$$

Уравнение (3.10) можно преобразовать к полярным координатам  $r, \theta$  (или, что проще, составить новое уравнение баланса тепла для элементарного объема пластины в полярных координатах). В результате получим

$$\frac{\partial}{\partial r} \left( r h \lambda \frac{\partial T}{\partial r} \right) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial \theta} \left( h \lambda \frac{\partial T}{\partial \theta} \right) - \alpha_0 r (T - T_0) = \epsilon c r h \frac{\partial T}{\partial \tau}. \quad (3.11)$$

Уравнение (3.11) удобно использовать для расчета температур в круговых пластинах, например в дисках\*.

Дальнейшее упрощение уравнений теплопроводности возможно в случаях, когда температурное поле близко к одномерному. Температурное поле в стержнях (лопатках) может приближенно считаться одномерным. Вывод уравнения теплопроводности приведен в § 3.6, где изучается температурное поле рабочих лопаток.

**Метод электротемпературной аналогии.** Для решения стационарных задач теплопроводности широко применяется метод электротемпературной аналогии (ЭТА). Сущность метода ЭТА заключается в том, что уравнение Лапласа (3.7) описывает не только явление теплопроводности, но и электропроводности (а также течение идеальной несжимаемой жидкости, явление фильтрации и др.). Это позволяет, выполнив модель детали из электропроводного материала, производить измерения потенциала на этой модели, а поле температур получать пересчетом данных электрических измерений. Рассмотрим этот вопрос подробнее.

Чтобы воспользоваться методом аналогии, уравнение (3.7) необходимо привести к безразмерным величинам. Обозначим:

$$\bar{x} = \frac{x}{L}, \quad \bar{y} = \frac{y}{L}, \quad \bar{z} = \frac{z}{L}, \quad \bar{h} = \frac{h}{L}, \quad \bar{T} = \frac{T - T_{\min}}{T_{\max} - T_{\min}},$$

где  $L$  — характерный размер тела;  $T_{\min}$  и  $T_{\max}$  — минимальная и максимальная температуры (например, наименьшая температура охладителя и наивысшая температура греющей среды).

Используя введенные безразмерные величины, преобразуем уравнение (3.7), (3.8) к следующему виду:

$$\Delta^2 \bar{T} / \partial \bar{x}^2 + \Delta^2 \bar{T} / \partial \bar{y}^2 + \Delta^2 \bar{T} / \partial \bar{z}^2 = 0; \quad (3.12)$$

$$(\partial \bar{T} / \partial \bar{n})_{\bar{w}} = -B_i (\bar{T}_w - \bar{T}^*); \quad (3.13)$$

$$\bar{T}^* = (T^* - T_{\min}) / (T_{\max} - T_{\min}); B_i = \alpha L / \lambda_m; \quad (3.13a)$$

$$\bar{T}_w = (T_w - T_{\min}) / (T_{\max} - T_{\min});$$

$B_i$  — критерий Био;  $\bar{T}^*$ ,  $\bar{T}_w$  — относительные избыточные температуры среды и стенки.

Распределение электрического потенциала  $\varphi$  в некоторой одномерной электропроводящей среде подчиняется уравнению Лапласа, которое в безразмерных величинах можно записать в следующем виде:

$$\Delta^2 \bar{\varphi} / \partial \bar{x}^2 + \Delta^2 \bar{\varphi} / \partial \bar{y}^2 + \Delta^2 \bar{\varphi} / \partial \bar{z}^2 = 0, \quad (3.14)$$

где аналогично предыдущему случаю введены обозначения:  $\bar{x} = x_m / L_m$ ;  $\bar{y} = y_m / L_m$ ;  $\bar{z} = z_m / L_m$ ;  $\bar{n} = n_m / L_m$ ;  $\bar{\varphi} = (\varphi - \varphi_{\min}) / (\varphi_{\max} - \varphi_{\min})$ ;  $x_m, y_m, z_m$  — координаты;  $n_m$  — расстояние вдоль внешней нормали;  $L_m$  — характерный размер, относящийся к области, занятой элект-

\* Обоснование уравнений (3.10), (3.11), а также обобщение на случай переменной по толщине температуры рассмотрены в работе [14].

ропроводящей средой;  $\varphi_{\min}$ ,  $\varphi_{\max}$  — минимальный и максимальный потенциалы.

Дифференциальные уравнения (3.12) и (3.14) совпадают. Для того чтобы выполнить моделирование температурного поля электрическим полем, необходимо соорудить из электропроводного материала геометрически подобную модель детали и воспроизвести на этой модели граничные условия, моделирующие условия оригинала (3.13). Для решения последней задачи поступают следующим образом. Поверхность модели покрывают металлическими пластинками (электродами), изолированными друг от друга (см. рис. 3.13,а). К каждому электроду подсоединяется электросопротивление  $R$ , на втором конце которого поддерживается заданный потенциал  $\varphi^*$ .

Рассмотрим граничное условие для потенциала около некоторого электрода. Электрический ток в проводнике с сопротивлением  $R$

$$I = (\varphi_w - \varphi^*)/R, \quad (3.15)$$

где  $\varphi_w$  — потенциал электрода. С другой стороны к электроду поступает ток от детали

$$I_w = - (F/q) (\partial\varphi/\partial n)_w, \quad (3.16)$$

где  $\partial\varphi/\partial n$  — градиент потенциала по направлению внешней нормали к поверхности;  $F$  — площадь поверхности электрода;  $q$  — удельное сопротивление электропроводной среды, из которой выполнена модель.

Приравнявая (3.15) и (3.16), получаем после перехода к безразмерным величинам

$$(\partial\bar{\varphi}/\partial\bar{n})_w = -K_i(\bar{\varphi}_w - \bar{\varphi}^*), \quad (3.17)$$

$$\text{где } K_i = qL_m/(RF); \quad \bar{\varphi}_w = (\varphi_w - \varphi_{\min})/(\varphi_{\max} - \varphi_{\min}); \\ \bar{\varphi}^* = (\varphi^* - \varphi_{\min})/(\varphi_{\max} - \varphi_{\min}).$$

Уравнения (3.17) и (3.13) по структуре совпадают. Для подобия полей  $T$  и  $\varphi$  необходимо и достаточно потребовать, чтобы в сходственных точках границы выполнялись равенства

$$\bar{\varphi}^* = \bar{T}^*; \quad (3.18)$$

$$K_i = B_i. \quad (3.19)$$

Тогда уравнения (3.12), (3.13) полностью совпадают с (3.14), (3.17) и, следовательно, в сходственных точках (т. е. в точках с равными относительными координатами  $\bar{x}$ ,  $\bar{y}$ ,  $\bar{z}$ ) модели и оригинала выполняется равенство

$$\bar{T} = \bar{\varphi}. \quad (3.20)$$

Практически процедура моделирования сводится к следующему. По условиям для оригинала вычисляются правые части (3.18) и (3.19). Теперь можно найти необходимые значения потенциалов по формуле

$$\varphi^* = \varphi_{\min} + \bar{\varphi}^* (\varphi_{\max} - \varphi_{\min}) \quad (3.21)$$

и моделирующие сопротивления  $R$  по зависимости

$$R = qL_m/(FB_i). \quad (3.22)$$

Установив на модели величины сопротивлений, подсчитанные по (3.22), и потенциалы по (3.21), снимают (измеряют) поля  $\varphi$  на модели, вычисляют  $\varphi$ , после чего рассчитывают температурное поле на основании (3.20):

$$T = T_{\min} + \bar{\varphi} (T_{\max} - T_{\min}). \quad (3.23)$$

Модели выполняют в виде электролитической ванны или из любой электропроводной среды. Для плоских и осесимметричных де-

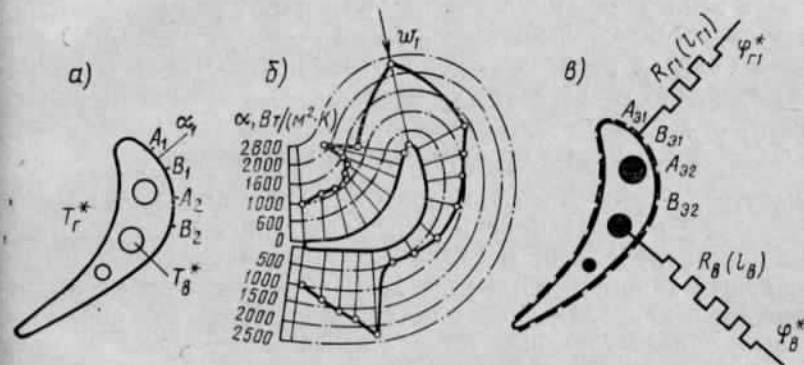


Рис. 3.13. К определению температур методом ЭТА: а — профиль (сечение) охлаждаемой лопатки; б — распределение коэффициентов теплоотдачи по профилю лопатки; в — электрическая модель лопатки

талей широко применяется электропроводящая бумага [32, 19], из которой легко вырезается нужной формы модель. В последнем случае особенно легко выполняется сопротивление  $R$  в виде полосок из той же самой бумаги. Длина полоски

$$l = \frac{L_m}{B_i} = \frac{L_m}{L} \cdot \frac{\lambda}{\alpha}. \quad (3.24)$$

Схему моделирования рассмотрим на примере охлаждаемой лопатки (рис. 3.13). Заданными предполагаются геометрия лопатки включая отверстия, через которые проходит охлаждающая среда, температура газа  $T_g^*$ , температура охлаждающей среды  $T_w^*$  и распределение  $\alpha$  по обводам профиля, а также значение  $\alpha_w$  внутри каналов.

Определение средних значений  $\alpha$ ,  $\alpha_w$  и  $T_w^*$  рассмотрено в § 3.4. Локальные значения  $\alpha$  определяют опытным путем, приближенные значения  $\alpha$  можно найти, используя теорию пограничного слоя [12].

Представление о распределении  $\alpha$  по обводам профиля дает рис. 3.13,б. Обвод профиля разбивают на несколько участков так, чтобы в пределах каждого участка можно было пренебречь изменением  $\alpha$ . Выполняют модель (рис. 3.13,в) и охватывают ее электродами (с небольшими зазорами между ними) соответственно



участкам оригинала. Так, участку  $A_1B_1$  оригинала соответствует электрод  $A_{\alpha 1}B_{\alpha 1}$  и т. д. Зная среднее значение  $a_1$  для участка  $A_1B_1$ , по формуле (3.22) находим сопротивление  $R_{r1}$  или по (3.24) длину полоски  $l_{r1}$ , а также потенциал  $\bar{\varphi}_{r1}^* = \bar{T}_{r1}^*$  по формуле (3.13а). Так поступают для всех участков ( $A_2B_2, \dots$ , и т. д.). Аналогично рассчитывают параметры модели каждого участка со стороны охлаждения: сопротивления  $R_b$  по (3.22) или  $l_b$  по (3.24), потенциал  $\bar{\varphi}_b^* = \bar{T}_b^*$  по (3.13а). Температура торможения  $T_r^*$  при обтекании лопаток осевых турбин постоянна по обводам профиля, поэтому  $\bar{\varphi}_r^* = \text{const}$ . В рассматриваемом случае максимальными и минимальными температурами являются температура газа  $T_{\max} = T_r^*$  и температура охлаждающей среды  $T_{\min} = T_b^*$ .

Далее находят распределение потенциала на поверхности модели и вычисляют температуру по (3.23).

### § 3.4. Расчет коэффициентов теплоотдачи

Точность расчета полей температур в деталях газовых турбин зависит от достоверности принимаемых коэффициентов теплоотдачи от газа к металлу  $a_r$  и от металла к охлаждающей среде  $a_b$ . Нестационарный характер обтекания лопаток и интенсивные вторичные течения в криволинейных каналах, образованных смежными лопатками, вблизи торцевых стенок в настоящее время не могут быть теоретически учтены при определении  $a$ . Определение же без учета влияния этих факторов приводит к занижению  $a$  на 20—40%.

Накопленный опытный материал еще недостаточен, чтобы дать зависимости для основных характерных случаев. Приведем полуэмпирические зависимости, позволяющие найти коэффициенты теплоотдачи  $a_b$  и  $a_r$  с погрешностью порядка  $\pm(10-15\%)$ . Ограничиваясь изучением воздушного охлаждения, прежде всего напомним, что коэффициент теплоотдачи при турбулентном течении в трубах определяют по уравнению связи между критериями подобия Рейнольдса  $Re$ , Нуссельта  $Nu$  и Прандтля  $Pr$ :

$$Nu = c Re^n Pr^m \psi_r, \quad (3.25)$$

где  $Re = \omega l \rho / \mu$ ;  $Nu = a l / \lambda$ ;  $Pr = \mu c_p / \lambda$  (для газов  $Pr = 0,7$ );  $a = q / (T_r^* - T_w)$ ;  $\omega$  — характерная скорость;  $l$  — характерный размер (для труб  $l = d$ );  $\mu$  — коэффициент динамической вязкости;  $\rho$  — коэффициент теплопроводности (воздуха, газа);  $c_p$  — теплоемкость газа при постоянном давлении;  $q$  — плотность теплового потока. Для труб  $c \approx 0,022$ ,  $n = 0,8$ ;  $m = 0,4$  [34].

Температурный фактор  $\psi_r$  зависит от отношения температуры газа  $T_r^*$  к температуре стенки трубы  $T_w$ :

$$\psi_r = (T_r^* / T_w)^k. \quad (3.26)$$

Величина показателя степени  $k$  зависит от направления теплового потока:  $k \approx 0,45$  при нагреве (воздуха);  $k \approx 0,2$  при охлаждении (газа). Рекомендуемые числовые значения получены путем

аппроксимации расчетных данных; опытные данные хорошо согласуются с расчетными для нагрева, однако характеризуются большим разбросом значения  $\psi_r$  при охлаждении.

Величины  $\mu$ ,  $\rho$ ,  $\lambda$  и  $c_p$  определяют по средней в рассматриваемом сечении температуре газа.

Важно подчеркнуть, что формула (3.25) является универсальной, т. е. справедливой не только для течения в трубах, но и при обтекании плоской стенки, при поперечном обтекании цилиндра и др. Меняются только числовой коэффициент  $c$  и показатели степени при числах  $Re$  и  $Pr$ . Поэтому формула (3.25) может служить основой для обобщения опытных данных и для более сложных случаев.

Коэффициент теплоотдачи от вращающегося диска к воздуху, как показывают эксперименты, в слабой степени зависит от расстояния между диском и неподвижной стенкой. Если к диску примыкает вращающийся дефлектор (рис. 3.4), то для определения числа  $Nu$  можно воспользоваться зависимостью (3.25), подразумевая под  $\omega$  среднюю относительную скорость (на данном радиусе), принимая  $c = 0,025$ ,  $n = 0,8$ ,  $m = 0,4$  и вводя эквивалентный диаметр, т. е. принимая  $l = 4b$ , где  $2b$  — расстояние между диском и дефлектором.

При обтекании диска без обдува и обычных зазорах между диском и корпусом ( $2b/r_1 > 0,02$ ) пограничные слои на корпусе и диске не смыкаются и поэтому теплообмен от величины зазора не зависит. В этом случае также можно пользоваться зависимостью (3.25), если числа  $Re$  и  $Nu$  определять по периферийному радиусу диска  $r_1$  и периферийной скорости  $u_1 = \omega r_1$ , принимая  $c = 0,0185$ ,  $n = 0,8$ ,  $m = 0,6$ . Для определения местного коэффициента теплоотдачи  $a(r)$  следует принимать  $c = 0,024$ , а числа  $Nu$  и  $Re$  рассчитывать по текущему значению радиуса  $r$  и текущей окружной скорости  $\omega r$  [7].

Определение коэффициента теплоотдачи от газа к рабочим и направляющим лопаткам. Коэффициент теплоотдачи резко изменяется по обводам профилей, достигая максимальных значений в области входной кромки (где толщина пограничного слоя минимальная) и в области выходной кромки (где максимальная скорость). Примерный характер распределения  $a_r$  по обводам профиля показан на рис. 3.13,б. Далее, при отсутствии особой оговорки, речь пойдет о среднем по профилю значении  $a_r$ .

На профилях имеются участки с ламинарным и турбулентным течениями. Поэтому показатель степени при числе  $Re$  оказывается средним между  $n = 0,5$  (соответственно ламинарному течению) и  $n = 0,8$ . В среднем для изолированных решеток  $n \approx 0,66$ .

Величина  $a(Nu)$  зависит от угла поворота потока в решетке и относительного шага, поскольку они существенно влияют на распределение скоростей по обводам профилей. В криволинейных каналах возникают вторичные течения, вызывающие интенсификацию теплообмена.

Для изолированных неподвижных решеток при нулевом угле атаки ( $i=0$ ), а также для направляющих лопаток первой ступени можно рекомендовать формулу [9] (записанную с учетом влияния температурного фактора):

$$(\text{Nu})_{i=0} = 0,206 \text{Re}^{0,66} \text{Sr}^{-0,58} \psi_r, \quad (3.27)$$

где

$$\text{Sr} = \frac{\sin \beta_{1p}}{\sin \beta_2} \sqrt{\frac{2\bar{B}}{\bar{i} \sin(\beta_{1p} + \beta_2) \cos^2 \frac{\beta_{1p} - \beta_2}{2}} - 1};$$

$\bar{B} = B/b$ ;  $B$  — ширина лопатки в меридиональном сечении;  $b$  — хорда лопатки. Критерии  $\text{Nu}$  и  $\text{Re}$  в (3.27) определяются по хорде профиля и параметрам газа на выходе из решетки.

Для остальных направляющих аппаратов многоступенчатых турбин значение  $\alpha$  необходимо увеличить примерно на 20%, а для рабочих колес — на 40% вследствие турбулизации потока предшествующими решетками.

Коэффициент теплоотдачи от газа к торцовым поверхностям межлопаточных каналов изолированных направляющих аппаратов можно определять по формуле [9]

$$\text{Nu} = 0,032 (1 + \text{Sr}^{-0,6}) \text{Re}^{0,8} \psi_r. \quad (3.28)$$

Изменение удлинения лопаток  $\lambda = l/b$  вызывает изменение интенсивности вторичных течений в решетке и поэтому должно приводить к изменению  $\alpha$ . Влияние этого фактора не изучено.

Изменение угла атаки  $i$  также должно вызывать изменение  $\alpha$  вследствие перераспределения скоростей по обводам профилей. При больших положительных и больших отрицательных углах атаки область ламинарного течения вблизи входной кромки уменьшается, что вызывает возрастание  $\alpha$ . Влияние угла атаки можно оценить по эмпирической формуле [9]

$$\text{Nu}/(\text{Nu})_{i=0} = 0,97 + 0,78 (\bar{i} - 0,2)^2,$$

где  $\bar{i} = i/\beta_{1p}$ , справедливой по данным [9] не только для неподвижных, но и для вращающихся решеток.

Турбулизация потока перед вращающейся решеткой (рабочими лопатками), вызванная направляющим аппаратом, приводит к существенному возрастанию  $\alpha$  по сравнению с значением для неподвижной решетки. При вращении уменьшается область ламинарного течения и, кроме того, наблюдается возрастание  $\alpha$  на всех участках профиля. Немаловажную роль играет также возрастание интенсивности вторичных течений во вращающейся решетке.

Коэффициент теплоотдачи от лопатки к охлаждающему воздуху, проходящему через продольные каналы в лопатке, при  $\text{Re} > 10^4$  ориентировочно можно определять по

(3.25), принимая  $c = 0,023$  и вводя в расчет эквивалентный диаметр  $d_3$ :

$$d_3 = 4f/U, \quad (3.29)$$

где  $U$  — периметр канала;  $f$  — площадь проходного сечения.

### § 3.5. Гидравлические сопротивления и теплообмен в каналах системы охлаждения

В системах охлаждения газовых турбин охлаждающая среда протекает в каналах различного типа. Для расчета системы охлаждения необходимо определять сопротивление тракта охлаждающей среды и теплообмен между средой и стенками канала. Во многих случаях движение в каналах можно свести к одномерной схеме. Для элемента жидкости в канале (рис. 3.14) можно приме-

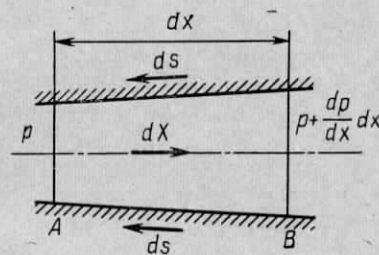


Рис. 3.14. К выводу уравнений импульсов и энергии для случая одномерного движения:

$dX$  — элементарная массовая сила, действующая на частицу жидкости в канале

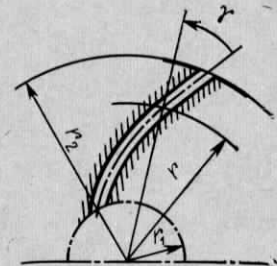


Рис. 3.15. Схема криволинейного вращающегося канала

нить основные уравнения одномерного движения: неразрывности, импульсов и энергии:

$$c\omega f = G_B = \text{const}; \quad (3.30)$$

$$-\frac{1}{\rho} \cdot \frac{dp}{dx} = \omega \frac{d\omega}{dx} + \frac{1}{2} \lambda \frac{\omega^2}{d_3} \text{sign } \omega - \omega^2 r \cos \gamma; \quad (3.31)$$

$$c_p \frac{dT_r}{dx} + \omega \frac{d\omega}{dx} = \frac{\alpha U}{G_B} (T_w - T_r) + \omega^2 r \cos \gamma, \quad (3.32)$$

где  $G_B$  — расход жидкости;  $\omega$  — скорость течения в канале;  $U$  — периметр канала;  $\omega$  — угловая скорость вращения канала;  $T_r$  — температура среды;  $T_w$  — температура стенки канала;  $\alpha$  — коэффициент теплоотдачи от стенки к жидкости;  $r$  — расстояние выбранного сечения канала от оси вращения;  $\gamma$  — угол между направлением  $r$  и осью канала (рис. 3.15);  $d_3$  — гидравлический диаметр канала;  $\text{sign } \omega$  — знак скорости при выбранном направлении оси  $x$ .

Уравнение неразрывности (3.30) не требует пояснений. Уравнение импульсов (3.31) содержит дополнительный член  $\omega^2 r$  — составляющую центробежной силы инерции вдоль оси канала; второй

член в правой части (3.31) определяет силу трения. В уравнении энергии (3.32) в левой части находится изменение «полной» энергии потока (энтальпии торможения), а в правой части первый член представляет собой удельное подведенное тепло за счет теплоотдачи, а второй член — удельную работу центробежной силы инерции. Потери давления на участке канала найдем из уравнения импульсов (3.31) в предположении, что скорость  $\omega$  и плотность  $\rho$  — постоянны вдоль участка:

$$\Delta p = p_1^* - p_2^* = \zeta_1 \rho \frac{\omega_1^2}{2} + \frac{1}{2} \lambda \rho \omega^2 \frac{l}{d_3} + \zeta_2 \rho \frac{\omega_2^2}{2} - \Delta p_{\omega}, \quad (3.33)$$

где  $l$  — длина участка;  $\zeta_1, \zeta_2$  — коэффициенты местных сопротивлений соответственно при входе в канал и выходе из канала;  $p_1^*$  — давление перед каналом;  $p_2^*$  — давление за каналом;  $\Delta p_{\omega}$  — разность давлений, обусловленная вращением канала.

Коэффициент сопротивления при входе в отверстие, выполненное заподлицо к стенке,  $\zeta_1 = 0,5$ ; скругление входного участка и выполнение фаски резко снижает величину  $\zeta_1$ . Коэффициент сопротивления на выходе из канала  $\zeta_2$  зависит от режима течения и формы канала. При ламинарном режиме  $\zeta_2 = 2$  для круглого отверстия и  $\zeta_2 = 1,55$  для щели; при турбулентном режиме течения  $\zeta_2 = 1,05 - 1,1$ .

Коэффициент распределенного сопротивления  $\lambda$  также зависит от режима течения и формы канала. В случае течения во вращающихся каналах при теплообмене на величину сопротивления влияет вращение вследствие появляющихся интенсивных вторичных течений, вызванных разностью плотностей жидкости в разных сечениях канала. При ламинарном течении, характеризуемом числом  $Re < (2 - 2,5) 10^3$ :

$$\lambda = (A/Re) [1 + 0,22 (GrPr/Re)^{0,15}] \psi_{\lambda};$$

$$Re = \zeta \omega d_3 / \mu; \quad Gr = j \beta d^3 \Delta T \zeta^2 / \mu^2; \quad Pr = \nu / a,$$

где  $Gr$  — число Грасгофа;  $\mu$  — динамическая вязкость;  $\nu$  — кинематическая вязкость;  $\beta$  — коэффициент объемного теплового расширения;  $\Delta T$  — перепад температур стенка — жидкость;  $j$  — ускорения (силы тяжести или центробежных сил);  $\psi_{\lambda}$  — температурный фактор. Для круглого сечения  $A = 64$ , для щели  $A = 96$ .

В переходной области, характеризуемой диапазоном  $2 \cdot 10^3 < Re < 10^4$ , ориентировочно можно принять  $\lambda = 0,032 - 0,035$ . При турбулентном режиме течения (при  $Re > 10^4$ )  $\lambda = 0,184 Re^{-0,2} \psi_{\lambda}$ .

Температурный фактор  $\psi_{\lambda}$  зависит от отношения температур  $T_r/T_w$  и от направления теплового потока:

$$\psi_{\lambda} = (T_r/T_w)^k.$$

Ориентировочно можно принять: для ламинарного режима  $k = 0,25$ ; для турбулентного режима  $k = 0,45$  при нагреве и  $k = 0,2$  при охлаждении.

Вращающийся канал развивает дополнительную разность давлений

$$\Delta p_{\omega} = \zeta \omega^2 (r_2^2 - r_1^2) / 2, \quad (3.34)$$

где  $r_2, r_1$  — радиусы окружностей, на которых расположены выходное и входное сечение канала (рис. 3.15).

При движении жидкости от центра к периферии величина (3.34) образует дополнительный напор, при обратном движении  $\Delta p_{\omega} < 0$  и необходимо преодолевать дополнительную разность давлений для подачи нужного количества воздуха через канал.

Уравнение энергии (3.32) понадобится в дальнейшем для анализа возможностей воздушного охлаждения лопаток.

### § 3.6. Расчет охлаждения лопаток

Неохлаждаемая лопатка. Расчет температурного поля неохлаждаемой лопатки рассматривается далее в одномерной постановке. Лопатка рассматривается как стержень переменного сечения, на боковой поверхности которого происходит теплообмен с окружающей средой, имеющей температуру торможения  $T_r^*$ , причем в расчет вводится средний по периметру профиля коэффициент теплоотдачи  $\alpha_r$ , а определению подлежит средняя в каждом поперечном сечении температура  $T$ .

Уравнение теплопроводности может быть получено из баланса тепла для элемента между двумя смежными сечениями лопатки, отстоящими на расстоянии  $dx$  (рис. 3.16, а):

$$dQ_1 + dQ_2 = 0, \quad (3.35)$$

где  $dQ_1$  — разница потоков тепла в осевом направлении в сечениях  $x$  и  $x + dx$ ;  $dQ_2$  — поток тепла от газа через боковую поверхность выделенного элемента.

Для составляющих  $dQ_1$  и  $dQ_2$  можно написать соотношения:

$$dQ_1 = \frac{dQ_1}{dx} dx = \frac{d}{dx} \left( \lambda f \frac{dT}{dx} \right) dx;$$

$$dQ_2 = \alpha_r U_2 (T_r^* - T) dx,$$

где  $U_r$  — периметр профиля;  $f$  — площадь поперечного сечения лопатки.

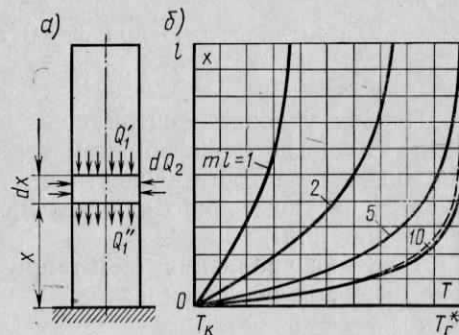


Рис. 3.16. Температурное поле неохлаждаемой лопатки:

а — к тепловому балансу элемента лопатки; б — распределение температур по оси лопатки при различных значениях  $ml$

Подставляя значения  $dQ_1$  и  $dQ_2$  в (3.35), получим после несложных преобразований

$$T'' + 2hT' + m_0^2(T_r^* - T) = 0, \quad (3.36)$$

где

$$2h = -\frac{1}{\lambda f} \cdot \frac{d(\lambda f)}{dx}; \quad m_0^2 = \frac{\alpha_r U_2}{f \lambda}.$$

Величины  $2h$ ,  $m_0^2$  и  $T_r^*$  меняются по длине оси лопатки. Изменение  $T_r^*$  обычно невелико. Для лопаток постоянного сечения  $2h=0$ ,  $m_0^2$  мало меняется и может быть принята постоянной.

Для получения наглядного решения, учитывающего влияние основных параметров на характер температурного поля, примем  $m_0^2 = \text{const}$ ,  $T_r^* = \text{const}$  и

$$\lambda f = \lambda_k f_k a^2, \quad (3.37)$$

где  $\xi = x/l$ ;  $a = f_{\text{пл}} \lambda_{\text{пл}} / (f_k \lambda_k)$ ;  $\lambda_k$ ,  $f_k$  — коэффициент теплопроводности и площадь в корневом сечении;  $\lambda_{\text{пл}}$ ,  $f_{\text{пл}}$  — то же, для периферийного сечения лопатки. При  $a \approx 1$  закон (3.37) близок к линейному. При условии (3.37)  $h = -\ln a / 2l$ , т. е. действительно является постоянной величиной.

Примем следующие граничные условия:

$$\left. \begin{array}{l} 1) \text{ при } x=0 \quad T=T_1; \\ 2) \text{ при } x=l \quad dT/dx=0. \end{array} \right\} \quad (3.38)$$

Первое условие — очевидно, а второе предполагает отсутствие теплообмена на периферийном торце лопатки. Хотя, строго говоря, теплообмен на торце существует, но его влияние, как показывает анализ, несущественно для температурного поля лопатки, если  $T^* \approx \text{const}$  и  $ml \geq 3$ .

Решение уравнения (3.36) при граничных условиях (3.38) может быть получено в виде:

$$\frac{T_r^* - T}{T_r^* - T_1} = e^{hx} \frac{m \operatorname{ch} m(l-x) + h \operatorname{sh} m(l-x)}{m \operatorname{ch} ml + h \operatorname{ch} ml} \quad (3.39)$$

$$(m = \sqrt{m_0^2 + h^2}).$$

На рис. 3.16,б показано влияние параметра  $ml$  на характер температурного поля лопатки при  $f = \text{const}$ . Для газовых турбин характерны значения параметра  $m$  порядка 30—100 1/м. Обратная величина  $1/m = 1—3$  см характеризует условную протяженность зоны около корня, в которой происходит резкое изменение температуры от значения  $T_k$  до температуры торможения  $T_r^*$ . Например, при  $m = 100$  1/м и  $l = 0,1$  м параметр  $ml = 10$ ; из рис. 3.16 видно, что резкое изменение температуры относится к зоне около корневого сечения протяженностью около  $1/m \approx 1$  см.

На рис. 3.16,б показана штриховой линией температурная кривая для лопатки при  $f_{\text{пл}}/f_k = 0,25$ . Оказывается, распределение температур практически совпадает с тем случаем, когда  $f = \text{const}$ . Поэтому при  $ml \geq 10$  в диапазоне  $0,25 < f_{\text{пл}}/f_k < 1$  вполне допустимо ис-

пользовать зависимость (3.39), положив в ней  $h=0$ . При этом получаем

$$\frac{T_r^* - T}{T_r^* - T_1} = \frac{\operatorname{ch} m(l-x)}{\operatorname{ch} ml}. \quad (3.40)$$

Для расчета охлаждения дисков нам понадобится зависимость для потока тепла через корневое сечение лопатки:

$$Q_k = \lambda_k f_k (dT/dx)_1.$$

Используя (3.40) для определения  $(dT/dx)_1$  и последнюю формулу, получим

$$Q_k = \alpha_3 f_k (T_r^* - T_1); \quad (3.41)$$

$$\alpha_3 = \lambda_k m \operatorname{th} ml, \quad (3.42)$$

где  $\alpha_3$  — коэффициент теплопередачи от газа к корневому сечению лопатки.

Охлаждаемая лопатка. Расчет температурного поля охлаждаемой лопатки рассмотрим применительно к схеме рис. 3.17. Предполагается, что щель между внутренним несущим стержнем и наружной оболочкой разделена перемычками на несколько каналов, причем перемычки между смежными каналами достаточно тонкие, так что их протяженностью вдоль периметра профиля можно пренебречь. Температура несущего стержня лопатки близка к температуре охлаждающего воздуха, поэтому можно пренебречь также теплообменом между воздухом и несущим стержнем. При этих допущениях задача сводится к определению температурного поля тонкой оболочки, обогреваемой с одной стороны газами и охлаждаемой с другой стороны воздухом. Дифференциальное уравнение температуры для этого случая получено ранее [формула (3.10)].

Если оболочка достаточно тонкая, то теплопроводность оболочки в направлениях осей  $x$  и  $y$  мала и тогда первыми двумя членами в (3.10) можно пренебречь. Отсюда для стационарного режима получаем из (3.10) значение температуры в каждой точке оболочки в простом виде

$$T = (\alpha_1 T_1 + \alpha_2 T_2) / (\alpha_1 + \alpha_2), \quad (3.43)$$

где  $\alpha_1$ ,  $\alpha_2$  — коэффициенты теплоотдачи соответственно со стороны газа и воздуха;  $T_1$ ,  $T_2$  — температуры газа и воздуха. Условия со стороны газа известны:  $\alpha_1$  рассчитывается по данным § 3.4;  $T_1$  — температура торможения газа в межлопаточных каналах рабочего

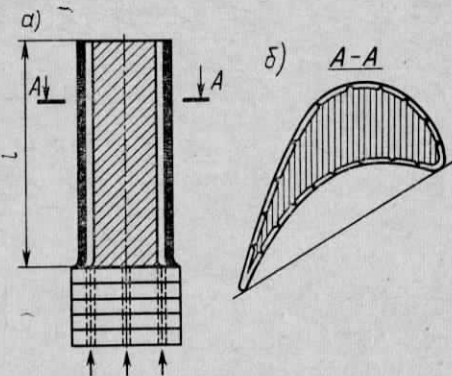


Рис. 3.17. Рабочая лопатка с внутренним воздушным охлаждением:

а — продольное сечение лопатки и оболочки; б — поперечное сечение

колеса известна из теплового расчета ступени. Коэффициент  $\alpha_2$  может быть определен по зависимости (3.25) для теплообмена в каналах, а для расчета  $T_2$  (подразумеваемая под ним температура торможения) необходимо учесть нагрев охлаждающего воздуха при его течении в охлаждающих каналах, для чего следует воспользоваться уравнением энергии (3.32), заменив в нем  $T_w$  на  $T$ . Из (3.32) после подстановки в него  $T$  по формуле (3.43) получим

$$\frac{dT_2}{dx} + s(T_2 - T_1) = \frac{\omega^2 r \cos \gamma}{c_p}; \quad (3.44)$$

$$s = \frac{U}{c_p G_b} \cdot \frac{\alpha_1 \alpha_2}{\alpha_1 + \alpha_2}, \quad (3.45)$$

где  $G_b$  — расход воздуха через канал;  $U$  — периметр оболочки со стороны охлаждения.

Решение уравнения (3.44) для случая  $s = \text{const}$  при радиальном расположении канала ( $\gamma = 0$ ) можно представить в виде

$$\theta_a = e^{-sx} - \theta_*, \quad (3.46)$$

где введены обозначения:

$$\theta_a = \frac{T_1 - T_2}{T_1 - T_{20}}, \quad \theta_* = \frac{\omega^2 r_0}{s c_p (T_1 - T_{20})} \left[ \left( 1 - \frac{1}{s r_0} \right) (1 - e^{-sx}) + \frac{x}{r_0} \right]. \quad (3.47)$$

Здесь  $T_{20}$  — температура охлаждающего воздуха в сечении  $x = 0$  (при входе в канал);  $r_0$  — радиус начального сечения  $x = 0$ ;  $\theta_a$  — степень недогрева воздуха;  $\theta_*$  — относительный дополнительный нагрев воздуха вследствие его сжатия во вращающемся канале.

Формула (3.46) дает возможность посчитать температуру охлаждающего воздуха по длине канала.

Температуру металла оболочки можно характеризовать степенью охлаждения

$$z = (T_1 - T) / (T_1 - T_{20}); \quad (3.48)$$

значение  $z = 0$  соответствует отсутствию охлаждения, значение  $z = 1$  — полному охлаждению (температура оболочки равна температуре воздуха на входе). Степень охлаждения определяется из (3.48), (3.43) с учетом (3.46) в следующем виде:

$$z = \frac{q}{1+q} \theta_a = \frac{q}{1+q} (e^{-sx} - \theta_*) \quad (q = \alpha_2 / \alpha_1). \quad (3.49)$$

Наивысшая температура металла оболочки наблюдается на вершине лопатки при  $x = l$  ( $l$  — длина рабочей части лопатки; рис. 3.17, а).

**Пример 3.1.** Найти распределение степени недогрева воздуха  $\theta_a$  и степени охлаждения оболочки  $z$  вдоль оси лопатки для заданных значений  $sl = 0,133$ ,  $q = \alpha_2 / \alpha_1 = 0,5$  и при условии  $\omega = 0$ .

Решение. Согласно формулам (3.46), (3.49) для данных условий

$$\theta_a = \exp(-sx) = \exp\left(-0,133 \frac{x}{l}\right);$$

$$z = \frac{q}{1+q} \exp(-sx) = \frac{1}{3} \exp\left(-0,133 \frac{x}{l}\right).$$

Данные расчета по этим зависимостям представлены на рис. 3.18, из которого следует, что  $\theta_a$  и  $z$  изменяются по длине лопаток незначительно; в рассматриваемом случае изменение этих величин происходит всего на 13%. Это означает, что нагрев воздуха незначителен и температура оболочки мало изменяется по длине лопатки. Минимальная степень охлаждения оболочки  $z_{\text{min}} = 0,29$  наблюдается на периферии лопатки.

Зная степень охлаждения оболочки, легко найти максимальную температуру газа  $T_1$  при заданной допустимой температуре оболочки или температуру оболочки при заданной температуре газа. Например, допустимой температуре оболочки  $T = T_{\text{max}} = 1100$  К и температуре охлаждающего воздуха  $T_{2,0} = 650$  К соответствует согласно (3.48)

$$T_{1\text{max}} = \frac{T_{\text{max}} - z_{\text{min}} T_{2,0}}{1 - z_{\text{min}}} = \frac{1100 - 0,29 \cdot 650}{1 - 0,29} = 1280 \text{ К}. \quad (3.50)$$

Таким образом, в рассматриваемом примере температура оболочки ниже температуры газов на  $180^\circ$ .

Теперь проследим, как изменяется минимальная степень охлаждения оболочки  $z_{\text{min}}$  при изменении расхода охлаждающего воздуха. Примем, что при расчетном расходе воздуха  $G_{b0}$  параметры  $q$  и  $s$  равны соответственно  $q_0$  и  $s_0$  и определим изменение  $z_{\text{min}}$  при изменении  $G_b$ . Изменение расхода охлаждающего воздуха может быть вызвано, например, отклонением режима работы ГТУ от расчетного. Определим  $z_{\text{min}}$  с помощью (3.49) при  $\theta_* = 0$ , т. е. пренебрегая влиянием вращения:

$$z_{\text{min}} = \frac{q}{1+q} \exp(-sl). \quad (3.51)$$

При этом условии можно считать, что  $\alpha_1$  не зависит от расхода воздуха через каналы охлаждения и необходимо учесть влияние расхода только на величину  $\alpha_2$ . Предполагая течение в каналах турбулентным, из зависимости (3.25) получаем (при  $n = 0,8$ )

$$\frac{\text{Nu}}{\text{Nu}_0} = \left(\frac{\text{Re}}{\text{Re}_0}\right)^{0,8}, \quad \frac{\alpha_2}{\alpha_{2,0}} = \left(\frac{G_b}{G_{b0}}\right)^{0,8} = \bar{G}_b^{0,8}. \quad (3.52)$$

Здесь индексом «0» отмечены значения параметров при расходе  $G_{b0}$  и учитывается, что при изменении расхода воздуха

$$\frac{\text{Re}}{\text{Re}_0} \approx \frac{\omega Q}{\omega_0 Q_0} \approx \frac{G_b}{G_{b0}}, \quad \frac{\text{Nu}}{\text{Nu}_0} \approx \frac{\alpha_2}{\alpha_{2,0}}.$$

Приближенность написанных равенств определяется тем, что с изменением  $G_b$  меняется температура воздуха и, следовательно, изменяются в некоторой степени зависящие от нее величины  $\lambda$ ,  $\mu$  и  $\psi$ . Однако это влияние в большинстве случаев мало и им можно пренебречь.

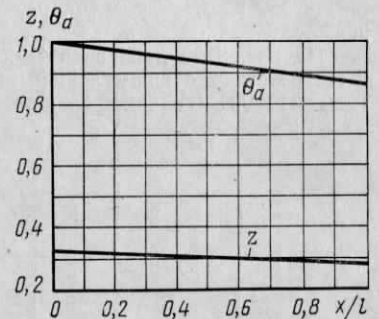


Рис. 3.18. Температурное поле охлаждаемой лопатки:

$z$  — степень охлаждения металла лопатки по длине;  $\theta_a$  — недогрев охлаждающего воздуха

Используя (3.52), можно получить степень охлаждения  $z_{\min}$  из (3.51) в зависимости от относительного расхода воздуха в следующем виде:

$$z_{\min} = \frac{q_0 \bar{G}_b^{0,8}}{1 + q_0 \bar{G}_b^{0,8}} \exp \left[ - \frac{s_0 l (1 + q_0) \bar{G}_b^{-0,2}}{1 + q_0 \bar{G}_b^{0,8}} \right],$$

где  $q_0$  и  $s_0$  — значения параметров  $q$  и  $s$  при расходе охлаждающего воздуха  $G_{b0}$ ;  $\bar{G}_b = G_b/G_{b0}$ .

График зависимости  $z_{\min}$  от  $\bar{G}_b$  при  $s_0 l = 0,133$  и  $q_0 = 0,5$  представлен на рис. 3.19, из которого видно, что степень охлаждения растет медленнее, чем расход воздуха.

На рис. 3.20 дана зависимость допустимой температуры газа  $T_{1\max}$  от  $\bar{G}_b$  в соответствии с формулой (3.50). Приняты следующие значения температур:  $T_{1\max} = 1100$  К;  $T_{2,0} = 650$  К. Степень охлаждения взята по рис. 3.19.

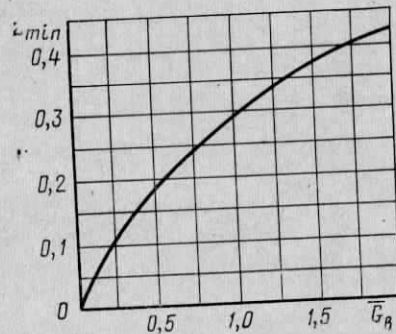


Рис. 3.19. Степень охлаждения облоочки лопатки в корневом сечении в зависимости от относительного расхода воздуха

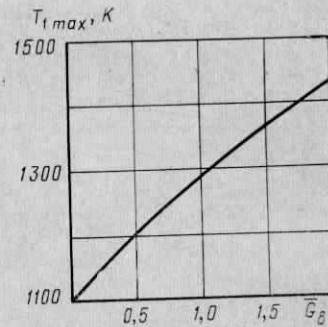


Рис. 3.20. Влияние расхода охлаждающего воздуха на допустимую температуру торможения газа в каналах рабочих лопаток

Из приведенных данных видно, что увеличение расхода охлаждающего воздуха вдвое дает возможность в данном примере поднять температуру газа в каналах рабочих лопаток примерно на 150 К (от 1280 до 1430 К на рис. 3.20).

**Пример 3.2.** Определить реальное повышение экономичности ГТУ вследствие применения охлаждения при повышении начальной температуры газа от  $t_c = 875^\circ\text{С}$  до  $t_c' = 1100^\circ\text{С}$ . Допустимые по условиям прочности температуры составляют: для сопловых лопаток  $t_n = 900^\circ\text{С}$ ; для рабочих лопаток  $t_p = 825^\circ\text{С}$ . Температура охлаждающего воздуха  $T_{во} = 400^\circ\text{С}$ .

Принять, что зависимость, приведенная на рис. 3.19, приближенно справедлива как для сопловых, так и для рабочих лопаток; при этом характеристики охлаждения  $q_0 = 0,5$  и  $s_0 l = 0,133$  соответствуют относительному расходу охлаждающего воздуха  $G_b/G = 0,02$ .

Для расчета к. п. д. ГТУ без охлаждения следует воспользоваться кривыми 2 на рис. 3.1, приняв  $\epsilon = 15$ . Температура газа перед турбиной на  $\Delta t = 50^\circ\text{С}$  выше температуры торможения в межлопаточных каналах рабочих лопаток. Число ступеней турбины  $Z = 3$ .

**Решение.** По кривым 2 на рис. 3.1 найдем к. п. д. при  $\epsilon = 15$  для двух случаев — при  $t_c = 875^\circ\text{С}$  и  $t_c' = 1100^\circ\text{С}$ :  $\eta = 0,275$ ;  $\eta' = 0,320$ . В первом случае не требуется охлаждения направляющих и рабочих лопаток, так как температуры металла не превышают допустимых значений. Во втором случае требуется охлаждение как направляющих, так и рабочих лопаток.

Найдем необходимые расходы охлаждающего воздуха. Для сопловых лопаток необходима степень охлаждения

$$z_{\min} = \frac{t_c' - t_n}{t_c' - t_{в0}} = \frac{1100 - 900}{1100 - 400} = 0,286.$$

По кривой рис. 3.19 для  $z_{\min} = 0,286$  найдем  $\bar{G}_n = 1,0$ , чему соответствует расход воздуха на охлаждение соплового венца

$$G_{bn}/G = \bar{G}_n \cdot 0,02 = 0,02.$$

Для рабочих лопаток необходимая степень охлаждения

$$z_{\min} = \frac{t_1^* - t_p}{t_1^* - t_{в0}} = \frac{1050 - 825}{1050 - 400} = 0,346,$$

где  $t_1^* = 1050^\circ\text{С}$  — температура торможения в межлопаточных каналах рабочих лопаток.

По рис. 3.19  $z_{\min} = 0,346$  находим  $G_p \approx 1,6$ . Расход воздуха на охлаждение рабочего венца

$$G_{bp}/G = \bar{G}_p \cdot 0,02 = 1,6 \cdot 0,02 = 0,032.$$

Суммарный расход воздуха на охлаждение сопловых и рабочих лопаток первой ступени:

$$G_b/G = (G_{bn} + G_{bp})/G = 0,02 + 0,032 = 0,052.$$

Снижение к. п. д. вследствие потерь на охлаждение при  $t_c' = 1100^\circ\text{С}$  определим по формуле (3.1). Температура газа за первой ступенью равна примерно  $900^\circ\text{С}$ , поэтому достаточно охладить лопатки только первой ступени.

Найдем коэффициент полезной работы  $\varphi$ , приняв условия расчета для кривых 1 и 2 на рис. 3.1 при  $\epsilon = 15$  (см. подрисуючную подпись).

Вначале рассчитаем вспомогательные величины:

$$\epsilon^{m_k} = 15^{0,286} = 2,170; \delta^{m_T} = (0,95 \cdot 15)^{0,250} = 1,945;$$

$$c_{p,T}/c_{p,K} = m_k/m_T = 0,286/0,250 = 1,144; 1 - \delta^{-m_T} = 0,486.$$

Теперь найдем коэффициент полезной работы

$$\begin{aligned} \varphi &= 1 - \frac{H_K}{H_T} = 1 - \frac{c_{p,K} T_a}{c_{p,T} T_c'} \cdot \frac{\epsilon^{m_k} - 1}{(1 - \delta^{-m_T}) \eta_T \eta_K} = \\ &= 1 - \frac{288 \cdot 1,170}{1,144 \cdot 1,373 \cdot 0,486 \cdot 0,88 \cdot 0,88} = 0,430. \end{aligned}$$

По формуле (3.1) получим снижение к. п. д. за счет потерь на охлаждение:

$$\begin{aligned} \Delta \eta &= - \eta' \frac{G_b}{G} \left( \frac{1 - \varphi}{\varphi} - \frac{1}{\varphi} \cdot \frac{Z - 1}{Z} \cdot \frac{T_{2,0}}{T_c'} \right) = \\ &= - 0,320 \cdot 0,052 \left( \frac{1 - 0,430}{0,430} - \frac{2 \cdot 673}{0,430 \cdot 3 \cdot 1373} \right) = - 0,0094. \end{aligned}$$

К. п. д. газотурбинной установки с учетом потерь на охлаждение

$$\eta'' = \eta' + \Delta \eta = 0,320 - 0,0094 = 0,310.$$

Относительное повышение экономичности ГТУ при введении охлаждения

$$\frac{\eta'' - \eta}{\eta''} 100 = \frac{0,310 - 0,275}{0,310} 100 = 11,3\%.$$

В действительности повышение экономичности будет несколько меньше вследствие некоторого снижения к. п. д. турбины из-за утолщения выходных кромок в охлаждаемых сопловых и рабочих лопатках, потерь при смешении охлаждающего воздуха и рабочих газов, а также дополнительного расхода воздуха на охлаждение дисков.

### § 3.7. Расчет охлаждения дисков

Распределение температуры в дисках может быть найдено несколькими способами: натурными испытаниями, испытаниями модели, расчетом. Наибольшее распространение получил расчетный способ определения температур при помощи электро моделирования (§ 3.3). Натурные испытания и испытания физических моделей используются в основном как контрольные и корректирующие испытания.

В некоторых частных случаях распределение температур в дисках турбины можно определить аналитически. Рассмотрим метод определения температур в тонком диске, охлаждаемом на боковых поверхностях радиальным обдувом, по схеме рис. 3.7, а. Для определенности будем считать, что воздух омывает обе боковые поверхности диска; при этом расходы воздуха и условия теплообмена по обе стороны диска одинаковы. Все последующие выводы без исключения останутся справедливыми и для случая одностороннего охлаждения диска, если коэффициент теплоотдачи от диска к воздуху условно уменьшить вдвое. Под температурой диска на радиусе  $r$  будем подразумевать осредненную по толщине диска температуру.

При названных условиях диск может рассматриваться как тонкая пластина, для температурного поля которой действительно уравнение (3.11), где вследствие осевой симметрии температурного поля надо принять  $\partial T/\partial \theta = 0$ . Правая часть в (3.11) также равна нулю, поскольку рассматривается стационарный случай. В результате из (3.11) получаем

$$\frac{d}{dr} \left( r h \lambda \frac{dT}{dr} \right) - \alpha_0 r (T - T_0) = 0, \quad (3.53)$$

где частная производная заменена полной;  $\alpha_0$  — коэффициент теплоотдачи от диска к охлаждающему воздуху;  $T_0$  — температура охлаждающего воздуха. Обе величины  $\alpha_0$  и  $T_0$  в общем случае переменны по радиусу, при этом изменение  $T_0$  определяется нагревом воздуха при его течении около диска. Как следует из формулы (3.25), примененной к случаю теплоотдачи на боковой поверхности диска,  $\alpha_0$  меняется при турбулентном режиме примерно по закону:  $\alpha_0 \sim r^{0,6}$ , т. е. пропорционально радиусу в степени 0,6. Однако, как будет показано в дальнейшем, можно принять величину  $\alpha_0$  постоянной и равной значению  $\alpha_0$  вблизи периферийного радиуса полотна диска  $r_2$  (см. рис. 3.7, а). Для того чтобы учесть нагрев воздуха, составим уравнение теплового баланса для области  $AA - A_3A_3$ , предполагая, что стенки  $AA_3$  — изолированы, т. е.

теплообмен между протекающим воздухом и стенкой камеры отсутствует.

Уравнение теплового баланса будет иметь вид:

$$G_b c_p (T_0 - T_{3,0}) = \lambda F \frac{dT}{dr} - \lambda F_3 \left( \frac{dT}{dr} \right)_3; \quad (3.54)$$

$$F = 2\pi r h; \quad F_3 = 2\pi r_3 h_3,$$

где индекс «3» относится к сечению  $A_3A_3$  на рис. 3.7, а. Член в левой части (3.54) представляет количество тепла, полученное воздухом на участке от сечения  $A_3A_3$  до сечения  $AA$  на радиусе  $r$ ; члены в правой части (3.54) изображают разницу количеств тепла, входящего в сечение диска  $AA$  и выходящего через сечение  $A_3A_3$ . Эта разница по балансу равна количеству тепла, отданному диском охлаждающему воздуху.

Из (3.54) найдем

$$T_0 = T_{3,0} + \frac{\lambda F}{G_b c_p} \frac{dT}{dr} - \frac{\lambda F_3}{G_b c_p} \left( \frac{dT}{dr} \right)_3. \quad (3.55)$$

Путем подстановки (3.55) в (3.53) исключим  $T_0$  и получим уравнение

$$\frac{d}{d\xi} \left( f \frac{d\vartheta}{d\xi} \right) + \frac{m^2}{2n} f \xi \frac{d\vartheta}{d\xi} - m^2 \xi \vartheta = 0; \quad (3.56)$$

где  $\xi = \frac{r}{r_2}$ ;  $m^2 = \frac{2r_2^2 \alpha_0}{\lambda h_2}$ ;  $n = \frac{G_b c_p}{4\pi h_2 \lambda}$ ;

$f = \frac{F}{F_2} = \xi \frac{h}{h_2}$ ;  $\vartheta = T - T_{3,0} + \frac{\lambda F_3}{G_b c_p} \left( \frac{dT}{dr} \right)_3$ ;  $h_2$  — толщина диска в сечении  $A_2 - A_2$ ; индекс „2“ относится к сечению  $A_2 - A_2$ .

Для определенности задачи необходимо сформулировать граничные условия для температуры  $\vartheta$ . В центре сплошного диска  $d\vartheta/dr = 0$ ; на периферии примем заданной температуру диска  $T_2$ :

$$\text{при } r = r_2 \quad \vartheta = \vartheta_2 = T_2 - T_{3,0}. \quad (3.57)$$

Обращаясь к рис. 3.7, а, отметим, что температура  $T_2$  (равно как и температура  $T_1$  в корневом сечении лопаток) заранее неизвестна и должна быть впоследствии определена из условия теплового баланса зоны обода между сечениями  $I-I$  и  $A_2 - A_2$  (см. § 3.8).

Уравнение (3.56) допускает некоторые элементарные решения. Наиболее простым является решение для гиперболического профиля диска:

$$h = h_2 (r_2/r)^2 = h_2/\xi^2; \quad f = 1/\xi. \quad (3.58)$$

Подставляя (3.58) в (3.56), получим

$$\frac{d}{d\xi} \left( \frac{1}{\xi} \cdot \frac{d\vartheta}{d\xi} \right) + \frac{m^2}{2n} \cdot \frac{d\vartheta}{d\xi} - m^2 \xi \vartheta = 0. \quad (3.59)$$

Вводя сюда новую переменную  $z = m\xi^2/2$ , будем иметь

$$\frac{d^2\theta}{dz^2} + \frac{m}{2n} \frac{d\theta}{dz} - \theta = 0, \quad (3.60)$$

т. е. уравнение с постоянными коэффициентами, решение которого имеет вид

$$\theta = c_1 e^{l_1 \xi^2} + c_2 e^{l_2 \xi^2}; \quad (3.61)$$

$$l_{1,2} = \left( \pm \sqrt{1 + \frac{m^2}{16n^2}} - \frac{m}{4n} \right) \frac{m}{2}.$$

Для определения постоянных имеем два условия:

1) поток тепла к центру диска равен нулю, т. е.

$$\text{при } r \rightarrow 0 \quad h(d\theta/dr) = 0; \quad (3.62)$$

2) температура на периферии равна заданной величине  $\theta_2$ , т. е.

$$\text{при } r = r_2 \quad \theta = \theta_2. \quad (3.63)$$

Используя (3.61), из (3.62) получим

$$h \frac{d\theta}{dr} = \frac{h_2}{r_2 \xi^2} 2\xi (l_1 c_1 e^{l_1 \xi^2} + l_2 c_2 e^{l_2 \xi^2}). \quad (3.64)$$

При  $\xi \rightarrow 0$  правая часть (3.64) обращается в нуль только при условии

$$l_1 c_1 + l_2 c_2 = 0. \quad (3.65)$$

Из условия (3.63) найдем второе соотношение, связывающее  $c_1$  и  $c_2$ :

$$c_1 e^{l_1} + c_2 e^{l_2} = T_2 - T_{3.0}. \quad (3.65a)$$

Решая систему (3.65), (3.65a), найдем постоянные интегрирования:

$$c_1 = \frac{l_2 (T_2 - T_{3.0})}{l_2 e^{l_1} - l_1 e^{l_2}}; \quad c_2 = -\frac{l_1 (T_2 - T_{3.0})}{l_2 e^{l_1} - l_1 e^{l_2}}. \quad (3.66)$$

Распределения температур в диске определяются выражением, получаемым из (3.61) с учетом (3.66):

$$\frac{T - T_{3.0}}{T_2 - T_{3.0}} = \frac{l_2 e^{l_1 \xi^2} - l_1 e^{l_2 \xi^2}}{l_2 e^{l_1} - l_1 e^{l_2}}. \quad (3.67)$$

Поток тепла в диск через сечение  $A_2 - A_2$  (см. рис. 3.7, а)

$$Q_2 = \lambda h_2 2\pi r_2 \left( \frac{dT}{dr} \right)_{r_2}. \quad (3.68)$$

Введем безразмерный градиент температуры на периферии полота диска

$$\delta = \frac{r_2}{T_2 - T_{3.0}} \left( \frac{dT}{dr} \right)_{r_2}. \quad (3.69)$$

Используя это обозначение, можно поток тепла (3.68) записать в виде

$$Q_2 = \frac{\lambda}{r_2} \delta F_2 (T_2 - T_{3.0}), \quad (3.70)$$

где по формулам (3.69), (3.67) величина

$$\delta = \frac{2l_1 l_2 (e^{l_1} - e^{l_2})}{l_2 e^{l_1} - l_1 e^{l_2}} \quad (3.71)$$

(если  $m > 4$ , то с ошибкой менее 5%  $\delta \approx 2l_1$ ).

Осталось найти распределение температуры охлаждающего воздуха. Для этого воспользуемся формулой (3.55), положив в ней последний член равным нулю. Вычисляя градиент  $dT/dr$  из (3.67) и подставляя его выражение в (3.55), после преобразований получим

$$\frac{T_0 - T_{3.0}}{T_2 - T_{3.0}} = \frac{1}{n} l_1 l_2 \frac{e^{l_1 \xi^2} - e^{l_2 \xi^2}}{l_2 e^{l_1} - l_1 e^{l_2}}. \quad (3.72)$$

Общий нагрев охлаждающего воздуха при его течении около боковых поверхностей диска найдем из (3.72), положив  $\xi = 1$ :

$$\frac{T_{2.0} - T_{3.0}}{T_2 - T_{3.0}} = \frac{\delta}{2n}, \quad (3.73)$$

где  $\delta$  — безразмерный градиент, определяемый формулой (3.71).

Полученные зависимости (3.67), (3.72) дают искомые распределения температуры в диске и температуры охлаждающего воздуха, выраженные через граничную температуру диска  $T_2$  (температура охлаждающего воздуха на входе  $T_{3.0}$  считается заданной). Эти соотношения позволяют установить влияние двух важных параметров: интенсивности бокового охлаждения и безразмерного расхода охлаждающего воздуха  $n$  на температуры диска и воздуха.

На рис. 3.21 показано влияние безразмерного расхода  $n$  на температурное поле диска при  $m = 10$ . Видно, что нагрев воздуха сглаживает температурное поле: кривая с уменьшением расхода становится более полой.

На рис. 3.22 (кривая 1) даны графики зависимости безразмерного градиента на периферии диска  $\delta$  от критериев  $m$  и  $n$ . Анализ, приведенный в работе [20], показывает, что форма профиля диска мало влияет на распределение температур диска и охлаждающего воздуха по радиусу. Для сравнения на рис. 3.22 (кривые 2) приведены графики для диска постоянной толщины. Из этих данных видно, что различие в значениях  $\delta$  для дисков существенно различных профилей невелико, поэтому для практических расчетов вполне допустимо пользоваться простыми зависимостями (3.67), (3.71), (3.72) для дисков любого реального профиля.



**Пример 3.3.** Определить нагрев охлаждающего воздуха, протекающего около диска, при следующих условиях: расход охлаждающего воздуха  $G_b = 0,2$  кг/с; радиус периферийного сечения обода диска  $r_2 = 0,5$  м; толщина диска на радиусе  $r_2$   $h_2 = 0,06$  м; коэффициент теплоотдачи на радиусе  $r_2$   $\alpha_2 = 0,5$  кВт/(м<sup>2</sup>·К), коэффициент теплопроводности материала диска  $\lambda = 0,03$  кВт/(м·К); температура диска на радиусе  $r_2$   $t_2 = 500^\circ\text{C}$ ; температура охлаждающего воздуха  $t_{3.0} = 200^\circ\text{C}$ ; теплоемкость охлаждающего воздуха  $c_p = 1,03$  кДж/(кг·К).

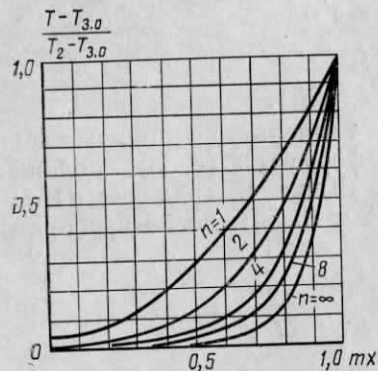


Рис. 3.21. Влияние расхода охлаждающего воздуха на температурное поле диска с боковым охлаждением

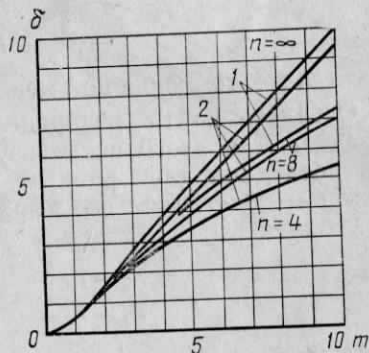


Рис. 3.22. Интенсивность подвода тепла на периферии диска в зависимости от безразмерного расхода и интенсивности бокового охлаждения:

1—для диска гиперболического профиля; 2—для диска постоянной толщины

**Решение.** Находим критерии  $m$  и  $n$  по (3.56):

$$m = \sqrt{\frac{2r_2^2 \alpha_2}{\lambda h_2}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 0,5^2 \cdot 500}{30 \cdot 0,06}} = 11,78;$$

$$n = \frac{G_b c_p}{4\pi h_2 \lambda} = \frac{0,2 \cdot 1,03}{4\pi \cdot 0,06 \cdot 30} = 9,12.$$

Определяем параметры  $l_1$  и  $l_2$  по (3.61):

$$l_{1,2} = \frac{m}{2} \left[ \pm \sqrt{1 + \left(\frac{m}{4n}\right)^2} - \frac{m}{4n} \right] = 5,89 (\pm \sqrt{1 + 0,104} - 0,323) = 5,89 (\pm 1,050 - 0,323);$$

$$l_1 = 4,28; l_2 = -8,09.$$

По формуле (3.71) определяем

$$\delta = \frac{2l_1 l_2 (e^{l_1} - e^{l_2})}{l_2 e^{l_1} - l_1 e^{l_2}} = \frac{-2 \cdot 4,28 \cdot 8,09 (e^{4,28} - e^{-8,09})}{-8,09 e^{4,28} - 4,28 e^{-8,09}} \approx 2 \cdot 4,28 = 8,56.$$

По зависимости (3.73) определим нагрев охлаждающего воздуха:

$$T_{2.0} - T_{3.0} = (T_2 - T_{3.0}) \frac{\delta}{2n} = (500 - 200) \frac{8,56}{2 \cdot 9,12} = 141 \text{ К}.$$

Итак, воздух, протекающий около поверхностей диска, нагревается примерно на  $140^\circ\text{C}$ .

### § 3.8. Термическое сопротивление зоны замкового крепления лопаток

Рабочие лопатки крепятся к дискам при помощи замков. Замковые крепления являются дополнительным термическим сопротивлением на пути теплового потока, идущего от газа в полотно диска.

Зона замкового крепления между сечениями 1—1 и  $A_2—A_2$  (см. рис. 3.7, а) по свойствам теплопроводности отличается от полотна диска, так как в ней имеются щели или каналы (например, монтажные зазоры).

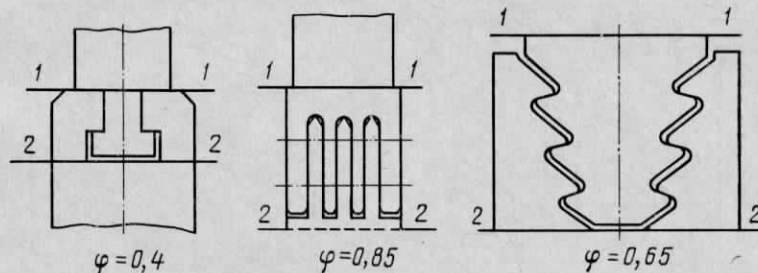


Рис. 3.23. Замковые крепления рабочих лопаток и ориентировочные значения их относительной термической проводимости  $\varphi$

Термическое сопротивление замковой зоны наиболее просто определяется методом электрического моделирования [34], для чего выполняется электрическая модель соединения из электропроводной бумаги по схеме рис. 3.23, измеряется ее электрическое сопротивление между сечениями 1—1 и 2—2, которое сравнивается с величиной электрического сопротивления сплошного куска электропроводящей бумаги тех же внешних размеров, но без вырезов, изображающих зазоры или щели замкового соединения. Отношение сопротивления сплошного куска к сопротивлению модели замка определяет, во сколько раз термическое сопротивление сплошной замковой зоны меньше, чем сопротивление реального замкового соединения с зазорами и щелями. Названное отношение  $\varphi$  зависит от конструкции хвостового соединения. На рис. 3.23 даны типичные значения  $\varphi$  для некоторых конструкций замковых креплений.

Влияние замковых креплений на термическое сопротивление можно учесть приближенно, используя следующую схему [21]. Реальный диск (рис. 3.24, а) заменим модельным (рис. 3.24, б). Модельный диск имеет те же размеры, что и реальный диск, но выполнен монолитным (без вставных лопаточных хвостов) из того же материала, что и полотно реального диска. Для того чтобы термическое сопротивление обода модельного диска было таким же по величине, как и у исходного, увеличим внешний диаметр

модельного диска на некоторую величину  $\Delta r$  (рис. 3.24, б), которую подберем из условия:

$$\frac{\Delta r}{\lambda} + \frac{r_1 - r_2}{\lambda} = \frac{r_1 - r_2}{\lambda_m}, \quad (3.74)$$

где  $\lambda_m = \varphi(\lambda_d + \lambda)/2$  — условный коэффициент теплопроводности зоны замковых креплений, учитывающий различие коэффициентов теплопроводности лопаток и диска и влияние монтажных зазоров и щелей в замковом соединении;  $\lambda$ ,  $\lambda_d$  — коэффициенты теплопроводности соответственно материалов диска и лопатки.

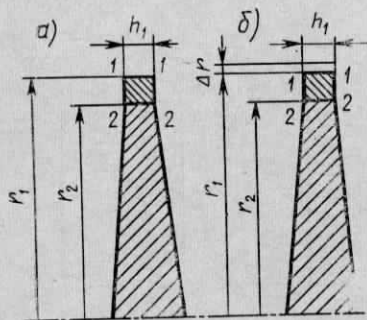


Рис. 3.24. К определению термического сопротивления зоны замковых креплений:

а — реальный диск; б — модельный диск с термическим сопротивлением замковой зоны равным реальному термическому сопротивлению

Условие (3.74) означает равенство термических сопротивлений в радиальном направлении замковой зоны реального и модельного дисков.

Полное тепловое сопротивление от газа в проточной части турбины к сечению 1—1 для модельного диска равно сумме:

$$\frac{1}{\alpha'_{y1}} = \frac{1}{\alpha_{y1}} + \frac{\Delta r}{\lambda}, \quad (3.75)$$

где  $\alpha_{y1}$  — коэффициент теплопередачи от газа к сечению 1—1;  $\alpha'_{y1}$  — та же величина для модельного диска с учетом дополнительного сопротивления.

Из (3.75), исключив  $\Delta r/\lambda$  при помощи (3.74), получим

$$\alpha'_{y1} = \frac{\alpha_{y1}}{1 + \left(1 - \frac{r_2}{r_1}\right) \left(\frac{\lambda}{\lambda_m} - 1\right) \frac{\alpha_{y1} r_1}{\lambda}}. \quad (3.76)$$

Смысл соотношения (3.76) состоит в том, что теперь можно рассматривать вместо реального диска его модель, у которой замковая зона по свойствам теплопроводности не отличается от

свойств полотна диска, а дополнительное тепловое сопротивление учтено снижением коэффициента теплопередачи по (3.76).

Найдем теперь величину  $\alpha_{y1}$ , используя результаты расчетов § 3.6. Поток тепла через сечение 1—1 складывается из двух частей: потока  $Q_K$ , идущего через корневые сечения лопаток [формула (3.41)] и потока  $Q'_K$ , идущего через поверхность  $f'_K$  межлопаточных каналов (рис. 3.25). Очевидно:

$$Q'_K = \alpha'_r f'_K (T_r^* - T'_K), \quad (3.77)$$

где  $\alpha'_r$  — коэффициент теплоотдачи от газа к поверхности межлопаточного канала;  $T_r^*$  — температура торможения газа в каналах рабочих лопаток;  $T'_K$  — температура поверхности  $f'_K$ ; можно принять  $T'_K = T_K = T_1$  — это означает, что температура на поверхности  $f'_K$  равна средней температуре корневого сечения лопаток.

Полный поток тепла через сечение 1—1

$$Q_1 = z_d (Q_K + Q'_K);$$

$z_d$  — число рабочих лопаток на колесе.

Подставляя значения  $Q_K$  по (3.41) и  $Q'_K$  по (3.77) в правую часть последнего равенства, получим

$$Q_1 = \alpha_{y1} F_1 (T_r^* - T_1), \quad (3.78)$$

где  $\alpha_{y1}$  — коэффициент теплопередачи, входящий в формулу (3.76);

$\alpha_{y1} = \alpha_g F_K / F_1 + \alpha'_r F'_K / F_1$ ;  $F_K = z_d f_K$ ;  $F'_K = F_1 - z_d f_K$  ( $F_1 = 2\pi r_1 h_1$ );  $f_K$  — площадь корневого сечения рабочей лопатки.

Учет дополнительного сопротивления замковой зоны производится заменой  $\alpha_{y1}$  на  $\alpha'_{y1}$  по (3.76). Поэтому тепловой поток к сечению 1—1 модельного диска

$$Q'_1 = \alpha'_{y1} F_1 (T_r^* - T_1). \quad (3.79)$$

### § 3.9. Температурное состояние рабочего колеса

Полученные в § 3.8 результаты позволяют найти неизвестные до сего времени значения температуры в сечении 1—1. Поток тепла от газа к сечению 1—1 [формула (3.79)] равен, очевидно, потоку, поступающему в диск [формула (3.70)].

Вследствие принятого модельного представления полотна диска теперь простирается до сечения 1—1, поэтому параметры в формуле (3.70), относятся к сечению 1—1. Приравняв правые части (3.70) и (3.78), получим уравнение относительно  $T_1$ :

$$\frac{\lambda}{r_1} \delta F_1 (T_1 - T_{30}) = \alpha'_{y1} F_1 (T_r^* - T_1).$$

Решая его, получим:

$$\frac{T_1 - T_{30}}{T_r^* - T_{30}} = \frac{1}{1 + \delta/B'}, \quad (3.80)$$

где  $B'$  — критерий Био, подсчитанный по условному коэффициенту теплопередачи  $\alpha_{y1}$ ;

$$B' = \alpha_{y1} r_1 / \lambda. \quad (3.81)$$

Зависимость (3.80) дает возможность найти температуру  $T_1$ , после чего определяется температурное поле как рабочей лопатки (3.40) и полотна диска (3.67), так и нагрев охлаждающего воздуха (3.72), (3.73).

Изложенный способ применим для дисков без охлаждения продувкой воздуха через лопаточные зазоры. При торцевой заводке хвостов рабочих лопаток в диск применяется охлаждение продувкой воздуха через щели между хвостовиком лопатки и выступами диска (см. рис. 3.4).

В работе [21] показана возможность в рамках принятой модели учесть влияние продувки через монтажные зазоры. Оказывается, окончательная формула для  $T_1$  имеет тот же вид:

$$\frac{T_1 - T_{3.0}}{T_r^* - T_{3.0}} = \frac{1}{1 + \delta/B''}, \quad (3.82)$$

где  $T_r^* = \frac{T_r^* + \alpha T_m}{1 + \alpha}$ ;  $\alpha = \frac{\alpha_m F_m}{\alpha_{y1} F_1}$ ;  $B'' = B'(1 + \alpha)$ ;  $\alpha_m$  — коэффициент

теплообмена в монтажных зазорах;  $F_m$  — суммарная площадь поверхности в монтажных зазорах, омываемая воздухом;  $T_m$  — средняя температура воздуха в монтажных зазорах.

Коэффициент теплообмена в монтажных зазорах может быть определен по (3.26). Более точные сведения о расчете  $\alpha_m$  для разных режимов течения приведены в специальной литературе (например, [34]).

**Пример 3.4.** По условиям примера 3.3 найти коэффициент теплопередачи от газа к сечению  $I-I$   $\alpha_{y1}$  и рассчитать температурное поле колеса и температуру охлаждающего воздуха.

Дополнительно заданы следующие величины: коэффициент теплопроводности материала рабочих лопаток  $\lambda_n = 0,02$  кВт/(м·К); коэффициент термического сопротивления сложного замкового соединения  $\phi = 0,65$ ; радиус сечения  $I-I$   $r_1 = 0,53$  м; температура торможения газа в каналах рабочих лопаток  $t_r^* = 1000^\circ\text{C}$ .

Решение. Пересчитаем параметры  $m$  и  $n$  на периферийный радиус  $r_1$ :

$$m' = m r_1 / r_2 = 11,78 \cdot 0,53 / 0,50 = 12,50;$$

$$n' = n = 9,12.$$

Определяем параметры  $l_1$  и  $l_2$ :

$$l_{1,2} = 6,25 (\pm \sqrt{1 + 0,118} - 0,343) = 6,25 (\pm 1,057 - 0,343);$$

$$l_1 = 4,46; l_2 = -8,75.$$

По формуле (3.71) определяем

$$\delta \approx 2l_1 = 8,92.$$

По формуле (3.67) находим  $T_1$  на радиусе  $r_1 = 0,53$  м, зная величину  $t_2 = 500^\circ\text{C}$  на радиусе  $r_2 = 0,50$ . Применяя (3.67) к модельному диску, имеем:

$$\frac{T_2 - T_{3.0}}{T_1 - T_{3.0}} = \frac{l_2 e^{l_1 \xi_2^2} - l_1 e^{l_2 \xi_2^2}}{l_2 e^{l_1} - l_1 e^{l_2}},$$

где

$$\xi_2 = r_2 / r_1 = 0,50 / 0,53 = 0,944.$$

Из последней формулы найдем

$$T_1 = T_{3.0} + (T_2 - T_{3.0}) \times$$

$$\times \frac{l_2 e^{l_1} - l_1 e^{l_2}}{l_2 e^{l_1 \xi_2^2} - l_1 e^{l_2 \xi_2^2}} \approx$$

$$\approx T_{3.0} + (T_2 - T_{3.0}) e^{l_1 (1 - \xi_2^2)} =$$

$$= 200 + 300 e^{4,46 \cdot 0,110} =$$

$$= 200 + 496 = 696^\circ\text{C}.$$

Из формулы (3.80) находим

$$B' = \frac{\delta}{\frac{T_r^* - T_{3.0}}{T_1 - T_{3.0}} - 1} =$$

$$= \frac{8,92}{\frac{1000 - 200}{696 - 200} - 1} =$$

$$= \frac{8,92}{0,615} = 14,5.$$

Из (3.76) определяем коэффициент

$$\alpha_{y1} = \frac{\lambda}{r_1} \cdot \frac{1}{\frac{1}{B'} - \left(1 - \frac{r_2}{r_1}\right) \left(\frac{\lambda}{\lambda_m} - 1\right)} = \frac{0,03}{0,53} \cdot \frac{1}{0,0690 - 0,056 \left(\frac{0,03}{0,01625} - 1\right)} =$$

$$= \frac{0,03}{0,53 \cdot 0,0216} = 2,62 \text{ кВт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Распределение температур по радиусу для всего колеса показано на рис. 3.26. Там же дан график температуры охлаждающего воздуха. Расчет произведем по формулам (3.40), (3.67) и (3.72). Следует помнить, что в формулах (3.67) и (3.72)  $T_2$  — периферийная температура диска, которая для рассматриваемого модельного диска равна  $t_2 = 696^\circ\text{C}$ . При расчете температур в лопатке принято  $l = 0,080$  м,  $m = 125$  1/м.

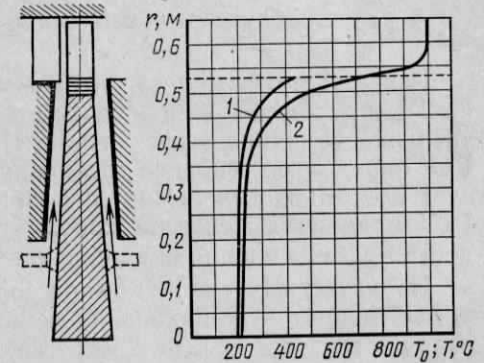


Рис. 3.26. Температурное поле колеса, охлаждаемого боковым обдувом:

1 — распределение температуры охлаждающего воздуха; 2 — распределение температуры по диску, ободу и рабочим лопаткам

#### § 4.1. Особенности компрессоров газотурбинных установок

Ранее уже отмечалось, что изменение к. п. д. компрессора ГТУ на 1% приводит к изменению к. п. д. ГТУ примерно на 2%. Значительное влияние эффективности компрессора на экономичность ГТУ определяет основное требование к компрессорам ГТУ — высокую экономичность компрессоров. К компрессорам транспортных ГТУ предъявляются еще дополнительные требования: компактность машины и широкий диапазон устойчивой работы.

Из известных типов компрессоров — поршневых, ротационных и лопаточных — наибольшей экономичностью и компактностью отличаются лопаточные компрессоры, к которым относятся осевые и центробежные компрессоры. К. п. д. крупных осевых компрессоров достигает 90—91% при умеренных окружных скоростях (порядка 200 м/с) и 87—88% при больших окружных скоростях (порядка 250—330 м/с).

С уменьшением размеров осевых компрессоров их к. п. д. уменьшается, и при очень малых размерах эффективность центробежных компрессоров становится выше, чем осевых. Поэтому в ГТУ малой мощности (ниже 200 кВт) применяют центробежные компрессоры осерадиального типа.

Качественно изменение к. п. д. осевых и центробежных компрессоров при изменении размеров происходит так же, как и изменение к. п. д. осевых и радиальных турбин.

Осевые компрессоры применяются одно-, двух- и трехкорпусными соответственно без охлаждения воздуха, с одним промежуточным охладителем и с двумя промежуточными охладителями. Отношение давлений в одном корпусе осевого компрессора стационарной ГТУ  $\epsilon=8-13$ ; уже при  $\epsilon=8-13$  число ступеней достигает 12—14, и дальнейшее увеличение ступеней становится затруднительным.

В турбореактивных двигателях применяют также «двухкаскадные» компрессоры. У таких компрессоров промежуточное охлаждение воздуха отсутствует, проточная часть второго «каскада» служит продолжением проточной части компрессора первого «каскада», а роторы компрессоров первого и второго каскадов имеют независимые приводы и поэтому могут вращаться с различной частотой вращения. Применение «двухкаскадных» компрессоров может

оказаться целесообразным в двухвальных ГТУ без промежуточного охлаждения воздуха.

Обычно применяются одноступенчатые центробежные компрессоры осерадиального типа; иногда применяются двухступенчатые компрессоры. В осерадиальных компрессорах применяются большие окружные скорости, достигающие до 450—500 м/с и позволяю-

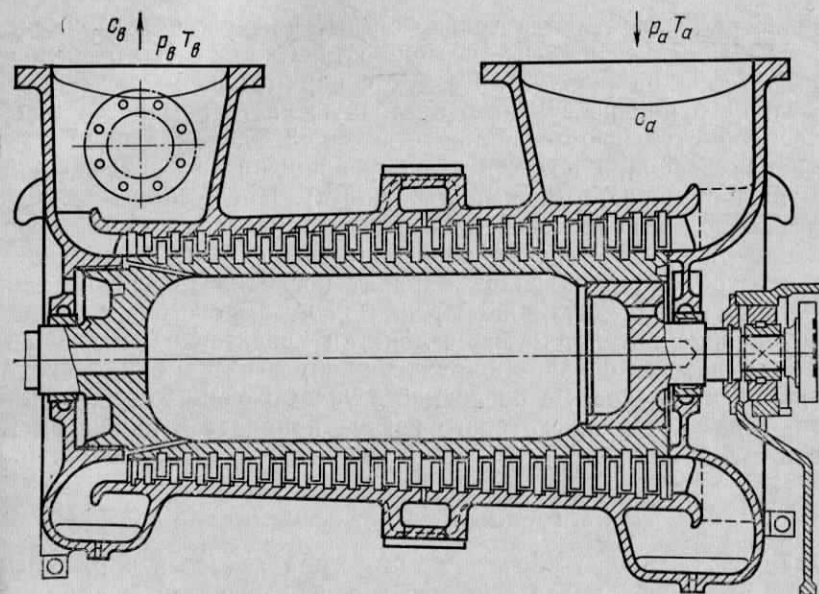


Рис. 4.1. Схема осевого компрессора

щие развивать отношение давлений порядка 4—4,5 и выше. Правда, при очень больших окружных скоростях к. п. д. компрессора заметно снижается, что вынуждает либо ограничиваться умеренными отношениями давлений ( $\epsilon=3-4$ ), либо переходить к двухступенчатому варианту.

Снижение к. п. д. центробежного одноступенчатого компрессора с увеличением отношения давлений необходимо учитывать при выборе оптимального отношения давлений  $\epsilon_{орт}$ . Для этого надо располагать опытно установленной зависимостью к. п. д. компрессора от отношения давлений. Очевидно, что оптимальное отношение давлений  $\epsilon_{орт}$ , найденное с учетом снижения к. п. д. компрессора, будет заметно меньше, чем определенное при постоянном значении к. п. д.

В ГТУ сравнительно малой мощности (порядка 200—500 кВт), а также в компрессорах высокого давления крупных ГТУ с большими отношениями давлений ( $\epsilon=50-80$ ) может оказаться целесообразным применение осевых компрессоров с последней радиальной ступенью. Дело в том, что в последних ступенях вследствие значительного уменьшения объемного расхода высоты лопаток

оказываются весьма малыми, и эффективность центробежной ступени будет выше, чем осевой. Кроме того, такая центробежная ступень заменяет 3—4 осевые ступени.

За последние годы в ГТУ малой мощности стали находить применение диагональные одно- и двухступенчатые компрессоры, занимающие промежуточное положение между осевыми и центробежными.

Ниже рассматриваются только осевые компрессоры, применяемые в ГТУ средней и большой мощности. Схема осевого компрессора показана на рис. 4.1. Воздух с параметрами  $p_a, T_a$  через входной патрубок поступает в проточную часть компрессора. Перед первой ступенью расположен входной направляющий аппарат, закручивающий поток в сторону вращения (с целью снижения числа  $M$  перед рабочими лопатками). После направляющего аппарата поток последовательно проходит ступени компрессора, состоящие из ряда рабочих лопаток и последующих направляющих лопаток. Направляющий аппарат последней ступени часто выполняют в виде двухрядной решетки, чтобы обеспечить полное раскручивание потока. Рабочие лопатки крепятся в роторе барабанного типа; при больших окружных скоростях применяют ротор, состоящий из дисков. За последней ступенью расположен, как и в турбине, диффузор, из которого воздух попадает в напорный патрубок.

#### § 4.2. Тепловой расчет компрессора

Задачей теплового расчета компрессора является определение частоты вращения, числа ступеней и основных размеров компрессора, обеспечивающих заданные расход газа  $G$  и отношение давлений  $\varepsilon$ .

Первый этап расчета — определение частоты вращения и числа ступеней. Начнем с оценки возможного диапазона частоты вращения, записав с этой целью уравнение неразрывности для сечения перед первым рядом рабочих лопаток:

$$V_1 = \pi \frac{d_{1n}^2}{4} (1 - v_1^2) c_{1s} \cos \gamma_s,$$

где  $v_1$  — относительный диаметр втулки;

$$v = d_k/d_n; \quad v_1 = d_{1k}/d_{1n}.$$

При выборе  $v_1$  руководствуются следующими соображениями. Уменьшение  $v_1$  приводит (при заданной окружной скорости периферии рабочих лопаток  $u_{1n}$ ) к уменьшению теплоперепада в ступени; число ступеней возрастает. Одновременно с этим возрастает высота лопаток первых ступеней, увеличивается площадь проходного сечения и соответственно расход воздуха. Практически принимают  $v_1 = 0,5—0,8$ ; меньшие цифры соответствуют большим расходам воздуха — порядка 400—600 кг/с и выше. Иногда с целью увели-

чения расхода идут на значительное уменьшение  $v_1$  (до 0,36—0,4).

Заменим в уравнении неразрывности

$$d_{1n} = u_{1n}/(\pi n) \text{ и } c_{1s} = \varphi_1 u_{1n}.$$

Окружная скорость концов лопаток первой ступени обычно находится в пределах 250—300 м/с для компрессоров, работающих на воздухе. Большие окружные скорости (до 350—400 м/с) применяются в транспортных ГТУ и ГТУ очень большой мощности. Коэффициент расхода  $\varphi_1 = c_{1s}/u_{1n}$  обычно выбирают в пределах 0,5—0,8, причем меньшие значения  $\varphi_1$  соответствуют меньшим величинам  $v_1$ . В компрессорах ГТУ малой мощности применяют малые значения  $\varphi_1$  с целью увеличения высоты лопаток; в некоторых случаях может оказаться целесообразным значение  $\varphi_1 = 0,3—0,5$ . В компрессорах ГТУ большой мощности необходимо уменьшение высот лопаток первых ступеней, что вынуждает увеличивать  $\varphi_1$ .

После подстановки уравнение неразрывности легко приводится к следующему виду ( $n$  в  $c^{-1}$ ):

$$n = \left[ \frac{\varphi_1 (1 - v_1^2)}{V_1} \left( \frac{u_{1n}}{4\pi} \right)^3 \right]^{1/2}. \quad (4.1)$$

Рекомендуемому диапазону изменения коэффициентов  $\varphi_1 = 0,5—0,8$ ;  $v_1 = 0,5—0,8$  и  $u_{1n} = 200—300$  м/с соответствует частота вращения ( $c^{-1}$ )

$$n \approx (300 \div 1200)/\sqrt{V_1}, \quad (4.2)$$

где  $V_1$  в  $m^3/c$ . Формула (4.2) устанавливает лишь целесообразный диапазон частот вращения; величина  $n$  выбирается с учетом возможного диапазона частот вращения турбины.

После того как принята частота вращения, выбирают окружную скорость  $u_{1n}$ . Для ее выбора имеется известная свобода, однако необходимо убедиться, что при выбранных  $u_{1n}$  и  $n$  коэффициенты  $v_1$  и  $\varphi_1$  находятся в допустимых пределах. Для этого можно воспользоваться формулой (4.1), найти произведение  $\varphi_1(1 - v_1^2)$ , а по нему и выбранной одной из величин уточнить другую величину.

Число ступеней компрессора находят по общему теплоперепаду компрессора

$$H_k = c_{pв} T_a^* (\varepsilon^m - 1) / \eta_k$$

и среднему теплоперепаду одной ступени  $H_{cp}$ :

$$Z = H_k / H_{cp}.$$

Напомним, что отношение давлений  $\varepsilon$  определяют по давлениям торможения перед компрессором  $p_a^*$  и за ним  $p_b^*$ :  $\varepsilon = p_b^*/p_a^*$ .

Определение среднего теплоперепада ступени  $H_{cp}$  рассматривается в § 4.3, а здесь лишь отметим, что при умеренных окружных скоростях можно принимать:

$$H_u \leq 0,8 u_k c_s, \quad (4.3)$$

где  $c_s$  — средняя меридиональная проекция скорости в ступени, определяемая по принятому коэффициенту расхода  $\varphi_1$ :

$$c_{1s} = \varphi_1 u_{1n}$$

Потери в патрубках рассчитывают таким же образом, как и в турбине.

Далее определяют средние параметры воздуха в проточной части компрессора в сечениях между рабочими и направляющими лопатками на среднеквадратичных диаметрах.

Среднюю меридиональную скорость  $c_s$  в общем случае принимают изменяющейся вдоль проточной части компрессора. Если в первой ступени принята небольшая величина скорости ( $c_s = 80$  м/с), то меридиональную скорость принимают постоянной во всех ступенях. Постоянство меридиональной скорости позволяет выполнить все ступени (или их часть) однотипными, отличающимися только высотой лопаток. Однако при больших значениях меридиональной скорости в первых ступенях ( $c_{1s} = 140$ —200 м/с) необходимо снижение меридиональной скорости в последних ступенях во избежание слишком больших потерь в диффузоре за последней ступенью и в напорном патрубке. Желательно снижение  $c_s$  в последних ступенях до  $c_{2s} = 120$ —140 м/с.

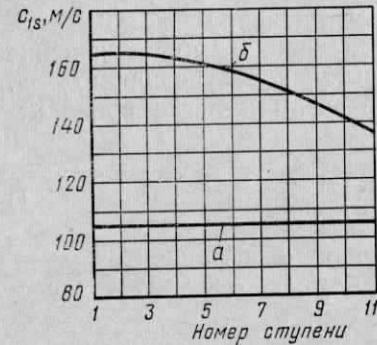


Рис. 4.2. Примерный график изменения осевой скорости по ступеням компрессора:

а — при малых значениях  $c_{1s}$ ; б — при больших значениях  $c_{1s}$ .

Примерный характер изменения меридиональной скорости в проточной части компрессора показан на рис. 4.2. Снижение осуществляют во всех ступенях, чтобы не слишком сильно перегружать последние ступени. Очевидно, что чрезмерное снижение  $c_s$  в пределах одной ступени приводит к дополнительному увеличению степени диффузорности межлопаточных каналов (увеличению отношения скоростей на входе и выходе из решетки  $w_1/w_2$ ), что неблагоприятно сказывается на к. п. д. ступеней. В то же время в первых ступенях производят меньшее снижение скорости, чем в последних, что позволяет увеличить средний уровень осевых скоростей и, следовательно, увеличить средний теплоперепад ступени (пропорциональный меридиональной скорости).

Если меридиональная скорость переменна вдоль проточной части, то это затрудняет выполнение всех ступеней однотипными. Приходится разбивать ступени на 3—4 группы и выполнять их в пределах каждой группы однотипными.

При переходе от группы к соседней целесообразно также уменьшать хорду профилей, что допустимо вследствие уменьшающейся высоты лопаток.

Проточная часть компрессора в общем случае может выполняться с переменными диаметрами как корневых, так и периферийных сечений лопаток, однако наибольшее применение находят две схемы выполнения проточной части: 1) с постоянным диаметром корневых сечений ( $d_k = \text{const}$ ); 2) с постоянным диаметром периферийных сечений ( $d_n = \text{const}$ ).

В компрессоре с постоянным диаметром корневых сечений упрощается изготовление ротора; крепления рабочих лопаток одной группы оказываются одинаковыми. В компрессоре с постоянным диаметром периферийных сечений упрощается изготовление корпуса и креплений направляющих лопаток.

Каждая из схем имеет свои преимущества и недостатки. В компрессоре с  $d_k = \text{const}$  высота лопаток последних ступеней оказывается больше, чем в компрессоре с  $d_n = \text{const}$ , поскольку средний диаметр последних ступеней в первом случае меньше. Это преимущество особенно заметно при малых высотах лопаток. Однако меньшие средние диаметры ступеней компрессора  $d_k = \text{const}$  означают и меньший средний уровень окружных скоростей. Поэтому средняя работа ступеней компрессора  $d_n = \text{const}$  больше, а число ступеней соответственно меньше, чем у компрессора с  $d_k = \text{const}$ .

Расчет параметров воздуха на средних диаметрах и определение высот производят следующим образом. Окружные скорости и меридиональные проекции во всех характерных сечениях на среднем диаметре известны. Величину  $c_{1u}$  принимают (см. § 4.3), а величину  $c_{2u}$  находят по уравнению Эйлера:

$$c_{2u} = H_u / u_2 + c_{1u} u_1 / u_2.$$

Это позволяет найти температуру газа:

$$T_2 = T_1 + \frac{w_1^2 - w_2^2}{2c_p} - \frac{u_1^2 - u_2^2}{2c_p}, \quad T_3 = T_2 + \frac{c_2^2 - c_3^2}{2c_p}. \quad (4.4)$$

Давления находят по принятому или вычисленному политропическому к. п. д. рабочих и направляющих лопаток  $\eta_1$  и  $\eta_2$ :

$$p_2 = p_1 \left( \frac{T_2}{T_1} \right)^{\eta_1/m}, \quad p_3 = p_2 \left( \frac{T_3}{T_2} \right)^{\eta_2/m}. \quad (4.5)$$

В зависимости от размеров ступеней и чисел Маха к. п. д. рабочих и направляющих лопаток находится в пределах 90—95%.

Далее вычисляют плотность воздуха и с помощью уравнения неразрывности находят высоту лопаток.

### § 4.3. Ступень компрессора

Под ступенью компрессора подразумевают совокупность ряда рабочих лопаток а и последующего ряда направляющих лопаток б (рис. 4.3). Цифрами 1, 2 и 3 обозначены сечения соответственно перед рабочими лопатками, за рабочими лопатками и за направляющими лопатками. Входные направляющие лопатки образуют суживающиеся каналы и рассматриваются отдельно.

Как и в случае турбин, направляющие лопатки могут выполняться постоянного профиля, хотя обычно их выполняют закрученными. Рабочие лопатки всегда выполняют закрученными, даже в последних ступенях, где высота лопаток невелика; только в этом случае достигим высокий к. п. д. компрессора.

К настоящему времени разработано большое число ступеней, отличающихся степенью реактивности и законом изменения окружных проекций скоростей по радиусу. К. п. д. лучших ступеней при относительном диаметре втулки  $v=0,5-0,6$  достигает 92—95%.

Максимальная работа ступени. С целью уменьшения числа ступеней стремятся увеличить работу ступени. Условием называть работу ступени максимальной, если ей соответствует предельное значение одного из параметров, определяющих эффективность ступени.

При малых числах  $M$  наиболее нагруженными являются корневые сечения рабочих и направляющих лопаток, поскольку здесь та же работа достигается при наименьшей окружной скорости. Работа ступени достигает максимальной величины, если в корневом

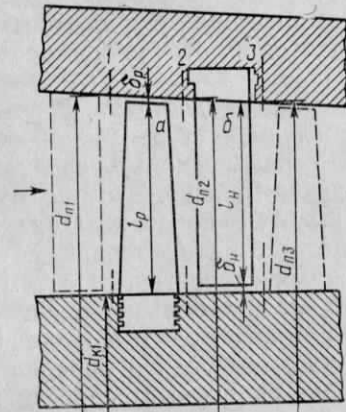


Рис. 4.3. Схема ступени компрессора

сечении станут предельными углы изгиба рабочих или направляющих лопаток:  $\Delta\beta_p = \beta_{2p} - \beta_{1p} = 40-45^\circ$ ;  $\Delta\alpha_n = \alpha_{3n} - \alpha_{2n} = 40-45^\circ$  или относительный шаг:  $\bar{t}_p > 0,5-0,6$ ;  $\bar{t}_n > 0,5-0,6$ . Начиная с указанных значений  $\Delta\beta_p$ ,  $\Delta\alpha_n$ ,  $\bar{t}_p$ ,  $\bar{t}_n$ , наблюдается заметное уменьшение к. п. д. ступени, поэтому обычно принимают меньшие углы изгиба и соответственно большие относительные шаги.

Анализ показывает, что наиболее сильным является ограничение по относительному шагу рабочих лопаток. Другими словами, если  $\bar{t}_p$  не достигло предельной величины, то  $\bar{t}_n$ ,  $\Delta\beta_p$  и  $\Delta\alpha_n$  также не достигли предельных значений. Приведенная ранее формула (4.3) получена из условия достижения  $\bar{t}_{p,к} = 0,6$ .

При больших окружных скоростях необходимо вводить предварительную закрутку потока в сторону вращения колеса с целью снижения числа  $M$ . Величину  $c_{1uп}$  определяют из условия достижения допустимого числа  $M$ :  $M_{1п} = \omega_{1п}/a_1 \leq 0,8 \div 1,0$  ( $a_1$  — скорость звука в сечении перед рабочими лопатками).

Приведенные цифры соответствуют компрессорам стационарных установок; в авиационных двигателях часто принимают большие окружные скорости, что вынуждает идти и на большие числа  $M_{1п} = 1 \div 1,2$ .

Вспоминая, что

$$\omega_1 = \sqrt{(u_1 - c_{1u})^2 + c_{1s}^2} = u_1 \sqrt{(1 - \mu_1)^2 + \varphi_1^2} \quad (\mu_1 = c_{1u}/u_1).$$

и подставляя это выражение в предыдущее, находим

$$\mu_{1п} = c_{1uп}/u_{1п} = 1 - \sqrt{M_{1п}^2 / (u_{1п}/a_1)^2 - \varphi_1^2}.$$

Если введена закрутка потока на периферии, то это вынуждает вводить закрутку и в корневом сечении рабочих лопаток, чтобы избежать значительного перекоса меридиональных проекций скоростей. А это, в свою очередь, может послужить причиной снижения работы ступени. Таким образом, при большой предварительной закрутке для определения максимальной работы ступени формулы (4.3) недостаточно. Следует также определить теплоперепад по уравнению Эйлера  $H_u \approx u(c_{2u} - c_{1u})$ , приняв в нем максимальную величину  $c_{2u} = u$  (из условия получения устойчивых характеристик ступени компрессора):

$$H_u = u_k^2 (1 - \mu_{1к}) (\mu_{1к} = c_{1uк}/u_{1к}). \quad (4.6)$$

Величина  $\mu_{1к}$  зависит от выбранного закона изменения  $c_{1u}$ . Если, например, принять  $c_{1u} = \text{const}$ , то  $\mu_{1к} = \mu_{1п}/v_1$ .

Таким образом, в общем случае необходимо найти  $H_u$  по (4.3) и (4.6) и взять меньшую величину.

Под степенью реактивности ступени компрессора подразумевают отношение теплоперепада, соответствующего работе сжатия на рабочих лопатках, ко всему теплоперепаду ступени:

$$\theta = H_p/H_u, \quad (4.7)$$

где  $H_u = u_2 c_{2u} - u_1 c_{1u}$ ;  $H_p = H_u - (c_2^2 - c_3^2)/2$ .

В частном случае, если пренебречь изменением окружной скорости ( $u_2 \approx u_1$ ) и меридиональной проекции скорости ( $c_{2s} \approx c_{1s}$ ), для определения степени реактивности получается простое выражение

$$\theta \approx 1 - (c_{1u} + c_{2u})/2u.$$

Степень реактивности ступеней на среднем диаметре обычно выбирают в пределах  $\theta = 0,5-1$ ; известны также ступени с  $\theta > 1$ , хотя широкого распространения они не получили. При выборе степени реактивности необходимо иметь в виду следующие обстоятельства:

1) при увеличении степени реактивности характеристики ступени  $\eta = f(\varphi)$  становятся более пологими. Этот вывод можно рассматривать как экспериментальный факт, хотя он легко обосновывается теоретически. Рассмотрим треугольники скоростей ступеней с  $\theta = 0,5$  и  $\theta = 1$  при одинаковых значениях окружной скорости и осевой проекции скорости.

Треугольники скоростей ступени с  $\theta = 0,5$  симметричны (рис. 4.4), в чем нетрудно убедиться, используя выражение для степени реактивности (4.7) и очевидные зависимости:  $c_{2u} = \omega_{2u} + u$ ;  $c_{1u} = \omega_{1u} + u$ .

В ступени с  $\theta = 1$   $c_{1u} = -c_{2u}$  и при условии  $c_{1s} = c_{2s} = c_{3s}$  скорости перед и за направляющими лопатками одинаковы ( $c_1 = c_2 = c_3$ ).

Если в обеих ступенях расход воздуха изменится на одинаковую величину, то это вызовет меньшее изменение угла атаки рабочих лопаток ( $i_p = \beta_{1p} - \beta_1$ ) в ступени с большей степенью реактивности. В этом легко убедиться, рассматривая треугольники скоростей при отклонении режима работы от расчетного (штриховые линии на рис. 4.4). Действительно, изменение угла атаки равно разности углов  $\Delta\beta_1$  между направлениями относительной скорости  $\omega_1$  на расчетном режиме и при отклонении режима от расчетного

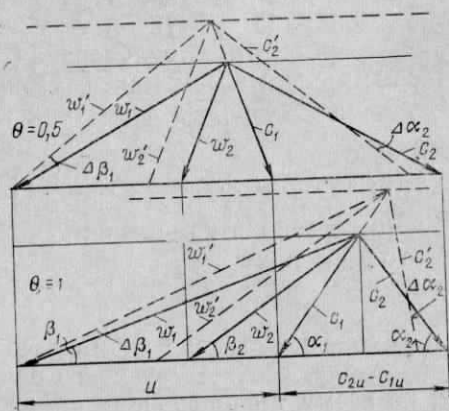


Рис. 4.4. Треугольники скоростей ступени компрессора при двух значениях степени реактивности

ющие лопатки ступени с  $\theta=1$  только поворачивают поток; скорости на входе и выходе примерно одинаковы.

Меньшее изменение угла атаки рабочих лопаток ступени с  $\theta=1$  при изменении режима работы означает и меньшее изменение к. п. д. ступени; это и определяет большую пологость характеристик ступени с  $\theta=1$ ;

2) максимальный к.п.д. ступеней с  $\theta=0,5$  выше, чем ступеней с  $\theta=1$ . Дело в том, что в ступенях с  $\theta=0,5$  симметрия треугольников скоростей предопределяет и симметричное расположение профилей рабочих и направляющих лопаток. Это значит, что только в ступенях с  $\theta=0,5$  возможно одновременное обеспечение оптимальных углов установки профилей рабочих и направляющих лопаток (точнее говоря, оптимальных углов  $\beta$ , образуемых средними векторными скоростями).

Согласно опытным данным ступени с  $\theta=0,5$  имеют к. п. д. на 1—2% больше, чем ступени с  $\theta=1$ ;

3) увеличение степени реактивности при прочих равных условиях (одинаковых  $u$ ,  $c_s$  и  $H_u$ ) приводит к возрастанию относительной скорости перед рабочими лопатками. Иллюстрацией к сказанному может служить рис. 4.4. При малых окружных скоростях или, точнее говоря, при малых числах  $M$  увеличение  $\omega_1$  не имеет

существенного значения, ибо компенсируется (по крайней мере, отчасти) уменьшением скорости перед направляющими лопатками. При больших дозвуковых скоростях увеличение  $\omega_1$  крайне нежелательно, поскольку приводит к резкому снижению к. п. д. Поэтому при больших окружных скоростях, как правило, применяют ступени с малой степенью реактивности. При малых окружных скоростях выбор степени реактивности должен производиться с учетом всех изложенных особенностей на основе изучения опытных характеристик ступеней.

Несколько подробнее рассмотрим еще одну особенность ступеней с разной степенью реактивности — распределение параметров воздуха по высоте лопаток. Во всех предыдущих рассуждениях под степенью реактивности ступени подразумевалась ее величина на среднем диаметре. В общем случае степень реактивности изменяется по высоте лопаток. Практическое применение нашли ступени с постоянной по высоте лопаток или возрастающей к периферии степенью реактивности.

Темперепад  $H_u$  обычно принимают постоянным по высоте лопаток, как и в ступенях турбин. В некоторых случаях целесообразно неравномерное распределение  $H_u$  по высоте лопаток с целью выравнивания поля осевых скоростей. В дальнейшем при анализе течения в ступенях будем исходить из условия  $H_u = \text{const}$ .

Ступени с  $\theta=1$  выполняют с постоянной по высоте лопаток степенью реактивности. В таких ступенях  $c_{1u} = -c_{2u}$  и, кроме того, их рассчитывают по закону постоянной циркуляции ( $rc_{2u} = \text{const}$ ), что обеспечивает постоянную по высоте лопаток меридиональную скорость (если пренебречь влиянием концевых потерь). Практически такие ступени имеют весьма равномерное по высоте лопаток поле осевых скоростей. В ЦКТИ (Центральный котлотурбинный институт) и на ЛМЗ (Ленинградский металлический завод) разработаны ступени с  $\theta=1$ , имеющие к. п. д. порядка 93%. Такие ступени могут найти применение в компрессорах, работающих при малых числах  $M$ , например в замкнутых ГТУ с гелием в качестве рабочего тела.

Широкое применение нашли также ступени с осевым входом и осевым выходом:  $c_{1u} = c_{3u} = 0$ . В таких ступенях циркуляция скорости также постоянна по высоте лопаток, что обеспечивает весьма равномерное поле осевых скоростей. В ступенях с осевым входом степень реактивности возрастает по высоте лопаток. Распределение  $\theta$  по высоте лопаток можно найти по формуле (2.13), справедливой и для ступеней компрессоров:

$$\theta = 1 - (1 - \theta_k)(r_k/r)^2. \quad (4.8)$$

Если степень реактивности в корневом сечении  $\theta_k = 0,5$ , то при относительном диаметре втулки  $\nu = 0,5$  степень реактивности возрастает к периферии до величины  $\theta_n = 0,875$ .

К ступеням с осевым входом примыкают ступени с небольшой закруткой потока в сторону вращения, имеющей цель — снижение числа Маха. Эти ступени, разработанные в МЭИ, также выпол-



нены по закону постоянной циркуляции ( $rc_{1u} = \text{const}$  и  $rc_{2u} = \text{const}$ ).

Основное преимущество ступеней, выполненных по закону постоянной циркуляции, — весьма равномерное поле осевых скоростей. Это позволяет уверенно проектировать такие ступени без необходимости экспериментальной доводки и обеспечивать достаточно высокий к. п. д., достигающий до 93—94% у ступеней с малым относительным диаметром втулки ( $v = 0,5—0,6$ ).

Ступени со степенью реактивности  $\theta = 0,5$  также можно выполнять по закону постоянной циркуляции, однако наибольшее распространение получили ступени с постоянной по высоте лопаток степенью реактивности. В таких ступенях обеспечиваются оптимальные треугольники скоростей по всей высоте лопаток, что делает их потенциально наиболее эффективными. Однако ступени с постоянной по высоте лопаток степенью реактивности  $\theta = 0,5$  и постоянным теплоперепадом имеют весьма неравномерное поле осевых скоростей. А так как расчетное определение осевых скоростей весьма затруднено и не отличается большой точностью, то такие ступени нуждаются в экспериментальной доводке.

Ступени с постоянной степенью реактивности  $\theta = 0,5$  широко применяются в английских турбореактивных двигателях. Значительные успехи в разработке таких ступеней достигнуты в ЦКТИ. Ступени ЦКТИ имеют к. п. д. порядка 95% и применяются в компрессорах газотурбинных установок ЛМЗ и НЗЛ (Невский машиностроительный завод им. Ленина).

За последние годы широкое применение нашли также ступени с цилиндрическими направляющими лопатками. Такие ступени, так же как и ступени с  $\theta = 0,5$ , характеризуются неравномерным полем осевых скоростей. Технологические преимущества этих ступеней и высокий к. п. д. (достигнутый в результате длительной доводки многоступенчатого компрессора) обусловили применение ступеней этого типа в компрессорах ГТУ ряда отечественных турбостроительных заводов.

#### § 4.4. Профилирование рабочих и направляющих лопаток компрессора

Одной из особенностей профилирования лопаточных аппаратов компрессоров по сравнению с профилированием лопаток турбин является большое влияние угла атаки на характеристики ступеней. Отклонение угла атаки от расчетного приводит к неблагоприятному распределению скоростей по обводам профилей, появлению участков с большими градиентами давления и, как следствие, к отрыву пограничного слоя от профилей. Если в направляющих лопатках турбин угол атаки изменится на  $10—15^\circ$ , то это почти не скажется на величине потерь; такое же изменение угла атаки в направляющих лопатках компрессоров приведет к отрыву потока и соответственно к резкому снижению к. п. д. ступени.

Иллюстрацией к сказанному могут служить характеристики решетки компрессорных профилей, представленные на рис. 4.5, где показана зависимость к. п. д. решетки

$$\eta_p = 2H_0 / (w_1^2 - w_2^2) \quad (4.9)$$

от угла атаки  $i_p = \beta_{1p} - \beta_1$  [ $H_0 = c_p(T_{2t} - T_1)$  — изоэнтروпийный теплоперепад в решетке]. Параметры типичны для корневых сечений рабочих и направляющих решеток. Оптимальный угол атаки близок к нулю; уменьшение угла атаки до  $-9^\circ$  при числе  $M_1 = w_1/a_1 = 0,69$  приводит к снижению к. п. д. на 19% (от 93 до 74%).

Большая чувствительность компрессорных решеток к углу атаки вынуждает, во-первых, уделять большое внимание расчету поля меридиональных скоростей и, во-вторых, выбирать целесообразную форму профилей, обеспечивающую безотрывное обтекание в широком диапазоне углов атаки.

Распределение меридиональной скорости по высоте лопаток. Изложенная в § 2.3 методика определения меридиональных скоростей не учитывает влияния концевых потерь и поэтому ее применение связано с заметной ошибкой при определении скоростей вблизи концов лопаток. Устранение этого недостатка осуществляется двумя путями:

1) возможно использование уравнений движения без ограничения (принятого в § 2.3) о постоянстве по высоте лопаток к. п. д.  $\eta_{п.к.}$ . Решение задачи при этом заметно усложняется и практически возможно только численными методами. Кроме того, закон изменения к. п. д.  $\eta_{п.к.}$  по высоте лопаток приходится брать на основании анализа опытных данных;

2) анализ опытных полей скоростей позволяет дать поправочные коэффициенты, учитывающие влияние концевых потерь на распределение скоростей.

Поскольку точность определения скоростей в обоих случаях примерно одинакова, но второй путь гораздо проще, остановимся на нем подробнее. Сопоставляя величины действительной меридиональной скорости  $c_s$  и расчетной  $c_{s0}$  (найденной с учетом искривления линий тока), можно определить поправочный множитель  $k_s$ , равный отношению этих скоростей:

$$k_s = c_s / c_{s0} \quad (4.10)$$

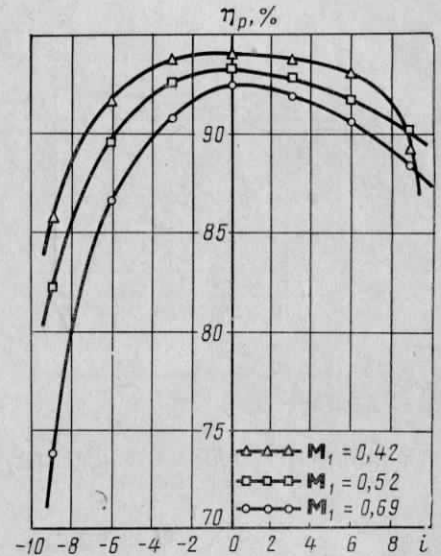


Рис. 4.5. Опытные характеристики компрессорной решетки с углом изгиба  $\Delta\beta_p = 40^\circ$  и относительной толщиной  $\bar{c} = 0,1$

Примерный график зависимости  $k_s = f(y/l)$  представлен на рис. 4.6. К сожалению, еще не накоплен достаточный опытный материал, позволяющий учесть зависимость коэффициента  $k_s$  от таких важных факторов, как, например, тип применяемого облопачивания, относительная высота лопаток. Однако, как можно судить по имеющимся опытным данным, характер зависимости мало изменяется с изменением типа облопачивания и других факторов. Поэтому использование зависимости, подобной изображенной на рис. 4.6, позволяет заметно уточнить определение меридиональных скоростей и, следовательно, повысить к. п. д. ступени.

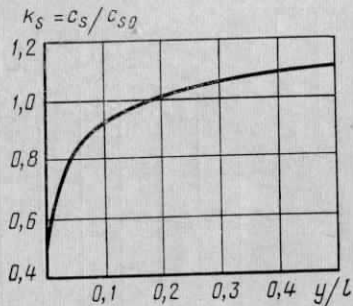


Рис. 4.6. Примерный график зависимости  $k_s = f(y/l)$

С целью удобства вычислений зависимость  $k_s(\eta)$  можно представить в виде

$$k_s \approx k_{s0} [4\eta(1-\eta)]^{1/m}, \quad (4.11)$$

где  $\eta = y/l$ ;  $k_{s0}$  — постоянная, определяемая с помощью уравнения неразрывности;  $m = 4-8$ . Очевидно, что величина  $m$  тем больше, чем больше число  $Re$  и высота лопаток (точнее говоря, чем больше  $l/b$ ).

При такой аппроксимации коэффициента  $k_s$  определение скоростей не вызывает затруднений. Вначале

находят  $k_{s0}$ , для чего используют уравнение неразрывности

$$G \approx \int_{r_k}^{r_n} \rho_0 c_{s0} 2\pi r dr = \int_{r_k}^{r_n} \rho c_s 2\pi r dr. \quad (4.12)$$

Пренебрегая небольшим отличием в величинах плотностей  $\rho$  и  $\rho_0$  и заменяя  $c_s$  с помощью (4.11) и (4.10), получим

$$k_{s0} = \frac{\int_0^1 c_{s0} (\eta_k + \eta) d\eta}{\int_0^1 c_{s0} (\eta_k + \eta) [4\eta(1-\eta)]^{1/m} d\eta}, \quad (4.13)$$

где  $\eta_k = r_k/l$ .

Далее вычисляют

$$c_s = k_{s0} c_{s0} [4\eta(1-\eta)]^{1/m}. \quad (4.14)$$

Представление о влиянии концевых потерь на распределение меридиональных проекций скоростей дает рис. 4.7.

Практически при профилировании лопаток неизбежно приходится вносить поправки в расчетное распределение скоростей вблизи концов лопаток, где скорость равна нулю. Для возможности выполнения лопаток в сечениях  $y=0$  и  $y=l$  приходится принимать  $k_s = 0,5-0,6$ , как это показано на рис. 4.6.

Расчет треугольников скоростей. Треугольники скоростей в ступени компрессора рассчитывают в нескольких сечениях по высоте лопаток (5-7 сечений).

Закон изменения окружных проекций скоростей по высоте лопаток выбирают в соответствии с принятым типом ступени. Если выбран закон изменения скорости  $c_{1u}$ , то  $c_{2u}$  обычно находят из условия постоянства теплоперепада по высоте лопаток:

$$\dot{c}_{2u} = (H_u + u_1 c_{1u}) / u_2.$$

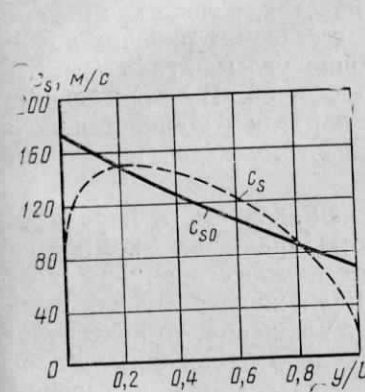


Рис. 4.7. Теоретический (—) и действительный (---) законы изменения меридиональной проекции скорости по высоте лопаток

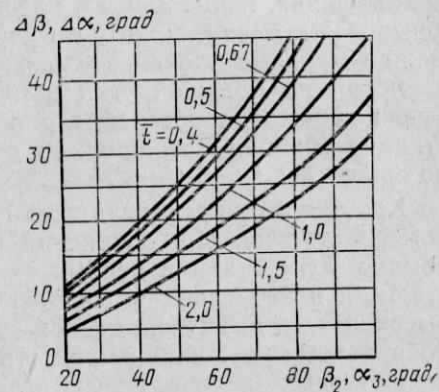


Рис. 4.8. График для выбора относительного шага решетки  $i$  компрессорных профилей

Целесообразно теплоперепад в периферийном сечении увеличить на 5-10%, чтобы компенсировать влияние утечек в зазоре между рабочими лопатками и корпусом.

Определение углов потока на входе и выходе из решеток не вызывает затруднений:

$$\operatorname{tg} \beta_1 = c_{1s} / (u_1 - c_{1u}), \quad \operatorname{tg} \beta_2 = c_{2s} / (u_2 - c_{2u}), \quad \operatorname{tg} \alpha_2 = c_{2s} / c_{2u}, \quad \operatorname{tg} \alpha_3 = c_{3s} / c_{3u}$$

где  $\alpha_3$  и  $c_3$  совпадают с  $\alpha_1$  и  $c_1$  последующей ступени.

Обозначения скоростей и углов показаны на рис. 4.4.

При определении соответствующих углов лопаток необходимо правильно выбрать угол атаки  $i_p = \beta_{1p} - \beta_1$  и рассчитать угол отставания потока  $\delta = \beta_{2p} - \beta_2$ , значительно больший, чем в решетках турбин.

Выбор угла атаки. Оптимальный угол атаки  $i_{\text{опт}}$ , при котором к. п. д. решетки достигает максимальной величины, согласно опытным исследованиям плоских решеток изменяется в пределах от  $-3$  до  $+3^\circ$ . Меньшие значения соответствуют большим относительным шагам и большим углам изгиба профилей. Ориентировочно оптимальный угол атаки можно определять по эмпириче-

ской формуле, полученной на основании испытаний плоских пакетов профилей:

$$i_{\text{онт}} \approx 4 - 0,4 \Delta\beta_p (\bar{t}_p - 0,6), \quad (4.15)$$

пригодной в диапазоне углов изгиба профилей  $\Delta\beta_p = 15-40^\circ$  и относительных шагов  $\bar{t}_p = t_p/b_p = 0,7 \div 1,2$ .

Однако при расчете ступени далеко не всегда целесообразно принимать оптимальный угол атаки. В корневых сечениях рабочих лопаток пограничный слой на профилях меньше, чем на тех же профилях, испытанных в плоских пакетах, вследствие действия центробежных сил. Поэтому в корневых сечениях рабочих лопаток можно принимать сравнительно большие углы атаки  $i_k = 3 \div 5^\circ$ , несмотря на большой угол изгиба профилей. В периферийных сечениях условия обтекания рабочих лопаток ухудшаются вследствие набухания пограничного слоя; поэтому здесь целесообразно принимать  $i_n = 0 \div -2^\circ$ .

Кроме того, выбор угла атаки должен зависеть от порядкового номера ступени. При снижении частоты вращения компрессора обычно углы атаки в первых ступенях компрессоров ГТУ возрастают, а в последних уменьшаются. Если желательно обеспечить высокий к. п. д. ГТУ на низкой частоте вращения, то целесообразно в первых ступенях принимать несколько заниженные (против оптимальных значений) углы атаки, а в последних — завышенные.

Выбор относительного шага. Относительный шаг решеток принимают несколько меньше оптимального, чтобы обеспечить некоторый «аэродинамический запас прочности», поскольку при оптимальном относительном шаге небольшое увеличение угла атаки (против расчетного значения) может привести к резкому снижению к. п. д. вследствие отрыва потока.

Определять относительный шаг можно по рис. 4.8 в зависимости от угла выхода потока из решетки  $\beta_2$  и угла поворота потока  $\Delta\beta = \beta_2 - \beta_1$ . График, приведенный на рис. 4.8, построен на основании опытных данных [35] и соответствует следующему условию: расчетный угол поворота потока при принятом относительном шаге составляет 90% от максимального для данной решетки. Заметим, что максимальный к. п. д. достигается при отклонении потока, составляющем примерно 95% от максимального. Таким образом «аэродинамический запас прочности» принят 5% от угла поворота потока, что соответствует уменьшению угла атаки на  $1-2^\circ$  против оптимальной величины.

Хорда профилей направляющих лопаток может изменяться по высоте лопаток, что позволяет обеспечить расчетный относительный шаг во всех сечениях. Хорду профилей рабочих лопаток обычно принимают постоянной по высоте лопаток; увеличению хорды к периферии препятствуют требования прочности. Поэтому относительный шаг принимают равным расчетному на среднем диаметре. Во избежание чрезмерного снижения к. п. д. желательно иметь относительный шаг в корневых сечениях рабочих лопаток не меньше  $\bar{t}_k = 0,6 \div 0,7$ .

Угол отставания потока на расчетном режиме при малых числах Маха можно определять по эмпирической формуле Хоуэлла

$$\delta = m \Delta\beta_p \sqrt{\bar{t}}, \quad (4.16)$$

в которой  $m$  — коэффициент, зависящий от формы средней линии и угла выхода потока;

$$m = 0,23 (2\bar{a})^2 + (90 - \beta_2)/500. \quad (4.17)$$

Безразмерный коэффициент  $\bar{a}$  равен отношению координаты сечения  $a$ , где прогиб средней линии  $y$  максимален, к хорде профиля:  $\bar{a} = a/b$ ;  $\bar{a} = 0,4-0,5$ .

Формула (4.16) получена при обработке результатов испытаний плоских пакетов в среднем сечении лопаток, т. е. без учета влияния концевых потерь, и, кроме того, при малых числах Маха. Влияние концевых потерь сказывается на увеличении угла отставания потока; для коротких лопаток, характеризующихся относительной длиной  $l/b = 1$ , возрастание угла  $\delta$  в среднем по высоте лопаток может достигать  $1^\circ$ . При больших дозвуковых скоростях ( $M_1 = \omega_1/a_1 = 0,8 \div 0,85$ ) возможно дополнительное увеличение  $\delta$  также примерно на  $1^\circ$ . Следует отметить, что неточность определения угла отставания потока является основной причиной несоответствия расчетного и действительного теплоперепадов ступеней компрессора. Действительно, ошибке при определении угла  $\delta$  в  $1^\circ$  соответствует ошибка в подсчете теплоперепада в несколько процентов. Так, легко убедиться, что средним значениям углов  $\beta_1 = 35^\circ$ ,  $\beta_2 = 55^\circ$  и действительному углу выхода  $\beta_2' = 54^\circ$  соответствует ошибка при определении теплоперепада 3,7%.

Углы лопаток находятся по формулам

$$\beta_{1p} = \beta_1 + i_p; \quad (4.18)$$

$$\beta_{2p} = \beta_2 + \delta. \quad (4.19)$$

Но последняя формула неудобна для определения  $\beta_{2p}$ , поскольку угол  $\delta$  сам зависит от угла  $\beta_{2p}$ . Преобразуя эту формулу с учетом зависимостей (4.16) и (4.17), окончательно получим

$$\beta_{2p} = \frac{\beta_2 - m \sqrt{\bar{t}_p} \beta_{1p}}{1 - m \sqrt{\bar{t}_p}}. \quad (4.20)$$

Построение профилей лопаток. В практике компрессоростроения хорошо зарекомендовал себя следующий способ построения профилей. Вначале строят в большом масштабе (10:1, 5:1) среднюю линию профиля с заданными углами  $\beta_{1p}$  и  $\beta_{2p}$ , измеряемыми от касательных к средней линии во входной и выходной кромках (рис. 4.9). Среднюю линию принимают в виде дуги окружности, параболы или близкой к параболе кривой. Можно, на-

пример, строить среднюю линию в виде кривой, определяемой уравнением

$$\frac{1}{y} = \frac{c_1}{x} + \frac{c_2}{b-x}. \quad (4.21)$$

Система координат  $x, y$ , показана на рис. 4.9. В (4.21)  $b$  — длина хорды (при нулевой толщине профилей);  $c_1$  и  $c_2$  — постоянные, определяемые из условия обеспечения заданных углов  $\beta_{1p}$  и  $\beta_{2p}$  и принятой безразмерной координаты  $\bar{a} = a/b$ , определяющей

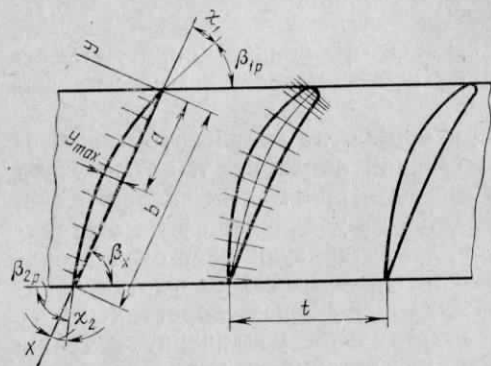


Рис. 4.9. К построению профилей

Обозначения углов  $\chi_1$  и  $\chi_2$  показаны на рис. 4.9. Видно, что между углами  $\chi_1$  и  $\beta_{1p}$ ,  $\chi_2$  и  $\beta_{2p}$  существуют зависимости:  $\beta_{1p} = \beta_x - \chi_1$ ;  $\beta_{2p} = \beta_x + \chi_2$ . Как уже указывалось, параметр  $\bar{a}$  принимают в пределах 0,4—0,5.

После построения средней линии переходят к построению профиля. Для этой цели выбирают аэродинамически совершенный исходный симметричный профиль и перестраивают его таким образом, чтобы его средняя линия совпала с построенной средней линией профиля. Таблицы координат исходных профилей можно найти в специальной литературе по компрессорам. Обычно в таблицах даются безразмерные координаты  $\bar{x}_n = \frac{x_n}{b_n} 100$  и  $\bar{y}_n = \frac{y_n}{c_n} 100$ , причем координата  $x_n$  определяет расстояние вдоль хорды от входной кромки, а  $y_n$  — определяет толщину профиля;  $b_n$  и  $c_n$  — соответственно хорда и максимальная толщина исходного профиля.

Построение профиля производят следующим образом. Разбивают среднюю линию профиля на участки соответственно участкам исходного профиля для тех же значений  $x_n$ ; в полученных точках проводят перпендикуляры к средней линии и вдоль них откладывают толщину профиля  $y_n$ , подсчитанную по формуле

$$y_n = \bar{y}_n \bar{c} b_n / 100, \quad (4.23)$$

в которой  $\bar{c}$  — принятая в данном сечении относительная толщина профиля, а  $b_n \approx b$ .

Относительную толщину профилей рабочих лопаток в корневом сечении принимают от 10 до 15%; к вершинам лопаток относительную толщину уменьшают, что снижает напряжения растяжения в лопатках. При больших числах Маха целесообразно снижать  $\bar{c}$  к вершине лопатки до 4—5%, при малых числах  $M$  — до 6—7%. Такая рекомендация вызвана тем, что местная скорость на тонком профиле лишь незначительно превышает скорость набегающего потока и, следовательно, критическая скорость достигается при большем числе  $M_1$ . Однако профили с большей относительной толщиной имеют более пологие характеристики, т. е. менее чувствительные к влиянию угла атаки. Поэтому при малых числах  $M_1$  предпочтительны сравнительно толстые профили. Относительную толщину направляющих лопаток принимают в пределах 8—10%.

Изложенный способ построения профилей применим при углах изгиба профилей не более 40—45° и обеспечивает высокую эффективность решеток.

#### § 4.5. Примеры расчета компрессоров

**Пример 4.1.** Рассчитать компрессор на следующие условия работы: начальная температура воздуха перед компрессором (по параметрам торможения)  $T_a^* = 290$  К; начальное давление воздуха (по параметрам торможения)  $p_a^* = 10^5$  Па; отношение давлений в компрессоре  $\varepsilon = 6,93$ ; расход воздуха  $G = 160$  кг/с; частота вращения  $n = 50$  с<sup>-1</sup>.

Принятые параметры соответствуют ГТУ мощностью 25 мВт. Приводимый пример является продолжением примера 2.1 расчета ГТУ, причем принято  $\lambda = \delta/\varepsilon = 0,96$  (ГТУ без регенерации).

Решение. Принимаем средние значения характеристик воздуха:  $R = 287$  кДж/(кг·К);  $c_p = 1,005$  кДж/(кг·К) ( $k = 1,4$ ) и подсчитываем параметр  $m = (k - 1)/k = 0,286$ .

Для определения параметров воздуха перед первой и за последней ступенями оценим примерные значения скоростей и к. п. д.: скорость во входном патрубке  $w_a = 40$  м/с; скорость перед первой ступенью  $c_1 = 150$  м/с; скорость в выходном патрубке  $w_b = 40$  м/с; скорость за последней ступенью  $c_2 = 120$  м/с; к. п. д. входного патрубка  $\eta_{вх} = 0,9$ ; к. п. д. выходного патрубка  $\eta_{вых} = 0,5$ ; к. п. д. компрессора  $\eta_k = 0,88$ . Значения  $c_1$  и  $c_2$  приняты ориентировочно и будут в дальнейшем уточнены.

Плотность воздуха перед компрессором, найденная по параметрам торможения:

$$\rho_a^* = \frac{p_a^*}{RT_a^*} = \frac{10^5}{287 \cdot 290} = 1,2 \text{ кг/м}^3.$$

Потеря давления торможения во входном патрубке

$$\Delta p_a^* \approx \frac{1 - \eta_{вх}}{\eta_{вх}} \rho_a^* \frac{c_0^2 - w_a^2}{2} = \frac{0,1}{0,9} 1,2 \frac{150^2 - 40^2}{2} = 1390 \text{ Па}$$

$$(c_0^2 \approx c_1^2).$$

Давление торможения перед первой ступенью

$$p_1^* = p_a^* - \Delta p_a^* = 10^5 - 1390 = 0,986 \cdot 10^5 \text{ Па.}$$

Температура воздуха перед первой ступенью

$$T_1 = T_a^* - \frac{c_1^2}{2c_p} = 290 - \frac{150^2}{2 \cdot 1005} = 278,8 \text{ К.}$$

Давление перед первой ступенью

$$p_1 = p_1^* \left( \frac{T_1}{T_1^*} \right)^{1/m} = 0,986 \cdot 10^5 \left( \frac{278,8}{290} \right)^{3,5} = 0,862 \cdot 10^5 \text{ Па}$$

$$(T_1^* = T_a^*).$$

Плотность воздуха перед первой ступенью

$$\rho_1 = \frac{p_1}{RT_1} = \frac{0,862 \cdot 10^5}{287 \cdot 278,8} = 1,076 \text{ кг/м}^3.$$

Объемный расход воздуха через первую ступень

$$V_1 = G/\rho_1 = 160/1,076 = 149 \text{ м}^3/\text{с.}$$

Для определения окружной скорости концов рабочих лопаток первой ступени  $u_{1n}$  воспользуемся формулой (4.1), приняв в ней  $\varphi_1 = 0,6$  и  $v_1 = 0,65$ :

$$u_{1n} = 4\pi \sqrt[3]{\frac{n^2 V_1}{\varphi_1 (1 - v_1^2)}} = 4\pi \sqrt[3]{\frac{50^2 \cdot 149}{0,6 (1 - 0,65^2)}} = 238 \text{ м/с.}$$

Меридиональная проекция скорости перед первой ступенью:

$$c_{1s} = \varphi_1 u_{1n} = 0,6 \cdot 238 = 143 \text{ м/с.}$$

Диаметры первой ступени:

$$d_{1n} = u_{1n}/(\pi n) = 238/(\pi \cdot 50) = 1,52 \text{ м}; d_{1k} = v_1 d_{1n} \approx 1 \text{ м.}$$

Высота рабочих лопаток первой ступени

$$l_1 = (d_{1n} - d_{1k})/2 = (1,52 - 1)/2 = 0,26 \text{ м.}$$

Теперь произведем аналогичную оценку параметров воздуха за последней ступенью и размеров последней ступени.

Давление торможения за компрессором

$$p_b^* = \varepsilon p_a^* = 6,93 \cdot 10^5 \text{ Па.}$$

Температуру торможения за компрессором найдем по располагаемому теплотеплоперепаду:

$$H_0^* = c_p T_a^* (\varepsilon^m - 1) = 1,005 \cdot 290 (6,93^{0,286} - 1) = 216 \text{ кДж/кг}; H_0 \approx H_0^*;$$

$$T_b^* = T_a^* + \frac{1}{\gamma^*} \cdot \frac{H_0^*}{c_p} = 290 + \frac{216}{0,88 \cdot 1,005} = 534 \text{ К.}$$

Плотность воздуха за компрессором (по параметрам торможения)

$$\rho_b^* = R_b^*/(RT_b^*) = 6,93 \cdot 10^5/(287 \cdot 534) = 4,52 \text{ кг/м}^3.$$

Потеря полного давления в выходном патрубке

$$\Delta p_b^* \approx (1 - \eta_{\text{вых}}) \rho_z \frac{c_z^2 - w_b^2}{2} = (1 - 0,5) 4,52 \frac{120^2 - 40^2}{2} = 14500 \text{ Па}$$

$$(\rho_z \approx \rho_b^*).$$

Давление торможения за последней ступенью:

$$p_z^* = p_b^* + \Delta p_b^* = 6,93 \cdot 10^5 + 0,145 \cdot 10^5 = 7,075 \cdot 10^5 \text{ Па.}$$

Температура воздуха за последней ступенью

$$T_z = T_b^* - \frac{c_z^2 - w_b^2}{2c_p} = 534 - \frac{120^2 - 40^2}{2 \cdot 1005} = 527,6 \text{ К.}$$

Давление воздуха за последней ступенью

$$p_z = p_z^* \left( \frac{T_z}{T_z^*} \right)^{1/m} = 7,075 \cdot 10^5 \left( \frac{527,6}{534} \right)^{3,5} = 6,78 \cdot 10^5 \text{ Па.}$$

Плотность воздуха за последней ступенью

$$\rho_z = \frac{p_z}{RT_z} = \frac{6,78 \cdot 10^5}{287 \cdot 527,6} = 4,48 \text{ кг/м}^3.$$

С целью уменьшения числа ступеней компрессора примем периферийный диаметр рабочих лопаток постоянным:  $d_n = \text{const}$ . Диаметр корневых сечений рабочих лопаток последней ступени найдем с помощью уравнения неразрывности:

$$d_{zk} \approx \sqrt{d_n^2 - \frac{4G}{\pi \rho_z c_z}} = \sqrt{1,52^2 - \frac{4 \cdot 160}{\pi \cdot 4,48 \cdot 120}} = 1,39 \text{ м.}$$

Высота лопаток последней ступени:

$$l_z = (d_{1n} - d_{zk})/2 = (1,52 - 1,39)/2 = 0,065 \text{ м} = 65 \text{ мм.}$$

Переходим к оценке числа ступеней. Действительный теплоперепад в компрессоре

$$H_k = H_0/\eta_k = 216/0,88 = 245 \text{ кДж/кг.}$$

Теплоперепад первой ступени

$$H_1 = 0,8 u_{1k} c_{1s} = 0,8 \cdot 157 \cdot 143 \approx 18000 \text{ Дж/кг} = 18 \text{ кДж/кг}$$

$$(u_{1k} = \pi d_{1k} n = \pi \cdot 1 \cdot 50 = 157 \text{ м/с}).$$

Теплоперепад последней ступени

$$H_z = 0,8 u_{zk} c_{zs} = 0,8 \cdot 218 \cdot 120 = 20900 \text{ Дж/кг} = 20,9 \text{ кДж/кг}$$

$$(u_{zk} = u_{1k} d_{zk}/d_{1k} = 157 \cdot 1,39 = 218 \text{ м/с}).$$

Средний теплоперепад ступеней

$$H_{cp} \approx (H_1 + H_z)/2 = 18 + 20,9/2 = 19,45 \text{ кДж/кг.}$$

Число ступеней

$$Z = H_k/H_{cp} = 245/19,45 = 13.$$

Произведем расчет первой ступени. Окружные проекции скорости определим из условия  $r c_u = \text{const}$ , что обеспечивает почти постоянную по высоте лопаток меридиональную проекцию скорости  $c_{1s}$ . С целью снижения чисел  $M$  введем предварительную закрутку потока перед рабочим колесом в сторону вращения. Величину  $c_{1uk}$  (в корневом сечении лопаток) определим из условия обеспечения требуемого теплоперепада  $H_1$ , назначив максимальное значение  $c_{2uk} = u_k$ :

$$c_{1uk} \approx c_{2uk} - H_1/u_k = 157 - 18000/157 \approx 42 \text{ м/с.}$$

Найденным назначениям  $c_{2u}$  и  $c_{1u}$  соответствует степень реактивности

$$\theta_k = 1 - \left( \frac{c_{1u} + c_{2u}}{2u} \right)_k = 1 - \frac{42 + 157}{2 \cdot 157} = 0,37.$$

В других сечениях степень реактивности удобно определять по (4.8). Так, на периферии рабочих лопаток

$$\theta_n = 1 - (1 - \theta_k) (r_k/r_n)^2 = 1 - (1 - 0,37) 0,65^2 = 0,734.$$

Ограничиваясь расчетом треугольников скоростей и углов лопаток на среднем квадратичном диаметре

$$d_{1c} = \sqrt{(d_{1n}^2 + d_{1k}^2)/2} = \sqrt{(1,52^2 + 1)/2} = 1,29 \text{ м,}$$

примем  $c_{3s} = c_{2s} = c_{1s} = 143 \text{ м/с}$ .

Далее находим:

$$c_{1u} = c_{1uk} d_k / d_c = 42 \cdot 1 / 1,29 = 32,5 \text{ м/с;}$$

$$u_1 = \pi \cdot 1,29 \cdot 50 = 202 \text{ м/с;}$$

$$c_{2u} = c_{1u} + H_1 / u = 32,5 + 18\,000 / 202 = 121,5 \text{ м/с;}$$

$$c_{3u} = 32,5 \text{ м/с;}$$

$$\operatorname{tg} \beta_1 = c_{1s} / (u_1 - c_{1u}) = 143 / (202 - 32,5) = 0,843, \beta_1 = 40^\circ;$$

$$\operatorname{tg} \beta_2 = c_{2s} / (u_2 - c_{2u}) = 143 / (202 - 121,5) = 1,78, \beta_2 = 60^\circ 30';$$

$$\operatorname{tg} \alpha_2 = c_{2s} / c_{2u} = 143 / 121,5 = 1,18, \alpha_2 = 49^\circ 30';$$

$$\operatorname{tg} \alpha_3 = c_{3s} / c_{3u} = 143 / 32,5 = 4,4, \alpha_3 = 77^\circ.$$

Относительные шаги на среднем диаметре  $\bar{t}_p$  и  $\bar{t}_n$  определяем по графику рис. 4.8 (а на остальных — в зависимости от принятого закона изменения хорды по высоте лопаток).

По  $\beta_2 = 60^\circ 30'$  и  $\Delta\beta = 20^\circ 30'$ , а также по  $\alpha_3 = 77^\circ$  и  $\Delta\alpha = 27^\circ 30'$  и рис. 4.8 находим:  $\bar{t}_p = 0,85$ ;  $\bar{t}_n = 0,85$ .

Для определения выходных углов лопаток принимаем  $\bar{a} = 0,4$  и по (4.17) находим  $m$ :

$$m_p = 0,23 (2\bar{a})^2 + \frac{90 - \beta_2}{500} = 0,23 (2 \cdot 0,4)^2 + \frac{90 - 60,5}{500} = 0,205;$$

$$m_n = 0,23 (2 \cdot 0,4)^2 + \frac{90 - 77}{500} = 0,173.$$

Назначив углы атаки (на среднем диаметре)  $i_p = i_n = 2^\circ$ , находим входные углы лопаток:

$$\beta_{1p} = \beta_1 + i_p = 40 + 2 = 42^\circ; \alpha_{2n} = \alpha_2 + i_n = 49,5 + 2 = 51,5^\circ.$$

По (4.20) вычисляем  $\beta_{2p}$  и  $\alpha_{3n}$ :

$$\beta_{2p} = \frac{\beta_2 - m_p \sqrt{\bar{t}_p} \beta_{1p}}{1 - m_p \sqrt{\bar{t}_p}} = \frac{60,5 - 0,205 \sqrt{0,85} 42}{1 - 0,205 \sqrt{0,85}} = 65^\circ;$$

$$\alpha_{3n} = \frac{\alpha_3 - m_n \sqrt{\bar{t}_n} \alpha_{2n}}{1 - m_n \sqrt{\bar{t}_n}} = \frac{77 - 0,173 \sqrt{0,85} 51,5}{1 - 0,173 \sqrt{0,85}} = 82^\circ.$$

Поскольку дальнейший расчет не вызывает затруднений, в заключение убедимся, что максимальный угол поворота потока и максимальное число  $M$  в ступени не превосходят допустимых величин. В нашем примере максимальный угол поворота потока достигается в корневом сечении рабочих лопаток, поскольку  $\theta_n < 0,5$ .

Так как принято  $c_{2uk} = u_k$ , то  $\beta_2 = 90^\circ$ .

$$\operatorname{tg} \beta_1 = \frac{c_{1s}}{u_1 - c_{1u}} = \frac{143}{152 - 42} = 1,24; \beta_1 = 51^\circ; \Delta\beta = \beta_2 - \beta_1 = 39^\circ.$$

Найденное значение  $\Delta\beta = 39^\circ$  близко к предельному, но может быть принято. Максимальное число  $M$  достигается у вершин рабочих лопаток:

$$c_{1un} = c_{1uk} d_k / d_n = 42 \cdot 1 / 1,52 = 27,6 \text{ м/с;}$$

$$w_1 = \sqrt{c_{1s}^2 + (u_{1n} - c_{1un})^2} = \sqrt{143^2 + (238 - 27,6)^2} = 254 \text{ м/с;}$$

$$a_1 = \sqrt{kRT_1} = \sqrt{1,4 \cdot 287 \cdot 278,8} = 335 \text{ м/с;}$$

$$M_{1n} = w_{1n} / a_1 = 254 / 335 = 0,76.$$

Полученное максимальное число  $M_{1n} = 0,76$  вполне приемлемо.

**Пример 4.2.** Найти основные размеры и число ступеней компрессора на следующие условия работы:  $T_a^* = 285 \text{ К}$ ;  $p_a = 10^5 \text{ Па}$ ;  $\varepsilon = 13$ ;  $G = 600 \text{ кг/с}$ ;  $n = 50 \text{ с}^{-1}$ .

**Решение.** Принимаем  $\eta_{вх} = 0,95$ ;  $\eta_k = 0,86$ ;  $w_a = 70 \text{ м/с}$ ;  $c_1 \approx 230 \text{ м/с}$ ;  $c_z = 150 \text{ м/с}$ ;  $v_1 = 0,5$ ;  $\varphi_1 \approx 0,7$ .

Аналогично предыдущему находим:  $p_1^* = 0,985 \cdot 10^5 \text{ Па}$ ;  $T_1 = 258,6 \text{ К}$ ;  $p_1 = 0,71 \cdot 10^5 \text{ Па}$ ;  $\rho_1 = 0,96 \text{ кг/м}^3$ ;  $V_1 = 625 \text{ м}^3/\text{с}$ ;  $u_{1n} = 335 \text{ м/с}$ ;  $d_{1n} = 2,13 \text{ м}$ . Вычисляем:  $c_{1s} = \varphi_1 u_{1n} = 236 \text{ м/с}$ ;  $a_1 = 20,1 \sqrt{T_1} = 323 \text{ м/с}$ .

Принимаем допустимое число  $M_{1n} = 1$  и вычисляем необходимый коэффициент  $\mu_{1n} = 1 - \sqrt{(M_{1n} a_1 / u_{1n})^2 - \varphi_1^2} = 0,34$ .

Чтобы оценить теплоперепад первой ступени, примем  $\mu_{1k} = \mu_{1n} = 0,34$  и по (4.6) найдем  $H_1 = u_{1k}^2 (1 - \mu_{1k}) = 18\,000 \text{ Дж/кг} = 18 \text{ кДж/кг}$ . Далее находим:  $H_k = 359 \text{ кДж/кг}$ ;  $T_b^* = 644 \text{ К}$ ;  $q_b^* = 7 \text{ кг/м}^3$ ;  $d_{zk} = 1,95 \text{ м}$ ;  $l_z = 90 \text{ мм}$ .

Теплоперепад последней ступени  $H_z = 0,8 u_{kz} c_{sz} = 36,5 \text{ кДж/кг}$ . Если принять линейный закон изменения теплоперепада по ступеням, то потребуется 13 ступеней.

## Камеры сгорания

## § 5.1. Назначение, устройство и принцип работы камеры сгорания ГТУ

Основным назначением камеры сгорания в ГТУ является получение рабочих газов с заданной температурой перед турбиной. Рабочие газы, поступающие из камеры сгорания в перепускной тракт и затем в турбину, представляют собой смесь продуктов сгорания топлива и избыточного воздуха.

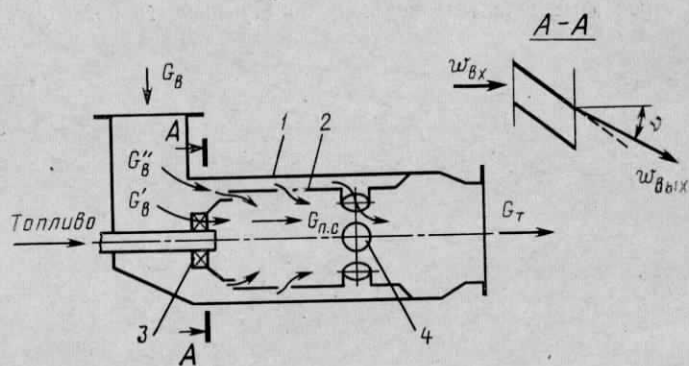


Рис. 5.1. Принципиальная схема камеры сгорания

Принципиальная схема камеры сгорания представлена на рис. 5.1. Основным несущим элементом камеры является корпус 1. Корпус камеры воспринимает внутреннее давление, а нанесенная на него внешняя изоляция обеспечивает низкую наружную температуру, не превышающую 45—50° С. Внутри корпуса камеры размещается жаровая труба 2, разделяющая входящий в камеру воздух  $G_B$  на два потока. Первый поток, первичный воздух, в количестве  $G_B'$  поступает во фронтное устройство, расположенное на входе в жаровую трубу. В простейшем случае фронтное устройство представляет собой регистр 3 с плоскими радиально установленными лопатками, обеспечивающими окружающую закрутку первичного воздуха. В центральной части фронтного устройства располагаются одна или несколько форсунок (при использовании жидкого топлива) или одна или несколько газовых горелок (при использовании газообразного топлива). Часто топливораздающее устройство обеспе-

чивает одновременно сжигание как жидкого, так и газообразного топлива.

Второй поток, вторичный воздух, в количестве  $G_B''$  через щели и отверстия поступает на охлаждение жаровой трубы и через смеситель 4 на разбавление продуктов сгорания ( $G_{п.с.}$ ) для получения рабочих газов  $G_T$  заданной температуры.

## § 5.2. Основные принципы организации рабочего процесса в камере сгорания

Рабочий процесс в камере сгорания, несмотря на простоту ее конструкции, чрезвычайно сложен. Физико-химические процессы смесеобразования, выгорания, теплообмена в топочном объеме и взаимодействия газового потока с элементами конструкции не удается в настоящее время в должной мере исследовать теоретическим и расчетным путем. Основным, а часто и единственным методом исследований закономерностей этих процессов и их связи с режимами работы и конструкцией камер сгорания являются эксперименты на моделях и в натурных условиях. В результате обобщения такого рода многочисленных исследований к работе камер сгорания были выработаны традиционные требования. Основными из них применительно к энергетическим ГТУ являются следующие:

1) возможность сжигания двух видов топлива: газообразного (природный или попутный газ) и жидкого, в частности его дешевых и недефицитных видов (дистиллятов коксования и мазутов);

2) минимальные потери от химического и механического недожогов, что обеспечивает высокий к. п. д. камеры сгорания  $\eta_{к.с.}$ . Под к. п. д. камеры понимают отношение тепла, переданного рабочему телу (воздуху) при сжигании топлива, к количеству тепла, которое выделяется при полном сгорании того же количества топлива. К. п. д. современных камер сгорания  $\eta_{к.с.}=0,98—0,99$  при сжигании жидких топлив и  $\eta_{к.с.}=0,99—1,0$  при сжигании газообразных топлив;

3) надежное зажигание и стабилизация факела в широком интервале изменения режимных параметров ГТУ;

4) равномерное (или специальным образом профилированное) поле температур газового потока перед турбиной;

5) минимальные гидравлические потери в камере (не выше 2,5—3,0% от давления в камере).

Эти требования должны выполняться при приемлемых габаритах камеры, что требует высоких теплонапряженностей объема и сечения камеры. В свою очередь большие теплонапряженности обуславливают высокую температуру основных деталей. Поэтому последние должны интенсивно охлаждаться, с тем чтобы их температура не превышала 700—800° С. Выполнение этих требований осуществляется соответствующей организацией процесса выгорания топлива и применением рациональных конструкций отдельных элементов камеры.

Для полного сгорания топлива в пределах жаровой трубы необходимы определенные условия, для уяснения которых достаточно представить основные фазы сжигания топлива. В камерах сгорания современных ГТУ используется в основном диффузионный принцип сжигания, заключающийся в том, что топливо (газообразное или жидкое) и окислитель (воздух) разделяются в зону горения. Поскольку для протекания реакции горения необходим непосредственный контакт топлива и окислителя, то важней-

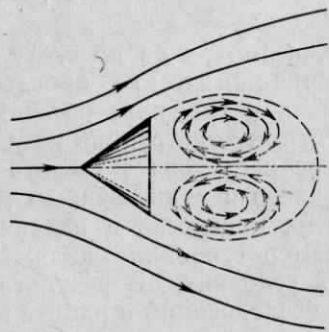


Рис. 5.2. Схема течения за плохо обтекаемым телом

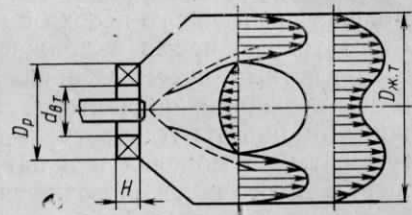


Рис. 5.3. Поля осевых скоростей за лопаточным регистром и вдали от него

шим требованием к организации рабочего процесса в камере является высокая степень турбулентности в зоне горения, обеспечивающая интенсивное перемешивание топлива и воздуха. Турбулизация потока в зоне горения интенсифицирует процессы теплообмена, обеспечивающие разогрев и испарение капель жидкого топлива, и процессы собственно горения за счет перехода от ламинарного к турбулентному горению.

Основным способом создания зоны горения с высокой турбулентностью является использование лопаточных регистров (завихрителей) или плохо обтекаемых тел. При обтекании плохо обтекаемого тела потоком происходит срыв потока (рис. 5.2) и образование кольцевого вихря с возвратным течением на оси тела.

Роль плохо обтекаемого тела в камере сгорания играет втулка регистра (рис. 5.3). Образующийся кольцевой вихрь будет вращаться вокруг оси за счет закрутки, создаваемой лопатками регистра. На рис. 5.3 показаны поля осевых скоростей в жаровой трубе с лопаточным регистром. За счет разрежения, возникающего на оси камеры, появляется зона обратных токов. Зона камеры, примыкающая к границе зоны обратных токов, является зоной наиболее высокой турбулентности.

Степень турбулизации потока зависит в основном от угла выхода потока из регистра  $\nu$  (см. рис. 5.1) и от величины

$$\Gamma = (q\omega^2)_{\text{вых}} / (q\omega^2)_{\text{вх}},$$

где  $\omega_{\text{вх}}$ ,  $\omega_{\text{вых}}$  — скорости воздуха соответственно на входе и выходе из регистра.

Чем больше угол выхода потока, т. е. чем больше закрутка, тем больше степень турбулизации и мощность вихря. С этой точки зрения выгодно иметь регистры с большими углами установки лопаток. Однако с увеличением угла выхода потока  $\nu$  гидравлическое сопротивление регистра увеличивается, и использование регистров с  $\nu > 55^\circ$  становится нецелесообразным. Поэтому на практике наибольшее распространение получили регистры с углами выхода потока  $30^\circ < \nu < 55^\circ$ .

Большое влияние на степень турбулизации зоны горения оказывают геометрические соотношения: втулочное отношение  $d_{\text{вт}}/D_p$  и особенно отношение диаметров регистра и жаровой трубы  $D_p/D_{\text{ж.т}}$  (рис. 5.3). В частности, установлено, что при отношениях  $D_p/D_{\text{ж.т}} > 0,6$  турбулизация, создаваемая регистром, быстро гаснет, перемешивание ухудшается, что затягивает процесс сжигания и ухудшает к. п. д. камеры. Поэтому для крупных стационарных ГТУ, размеры камеры которых велики, часто используют многорегистровые фронтные устройства, обеспечивающие высокую степень турбулентности на всех режимах работы ГТУ.

Таким образом, достаточно высокая степень турбулентности обеспечивает диффузионные стадии процесса сжигания: перемешивание, разогрев и испарение капель топлива. После этой фазы наступает кинетическая фаза химического соединения топлива с окислителем, обеспечивающая выделение большого количества тепла.

Важным моментом обеспечения хорошего перемешивания воздуха и топлива является подготовка последнего. При сжигании газообразного топлива дробление газа на мелкие струи и выбор их определенной дальности создают эффективное перемешивание с первичным воздухом. Для сжигания жидкого топлива его сначала нагревают и испаряют. Поскольку скорость нагрева и испарения пропорциональна площади испарения, то важно, чтобы топливо поступало в зону горения в мелкодисперсном состоянии. Для этого применяются специальные распыливающие устройства, называемые форсунками.

Наибольшее распространение получили центробежные форсунки (рис. 5.4). Топливо из камеры 1 через тангенциальный канал 2 попадает в камеру завихривания 3, в которой приобретает кроме окружной осевую составляющую скорости и в виде кольцевой закрученной струи вытекает из сопла 4. Струя топлива, вытекающая из сопла форсунки, неустойчива и распадается под действием гидродинамических сил, действующих на нее.

На рис. 5.5 изображена эпюра удельных расходов топлива (плотность орошения) за центробежной форсункой; основное количество топлива распределено по поверхности конуса с углом при вершине  $\phi$ , называемым углом распыливания. Для качественного сжигания топлива угол распыливания  $\phi$  должен быть согласован путем конструктивного подбора форсунки с поверхностью



нулевых осевых скоростей (зоной обратных токов, рис. 5.3). Топливный конус должен примыкать снаружи к зоне обратных токов, поскольку это, во-первых, зона высоких градиентов скоростей и интенсивного перемешивания и, во-вторых, зона достаточных коэффициентов избытка воздуха.

Процесс собственно горения представляет собой совокупность химических реакций, подчиняющихся всем законам химической кинетики. Применительно к камерам сгорания желательно иметь как можно более высокую скорость сгорания топлива, так как это

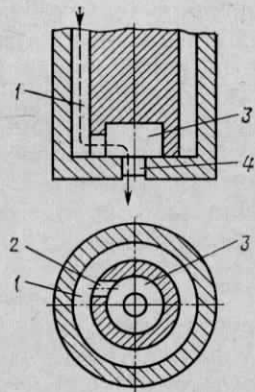


Рис. 5.4. Распылитель центробежной форсунки

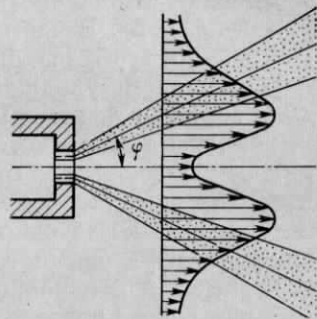


Рис. 5.5. Истечение топлива из центробежной форсунки

уменьшает габариты камеры. Скорость химической реакции в наибольшей степени зависит от температуры, поэтому поддержание в зоне горения соответствующей высокой температуры является совершенно необходимым условием для быстрого и полного сгорания топлива.

Температура рабочих газов на выходе из камеры сгорания находится на уровне  $800^{\circ}\text{C}$  у неохлаждаемых и  $1000\text{--}1200^{\circ}\text{C}$  у охлаждаемых газовых турбин. Организовать качественный процесс сжигания топлива при этих условиях невозможно: вместо интенсивного горения будет иметь место медленное окисление топлива. Отсюда следует важнейшее правило организации процесса сжигания: разделение камеры на две зоны, в одной из которых происходит процесс сжигания и поддерживается высокая температура, а во второй образуются рабочие газы заданной температуры. Конструктивно это разделение осуществляется установкой жаровой трубы со смесителем и разделением воздуха, поступающего в камеру, на первичный и вторичный (см. рис. 5.1). Пространство камеры между регистром и смесителем внутри жаровой трубы образует зону горения, а участок камеры за смесителем — зону смешения и образования рабочих газов.

На рис. 5.6 показана качественная картина изменения температур  $T$  потоков воздуха по длине камеры сгорания  $x$ .

Температура в зоне горения зависит от ряда факторов: температуры поступающего воздуха; теплотворной способности топлива; соотношения между количествами топлива и первичного воздуха. Чем выше температура воздуха и теплотворность топлива, тем выше температура горения. При зафиксированных этих величинах максимальная температура горения будет получена при коэффициенте избытка первичного воздуха  $\alpha_1=1$ . Однако при диффузионном сжигании топлива химическая реакция горения является лишь последним этапом сгорания, качество которого в целом определяется и первым, «диффузионным» этапом. Для полного окисления топлива в условиях неоднородных полей концентрации топлива и воздуха требуется большее количество последнего. Обычно в современных камерах выбирают средние значения  $\alpha_1=1,3\div 2,5$  при номинальных режимах работы ГТУ. Максимальные температуры факела в зоне горения достигают  $1600\text{--}1800^{\circ}\text{C}$ .

Стабильное горение движущейся горячей смеси осуществляется при равенстве скоростей потока и распространения пламени. В камерах сгорания ГТУ скорости движения потока значительно больше ( $20\text{--}40\text{ м/с}$ ), чем скорости распространения пламени ( $50\text{--}100\text{ см/с}$ ). Поэтому для удержания горящего факела в устойчивом положении необходимо применять специальные меры по созданию постоянных источников зажигания, называемых стабилизаторами фронта пламени.

В камерах сгорания используются два основных способа стабилизации факела. Первый способ состоит в осуществлении аэродинамической рециркуляции продуктов сгорания. При установке в камере плохо обтекаемых тел и регистров (как уже упоминалось, см. рис. 5.2 и 5.3) за последними возникает зона обратных токов, в которой происходит перенос молей горящего топлива навстречу поступающим свежим порциям топлива. За счет тепла подсасываемых к корню факела продуктов сгорания происходит подогрев, испарение и зажигание свежих порций топлива.

При изменении режима работы ГТУ, когда соотношение между количествами воздуха и топлива, поступающих в камеру, изменяется в широком диапазоне, не всегда удается обеспечить устойчивую работу камеры только с помощью аэродинамической рециркуляции. Поэтому большое распространение особенно при сжигании природного газа получил второй способ стабилизации горения, заключающийся в установке дежурных горелок или форсунок. Последние являются источником постоянного поджигания топлива.

На рис. 5.7 показана схема диффузионной регистровой горелки типа «грибок» для сжигания природного газа. Горелка конструктивно включает в себя дежурную горелку, размещенную в центре основной. Устойчивость дежурного факела обеспечивается, во-первых, малыми избытками воздуха ( $\alpha_{\text{деж}} \approx 0,9$ ) и, во-вторых,

малыми и постоянными скоростями истечения топливного газа, лежащими в пределах 8—15 м/с (против 50—90 м/с для основного газа). Условия горения дежурного факела, конечно, не оптимальны; его полнота выгорания невелика, однако это не оказывает существенного влияния на общий к. п. д. камеры, так как расход топлива на дежурный факел на номинальном режиме не превышает нескольких процентов от общего расхода топлива.

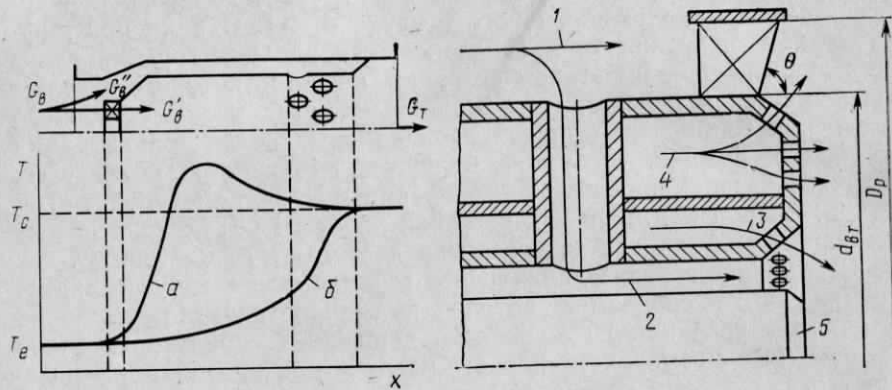


Рис. 5.6. Изменение температуры потоков в камере сгорания:  
а—первичный воздух; б—вторичный воздух

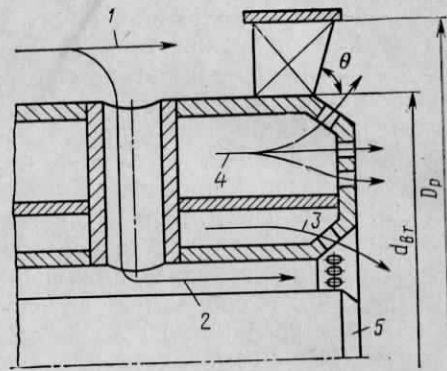


Рис. 5.7. Диффузионная регистровая горелка типа «грибок»:  
1—основной воздух; 2—дежурный воздух; 3—дежурный газ; 4—основной газ; 5—форсунка

Одним из главных показателей работы камеры сгорания является температурное поле продуктов сгорания на выходе. Его температурная неравномерность и профиль во многом определяют ресурс двигателя. Снижение температуры продуктов сгорания до рабочей температуры газов и формирование температурного поля газового потока перед турбиной осуществляются в смесительном устройстве камеры сгорания. Наиболее широкое применение в газотурбинной практике нашли «дырчатые» и сопловые смесители, в основу работы которых положен принцип многоструйного смешения. «Дырчатые» смесители применяются при диаметре жаровой трубы  $D_{ж.т} < 300—320$  мм и выполняются с круглыми и овальными отверстиями. Для увеличения дальнобойности воздушных струй в камерах сгорания с большими диаметрами жаровых труб применяют сопловые смесители.

В последнее время широкое распространение находит конструкция аэродинамического смесителя НЗЛ (см. рис. 5.12). Интенсификация процесса смешения с помощью закрученных парных вихрей позволяет на коротком участке получить газовый поток со степенью неравномерности всего в несколько процентов.

Как уже указывалось, максимальная температура факела составляет 1600—1800°С. Поэтому горящий факел является мощным источником тепловой энергии, действию которого подверже-

ны все элементы камеры. В наиболее тяжелых условиях работает жаровая труба. Только наличие интенсивного охлаждения может гарантировать заданный срок службы металла жаровой трубы.

Для охлаждения жаровой трубы используют вторичный воздух. Наиболее простой конструкцией жаровой трубы является телескопическая труба (рис. 5.8), в которой осуществляется ком-

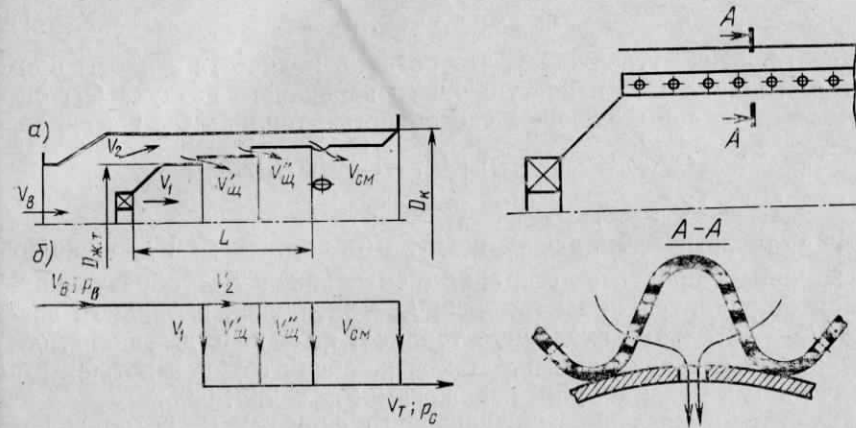


Рис. 5.8. Схема охлаждения телескопической трубы (а) и гидравлическая схема (б)

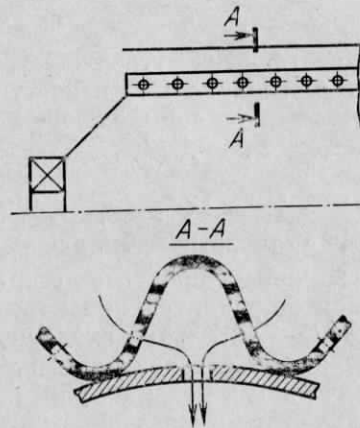


Рис. 5.9. Схема конструкции двухстенной жаровой трубы с наружной гофрировкой

бинированное охлаждение отдельных обечаек за счет внешнего обдува и внутренней воздушной завесы. Основной недостаток такой конструкции — высокий осевой градиент температур вдоль обечаек.

Другие многочисленные конструкции жаровых труб основаны на улучшении эффекта охлаждения за счет увеличения поверхности охлаждения и интенсификации самого процесса охлаждения. Пример одной из таких схем охлаждения, разработанной ЛМЗ, представлен на рис. 5.9.

Рассмотренные принципы конструирования камер сгорания являются основными и, естественно, не охватывают всех задач, которые приходится решать в процессе конструирования и доводки камер.

### § 5.3. Тепловой и гидравлический расчеты камеры сгорания

Расчет камеры проводится после расчета схемы ГТУ, в результате которого получают исходные данные для расчета: параметры воздуха на входе в камеру и его расход; характеристики чистых продуктов сгорания топлива; общий коэффициент избытка воздуха  $\alpha$  и некоторые другие. Кроме того, необходимо наметить общую конструктивную схему камеры. В результате расчета камеры получают основные размеры камеры и ее элементов. Далее оценива-

ют надежность камеры, определяемую, в первую очередь, температурой жаровой трубы.

Тепловой расчет камеры начинается с установления связи между коэффициентом избытка первичного воздуха  $\alpha_1$  и адиабатической температурой горения  $t_{ад}$ .

Запишем уравнение теплового баланса факела для 1 кг топлива:

$$Q_{п.с} - Q_{н1} = Q_r. \quad (5.1)$$

Это соотношение утверждает, что разница количеств теплоты продуктов сгорания  $Q_{п.с}$  и поступающего первичного воздуха  $Q_{в1}$  определяется тепловыделяющей способностью топлива  $Q_r$ . Очевидно:

$$Q_{п.с} = V_{п.с}^0 i_{п.с}^0(t_{ад}) + (\alpha_1 - 1) V^0 i_b(t_{ад});$$

$$Q_{в1} = \alpha_1 V^0 i_b(t_b); \quad Q_r = Q_p^H \eta_\phi + i_r,$$

где  $V^0$  — теоретический расход воздуха (объемный);  $V_{п.с}^0$  — количество чистых продуктов сгорания с энтальпией  $i_{п.с}^0$ , образующихся при сгорании единицы топлива;  $i_b$  — энтальпия входящего воздуха;  $i_r$  — энтальпия входящего топлива;  $\eta_\phi$  — к. п. д. факела, определяемый отдачей тепла на стенки жаровой трубы и потерями с химическим и механическим недожогами;  $\eta_\phi = 0,9 \div 0,96$ .

Подставляя последние соотношения в формулу (5.1), получают соотношение для определения  $\alpha_1$ :

$$\alpha_1 = \frac{\eta_\phi Q_p^H + V^0 i_b(t_b) + i_r - V_{п.с}^0 i_{п.с}^0(t_{ад})}{V^0 [i_b(t_{ад}) - i_b(t_b)]}. \quad (5.2)$$

Для каждого значения адиабатической температуры горения  $t_{ад}$  с помощью тепловой диаграммы заданного топлива (или таблиц) определяют энтальпию чистых продуктов сгорания  $i_{п.с}^0$ . Величина  $i_r$  также определяется видом топлива: для жидкого топлива она выбирается в соответствии с необходимой вязкостью, а для газообразного — в соответствии с калорийностью (для низкокалорийных газов требуется предварительный подогрев, осуществляемый обычно уходящими газами).

Построенная зависимость  $\alpha_1(t_{ад})$  позволяет выбрать  $\alpha_1$  и  $t_{ад}$  в указанных ранее пределах (см. § 5.2).

После определения коэффициента избытка первичного воздуха находят расходы первичного и вторичного воздуха:

$$V_1 = (\alpha_1 / \alpha) V_b, \quad V_2 = V_b - V_1, \quad (5.3)$$

где  $V_b$  — расход воздуха в камере.

Далее переходят к определению основных размеров камеры. Площадь сечения жаровой трубы  $F_{ж.т}$  определяется по удельной теплонапряженности

$$U_F = Q_p^H B \eta_{к.с} / (p_b F_{ж.т}),$$

которая для камер сгорания стационарных ГТУ выбирается в пределах  $U_F = (65 \div 77) 10^3$  кВт/(м<sup>2</sup> · МПа). Очевидно,

$$F_{ж.т} = \eta_{к.с} Q_p^H B / (p_b U_F), \quad (5.4)$$

где  $B$  — расход топлива. Диаметр жаровой трубы

$$D_{ж.т} = \sqrt{4F_{ж.т} / \pi}. \quad (5.5)$$

Длину зоны горения  $L$  (рис. 5.8) выбирают в зависимости от вида топлива и типа применяемого регистрирующего устройства [25]. Для газообразного топлива это отношение  $L/D_{ж.т} = 2,0 \div 2,4$ . Для жидкого топлива при использовании цилиндрических и плоскоконических регистров  $L/D_{ж.т} = 2,3 \div 2,5$ , а для конических и полуконических регистров  $L/D_{ж.т} = 2,0 \div 2,2$ .

Внутренний диаметр корпуса  $D_k$  определяют по скорости воздуха в кольцевом канале между жаровой трубой и корпусом  $\omega_{к.к}$ , необходимой для хорошего охлаждения жаровой трубы:

$$D_k = \sqrt{\frac{4V_2}{\pi \omega_{к.к}} - D_{ж.т}^2}. \quad (5.6)$$

Для определения размеров регистра, смесителя и других размеров задаются распределением расходов  $V_i$  через элементы камеры на основании имеющегося опыта. Размеры проходных сечений этих элементов определяются исходя из допустимой относительной величины потери давления

$$\lambda_{к.с} = \Delta p_{к.с} / p_b,$$

где  $\Delta p_{к.с}$  — потеря полного давления в камере сгорания. Для камер сгорания стационарных ГТУ  $\lambda_{к.с} = 2 \div 2,5\%$ .

Потери давления в камере сгорания складываются из так называемых изотермических потерь (при холодной продувке) и потерь, связанных с подводом тепла. Последние определяются по формуле

$$\Delta p_r = \zeta_r \rho_b \omega_{вх}^2 / 2, \quad (5.7)$$

где  $\rho_b$  и  $\omega_{вх}$  — плотность воздуха и скорость воздуха на входе в камеру сгорания;  $\zeta_r$  — коэффициент сопротивления, определяемый эмпирическим соотношением [25]:

$$\zeta_r = 2,2 (F_{вх} / F_{ж.т})^2 (T_c / T_b - 1), \quad (5.8)$$

где  $F_{вх}$  — площадь сечения камеры на входе;  $T_c$  — температура перед турбиной;  $T_b$  — температура воздуха на входе в камеру.

Таким образом, допустимая потеря статического давления

$$[\Delta p] = \Delta p_{к.с} - \Delta p_r. \quad (5.9)$$

В первом приближении можно считать, что вся потеря статического давления в некотором  $i$ -м потоке (любом из потоков  $V_{ш}^*$ ,  $V_{ш}^*$ ,  $V_{см}$  на рис. 5.8) происходит в  $i$ -м местном сопротивлении, и тогда

$$[\Delta p] = \zeta_i \frac{\rho \omega_i^2}{2} = \frac{\zeta_i}{F_i^2} \frac{\rho V_i^2}{2},$$

откуда следует формула для определения проходного сечения  $i$ -го элемента:

$$F_i = V_i \sqrt{\zeta_i / (2 [\Delta p])}. \quad (5.10)$$

В последних двух формулах  $\zeta_i$  — коэффициент сопротивления  $i$ -го элемента. Если коэффициенты сопротивления всех элементов одинаковы, то величины проходных сечений пропорциональны расходам.

Введя в соотношение (5.10) легко определяемые величины

$$\alpha_i = 2 [\Delta p] (qV_i^2), \quad (5.11)$$

получим

$$F_i = \sqrt{\zeta_i / \alpha_i}. \quad (5.12)$$

Коэффициенты сопротивления  $\zeta_i$ , вообще говоря, зависят от геометрии элементов, которая как раз и определяется. Поэтому соотношение (5.12), где  $\zeta_i = \zeta_i(F_i)$ , следует рассматривать как уравнение для определения  $F_i$ ; значения площадей  $F_i$  в большинстве случаев приходится определять методом последовательных приближений.

Например, для регистров коэффициент сопротивления  $\zeta_p$  зависит в основном от угла выхода потока  $\nu$  и втулочного отношения регистра  $d_{вт}/D_p$  (рис. 5.10) [25]. Задав эти величины, определяют  $\zeta_p$  и затем площадь регистра  $F_p$ , после чего, приняв один из размеров (например,  $d_{вт}$ ) определяют второй (например,  $D_p$ ) и проверяют правильность выбранного втулочного отношения.

Коэффициент сопротивления щелей определяют по формуле [25]

$$\zeta_{щ} = 2 \left( 1 - \frac{V_{2щ}}{V_{щ}} \cdot \frac{F_{щ}}{F_{к.щ}} \right), \quad (5.13)$$

где  $V_{2щ}$  и  $V_{щ}$  — расходы воздуха соответственно через кольцевой канал перед щелью и через саму щель;  $F_{к.щ}$ ,  $F_{щ}$  — площади соответственно кольцевого канала и самой щели. Очевидно, что уравнения (5.12) и (5.13) представляют собой

систему уравнений для определения площади щели  $F_{щ}$ .

Коэффициент сопротивления смесителей (дырчатых и сопловых) определяют по эмпирической формуле [25]

$$\zeta_{см} = A \left[ \frac{F_{отв}}{F_{к.к}} \left( \frac{w_{р.г}}{w_{см}} \right)^{0,5} \right]^{10,5},$$

где  $F_{отв}$  — площадь отверстий смесителя;  $F_{к.к}$  — площадь кольцевого канала;  $w_{р.г}$  — скорость рабочих газов за смесителем;  $w_{см}$  — скорость струй воздуха в смесителе; коэффициент  $A$  зависит от

типа смесителя, для дырчатых смесителей  $A=3$ ; для сопловых  $A=3,3$ .

Далее производят детальный расчет регистра устройства, смесителя, щелей и др.

**Пример 5.1.** Рассмотрим расчет камеры сгорания высокого давления установки ГТУ-100-750-2 ЛМЗ. Камера имеет блочную компоновку (рис. 5.11) и состоит из 12 жаровых труб.

Из теплового расчета схемы ГТУ получены следующие параметры: давление воздуха перед камерой  $p_b = 2,55$  МПа; температура воздуха перед камерой  $t_b =$

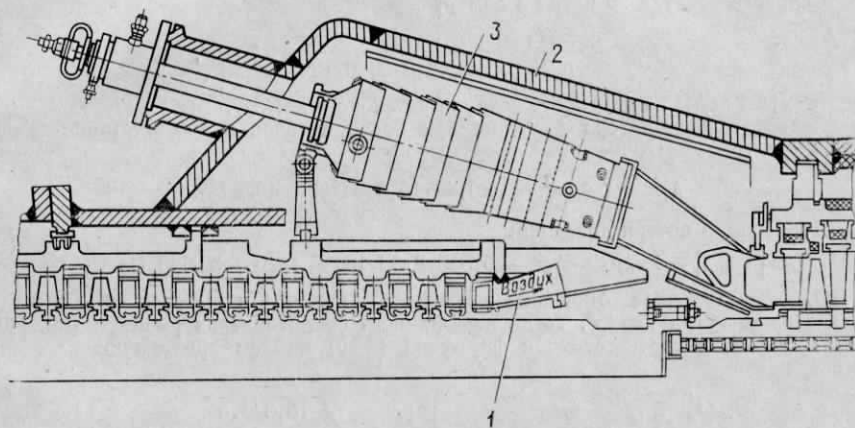


Рис. 5.11. Камера сгорания высокого давления ГТ-100-750-2 ЛМЗ

$= 270^\circ \text{C}$ ; температура газов за камерой  $t_c = 750^\circ \text{C}$ ; расход воздуха  $G_b = 440$  кг/с; топливо — природный газ Ставропольского месторождения; расход топлива  $B = 4,9$  кг/с; теплотворная способность топлива  $Q_p^H = 54,1$  МДж/кг; общий коэффициент избытка воздуха  $\alpha = 5,4$ ; относительное сопротивление камеры сгорания  $\lambda_{к.с} = 1,5\%$ .

Примем теплонапряженность сечения камеры  $U_F = 59,5 \cdot 10^3$  кВт/(м<sup>2</sup> · МПа) и к. п. д.  $\eta_{к.с} = 1$ . Площадь сечения одной жаровой трубы определяем с помощью формулы, аналогичной (5.4):

$$F_{ж.т} = \frac{\eta_{к.с} Q_p^H B}{p_b U_F n} = \frac{1 \cdot 54,1 \cdot 10^3 \cdot 4,9}{2,55 \cdot 59,5 \cdot 10^3 \cdot 12} = 0,132 \text{ м}^2,$$

где  $n$  — число жаровых труб, принятое равным двенадцати. Средний диаметр жаровой трубы

$$D_{ж.т} = \sqrt{4F_{ж.т}/\pi} = \sqrt{4 \cdot 0,132/3,14} = 0,41 \text{ м}.$$

Примем отношение  $L/D_{ж.т} = 2,5$ , тогда длина зоны горения камеры

$$L = 2,5 \cdot 0,41 = 1 \text{ м}.$$

Коэффициент избытка первичного воздуха примем равным  $\alpha_1 = 1,6$ . Соответственно расход воздуха на горение

$$G'_b = \alpha_1 G_b / \alpha = 1,6 \cdot 440 / 5,4 = 131 \text{ кг/с},$$

а расход вторичного воздуха

$$G''_b = G_b - G'_b = 440 - 131 = 309 \text{ кг/с}.$$

Для равномерной раздачи воздуха по всем жаровым трубам примем сравнительно небольшую скорость в кольцевом канале  $w_{к.к.} = 10$  м/с. Значение скорости  $w_{к.к.}$  позволяет выбрать размеры внешнего корпуса камеры, в котором располагаются все 12 камер.

Оценивая отношение  $F_{вх}/F_{ж.т} = 0,5$ , найдем площадь входного сечения

$$F_{вх} = 0,5 F_{ж.т} = 0,5 \cdot 0,132 = 0,066 \text{ м}^2$$

и по формуле (5.8) — коэффициент теплового сопротивления

$$\zeta_{\tau} = 2,2 \left( \frac{F_{вх}}{F_{ж.т}} \right)^2 \left( \frac{T_c}{T_b} - 1 \right) = 2,2 \cdot 0,5^2 \left( \frac{273 + 750}{273 + 270} - 1 \right) = 0,49.$$

Скорость воздуха на входе в камеру

$$w_{вх} = \frac{G_b}{\rho_b F_{вх} n} = \frac{440}{16,3 \cdot 0,066 \cdot 12} = 34 \text{ м/с},$$

где  $\rho_b = 16,3$  кг/м<sup>3</sup> — плотность воздуха на входе в камеру.

Следовательно, потеря давления при подводе тепла в соответствии с формулой (5.7):

$$\Delta p_{\tau} = \zeta_{\tau} \rho_b w_{вх}^2 / 2 = 0,49 \cdot 16,3 \cdot 34^2 / 2 = 4620 \text{ Па}.$$

Допустимая потеря давления:

$$[\Delta p_{к.с}] = \lambda_{к.с} \rho_b - \Delta p_{\tau} = 0,015 \cdot 2,55 \cdot 10^6 - 4620 = 33 \text{ 600 Па}.$$

Оценим втулочное отношение регистра  $d_{вт}/D_p = 0,4$  и выберем угол выхода потока из регистра  $\nu = 45^\circ$ . Тогда коэффициент сопротивления регистра (см. рис. 5.10)  $\zeta_p = 3,5$ ; в соответствии с формулой (5.10) найдем проходную площадь регистра

$$F_p = \frac{G'_b}{\rho_b n} \sqrt{\frac{Q_b \zeta_p}{2 [\Delta p_{к.с}]}} = \frac{131}{16,3 \cdot 12} \sqrt{\frac{16,3 \cdot 3,5}{2 \cdot 33 \text{ 600}}} = 0,0195 \text{ м}^2.$$

Исходя из размеров горелочно-форсуночного устройства зададимся диаметром втулки регистра (рис. 5.3)  $d_{вт} = 0,06$  м и определим его диаметр:

$$D_p = \sqrt{\frac{4 F_p}{\pi} + d_{вт}^2} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,0195}{3,14} + 0,06^2} = 0,138 \text{ м}.$$

Так как  $D_p/D_{ж.т} = 0,138/0,41 = 0,34$ , а  $d_{вт}/D_p = 0,06/0,138 = 0,42$ , то полученные размеры удовлетворяют оптимальным соотношениям  $D_p/D_{ж.т}$  и  $d_{вт}/D_p$  [25]. Ширина регистра (см. рис. 5.3)  $H = (0,15 \div 0,2) D_p$ . Приняв  $H = 0,2 D_p$ , получим  $H = 0,028$  м.

Центральный угол, опирающийся на концы выходных кромок двух соседних лопаток:

$$\alpha = \frac{H \text{ctg } \nu}{\pi D_p} = \frac{0,028 \cdot \text{ctg } 45^\circ}{3,14 \cdot 0,138} = 23^\circ.$$

Величину перекрыши регистра (относительной величины перекрытия одной лопатки другой) принимаем  $K = 0,1$ . Тогда количество лопаток

$$Z = 360 / [(1 - K) \alpha] = 360 / (0,9 \cdot 23) = 17.$$

Задавшись расходами воздуха через смеситель и щели (или отверстия) в жаровой трубе, совершенно аналогично определяют размеры сечений смесителя, щелей и др., обеспечивающие проход этого количества воздуха.

Далее по рекомендациям [25] необходимо оценить максимальный температурный уровень стенки жаровой трубы и в случае, если она окажется больше  $800\text{--}850^\circ\text{C}$ , принять конструктивные меры по интенсификации процесса охлаждения.

После окончательного выбора размеров всех элементов камеры сгорания проводят ее поверочный расчет с уточнением отдельных параметров.

Камеры сгорания в зависимости от вида сжигаемого топлива, их компоновки с двигателем и назначения ГТУ конструктивно могут значительно отличаться друг от друга. По своим компоновочным характеристикам и конструктивному оформлению камеры сгорания можно классифицировать на следующие основные типы: индивидуальные (выносные), трубчатые и кольцевые. Часто встречаются и комбинации этих основных типов: трубчато-кольцевые, секционные и индивидуальные (встроенные) камеры сгорания.

В стационарных ГТУ в настоящее время наиболее часто применяются выносные индивидуальные камеры сгорания, конструкция которых позволяет сократить объем и время наладочных работ и обеспечивает возможность сжигания широкой гаммы жидких и газообразных топлив. Такие камеры удобны для осмотров и при их замене не требуют разборки двигателя.

В качестве примера рассмотрим конструкцию выносной индивидуальной камеры газотурбинной установки ГТК-10-780 Невского завода им. Ленина (рис. 5.12). Основными элементами камеры сгорания являются: фронтное устройство, состоящее из семи горелок 1 и малых регистров первичного воздуха 2; большой завихритель вторичного воздуха 3; жаровая труба 4, экран 5, вихревое смесительное устройство 6, наружный корпус 7. Центральная горелка с отдельно выполненным подводом природного газа является дежурной. Направление закрутки малых завихрителей одинаковое, большой регистр закручивает воздух в противоположном направлении. На номинальном режиме общий коэффициент избытка воздуха  $\alpha = 5,6$ , а коэффициент избытка воздуха в зоне горения  $\alpha_1 = 2,1$ . С помощью вихревого аэродинамического смесителя в зоне смешения 8 камеры сгорания образуются четыре интенсивных вихря 9, возникающих в результате взаимодействия двух встречных вытянутых вдоль оси камеры струй. Формирование этих струй производится при помощи поворотного лопаточного аппарата 10, размещенного в кольцевом канале, и направляющих лопаток 11, придающих струям радиальное направление. Отверстия смесителя в жаровой трубе находятся на расстоянии  $L = 1,03 D_{ж.т}$  от среза дежурной горелки ( $D_{ж.т} = 1160$  мм).

Применение многорелочного фронтного устройства заметно интенсифицирует процесс выгорания топлива, что позволяет уменьшить длину выгорания и сократить габариты камеры. С помощью большого завихрителя вторичного воздуха создается надежная воздушная завеса вдоль внутренних стенок пламенной трубы. Закрутка воздушного потока, идущего на охлаждение, приводит к существенному увеличению коэффициента теплоотдачи и понижает температуру стенки. На номинальном режиме максимальная температура стенки в зоне горения не превышает  $700^\circ\text{C}$ , а в районе смесительного устройства  $800^\circ\text{C}$ . Применение аэродинамического смесителя позволило получить неравномерность поля темпера-

тур перед турбиной ( $t_{г\max} - t_{г\min}$ ) не более  $10-20^\circ\text{C}$ . Полное сопротивление камеры сгорания  $\lambda_{ж.с}$  не превышает 2%.

С ростом температуры газа перед турбиной все более широкое применение получают встроенные камеры сгорания трубчатого и

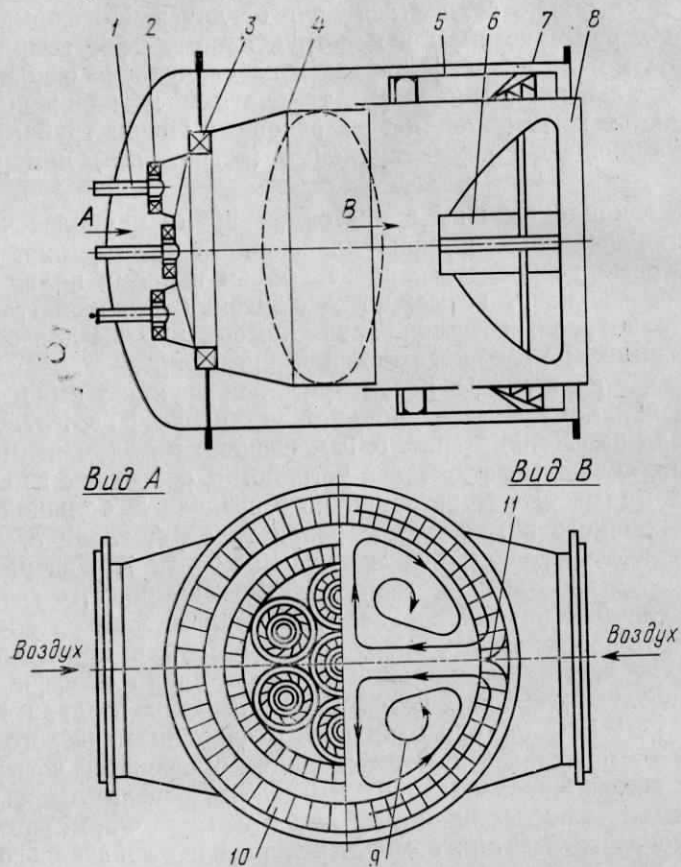


Рис. 5.12. Камера сгорания ГТК-10-780 НЗЛ

кольцевого типов. Примером трубчатой компоновки могут служить камеры сгорания газотурбинной установки ГТ-100-750-2 ЛМЗ (рис. 5.11), предназначенной для работы на жидком и газообразном топливах. В схеме ГТУ, предусматривающей две ступени подогрева рабочего тела, имеются камеры сгорания высокого (КСВД) и низкого (КСНД) давлений. Компоновка и конструктивное выполнение блоков камер сгорания высокого и низкого давлений одинаковы и отличаются в основном размерами корпусов, жаровых труб и их проходными сечениями.

На рис. 5.11 показана компоновка камеры сгорания высокого давления, а также конструкция жаровой трубы. Воздух из компрессора высокого давления 1 поступает в общий корпус 2, в ко-

тором под углом  $30^\circ$  к оси ГТУ расположено 12 жаровых труб 3. Скорость воздуха в объеме между корпусом и жаровыми трубами составляет примерно 10 м/с. Жаровая труба состоит из конуса, шести конических обечаек и цилиндрического участка, изготовленных из жаростойкой аустенитной стали X18H9T с толщиной стенки 3,5 мм. Общая длина жаровой трубы (со смесительным устройством)  $L_{ж.т} = 1250$  мм. Соединение обечаек между собой осущест-

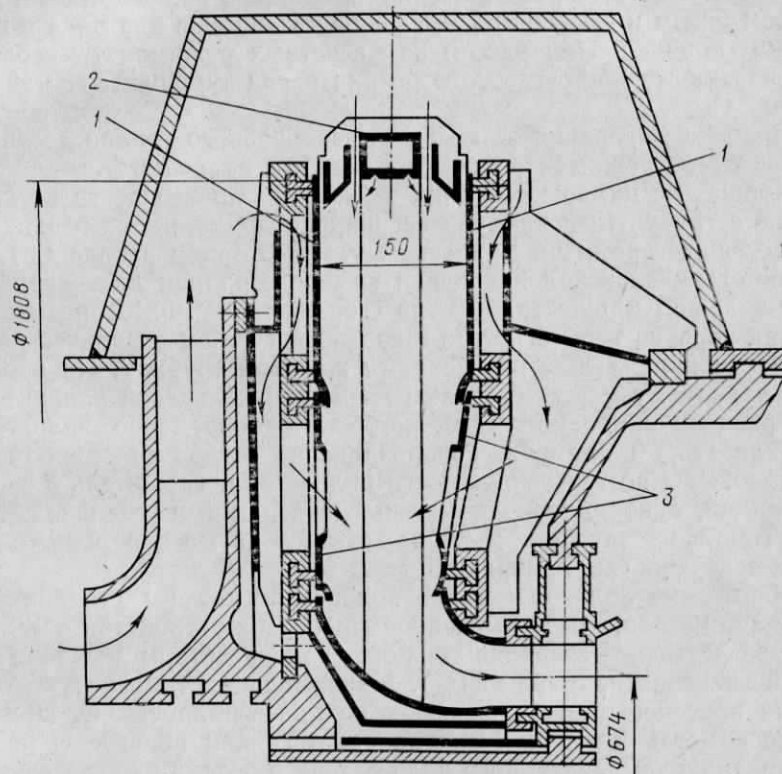


Рис. 5.13. Дисксовая кольцевая камера сгорания УТМЗ:

1— жаровая труба; 2— кольцевой коллектор; 3— смеситель

влено с помощью гофрированных прокладок с шагом и высотой гофрировки соответственно 20 и 3,5 мм. Применение гофр позволяет увеличить поверхность охлаждения, турбулизировать охлаждающий воздух и тем самым интенсифицировать процесс охлаждения жаровой трубы. На номинальном режиме работы ГТУ максимальная температура стенки жаровой трубы не превышает  $700-750^\circ\text{C}$ . Для снижения температуры металла хвостовой части пламенной трубы в ней высверлены четыре ряда отверстий с шагом по окружности 21 мм и по длине 80 мм.

Первичный воздух подается в жаровую трубу через плоскоконический регистр с углом установки лопаток  $45^\circ$ . В центре реги-

стра размещаются двухступенчатая форсунка для сжигания жидкого топлива, а также газогорелочное устройство, состоящее из дежурной и основных горелок, для сжигания природного газа. Начальное зажигание факела в каждой жаровой трубе происходит при помощи факельного запальника; кроме того, для осуществления пламяпереброса в соседние жаровые трубы предусмотрены специальные пламяперекидные патрубки.

Смесительное устройство КСВД выполнено из восьми сопел диаметром 52 мм и высотой 35 мм, расположенных в два ряда в шахматном порядке. При работе на расчетных режимах температурная неравномерность газового потока перед турбиной составляет 40—60° С.

Полнота выгорания жидкого и газообразного топлив достигает на расчетных режимах величины, близкой к  $\eta_{к.с} = 100\%$ .

Кольцевые камеры сгорания имеют ряд преимуществ по сравнению с трубчатыми камерами и широко применяются в авиации. В настоящее время на Уральском турбомоторном заводе (УТМЗ) разработана дисковая кольцевая камера сгорания для серийных ГТУ большой мощности. Камера сгорания (рис. 5.13) размещена внутри корпуса турбоагрегата и ее огневой объем ограничен двумя плоскими параллельными стенками жаровой трубы 1. На входе в жаровую трубу между стенками размещен кольцевой коллектор 2 для раздачи природного газа, который одновременно является и стабилизатором пламени. Газораздающие отверстия равномерно расположены по всей окружности коллектора. Смеситель 3 — двусторонний, однорядный, дырчатый с отверстиями овальной формы. Топливо-воздушная смесь зажигается двумя запальными свечами поверхностного разряда.

Испытания полноразмерной кольцевой камеры сгорания на стенде показали, что примененное фронтное устройство обеспечивает эффективное сгорание топлива (при расчетном значении  $\alpha = 4,5$  значение  $\eta_{к.с} = 98 \div 99\%$ ). Максимальная температура стенок на всех испытанных режимах не превышала 750° С. При доводке камеры сгорания большие работы были проведены по выравниванию температурного поля газового потока перед турбиной. В результате проведенных наладочных испытаний разброс температур по окружности не превышал 90° С. Кроме того, подбором отверстий смесителя было достигнуто необходимое профилированное поле по высоте лопатки: при средней температуре потока газа 750° С максимальная температура (на половине высоты лопатки) составляла 780—800° С. Соппротивление камеры сгорания  $\lambda_{к.с} = 1,1\%$ .

## Характеристики элементов газотурбинной установки

### § 6.1. Общие замечания к характеристикам компрессоров и турбин

Режим работы компрессора или турбины характеризуется значениями многих параметров: температурой и давлением рабочей среды перед турбомашинной; температурой и давлением за турбомашинной; расходом; частотой вращения; мощностью; к. п. д. и др. Не все перечисленные параметры являются независимыми в том смысле, что лишь несколько параметров можно менять произвольно, в то время как прочие при этом изменяются вполне определенным образом. Так, для полного определения режима работы некоторой конкретной турбомашинной достаточно задать значения, например, следующих четырех величин: температуры и давления рабочей среды перед турбомашинной, давления за турбомашинной и частоты вращения. При этом все прочие параметры — расход, мощность, к. п. д., температура за турбомашинной и др. — будут иметь вполне определенные значения.

Зависимости между параметрами турбомашинной при переменном режиме будем называть характеристиками турбомашинной. Знание характеристик компрессоров и турбин необходимо для исследования работы ГТУ в нерасчетных условиях. Эта задача будет рассмотрена в гл. VII.

Вместо зависимости между размерными параметрами характеристики можно представить в форме зависимости между критериями подобия. Определяющими критериями являются критерии Рейнольдса и Маха, а определяемыми — отношения давлений ( $\epsilon$  и  $\delta$ ), к.п.д. турбомашин ( $\eta_k$  и  $\eta_T$ ) и др.

Попытаемся установить, какие из критериев подобия оказывают решающее влияние на характеристики турбомашин. Для этого рассмотрим работу ступени турбомашинной при переменном режиме. Очевидно, изменение режима работы ступени существенно зависит от искажения треугольников скоростей. Если изменение параметров работы ступени, вызванное, например, изменением частоты вращения и начальной температуры газа, произошло таким образом, что треугольники скоростей во всех элементах ступени остались подобными, то это означает, что к. п. д. и степень реактивности ступени не изменились. Режимы работы ступеней, при которых сохраняется подобие треугольников скоростей во всех

элементах ступени, принято называть подобными режимами работы.

Состояние треугольников скоростей в сечении перед рабочими лопатками ступени турбины однозначно определяется параметром  $x_1 = u/c_1$ . Если бы жидкость была несжимаемой, то параметр  $x_1$  однозначно определял бы состояние треугольников скоростей во всей проточной части турбины. В случае сжимаемой жидкости состояние треугольников скоростей за рабочими лопатками будет определено однозначно, если кроме  $x_1$  задано отношение плотностей  $\rho_2/\rho_1$ . Но отношение плотностей зависит кроме  $x_1$  от числа Маха, подсчитанного, например, по скорости  $c_1$ :  $M_c = c_1/a_1$ , где  $a_1$  — скорость звука в сечении за направляющей решеткой. Другими словами, состояние треугольников скоростей в ступени турбины определяется главным образом двумя параметрами:  $\bar{x}_1 = u/c_1$  и  $M_c = c_1/a_1$ . В ступени компрессора состояние треугольников скоростей также характеризуется двумя параметрами — коэффициентом подачи  $\varphi = c_{1s}/u$  и числом Маха  $M_w = \omega_1/a_1$ .

Вообще говоря, безразлично, по какой скорости ( $c_1$  или  $\omega_1$ ) подсчитывается число Маха. Однако практически удобно определять число Маха по скорости, дающей максимальную величину  $M$ , так как если максимальное число Маха в ступени невелико ( $M < 0,4 - 0,5$ ), то влияние сжимаемости почти не сказывается на состоянии треугольников скоростей и, следовательно, на характеристиках ступени. Практически при числах  $M < 0,4 - 0,5$  характеристики ступеней можно считать независимыми от числа Маха. При больших дозвуковых скоростях влияние числа Маха на характеристики ступеней турбин и компрессоров почти столь же велико, как и влияние параметра  $x_1$  (или  $\varphi$ ).

Если режим работы ступени (или машины) характеризовать не критериями подобия, а размерными параметрами, то вместо двух независимых параметров (например,  $x_1$  и  $M$ ) пришлось бы принять четыре независимых параметра ( $p_c$ ,  $T_c$ ,  $n$  и  $p_d$ ). Поэтому целесообразно характеристики турбомашин представлять в виде зависимостей между критериями подобия.

Из других критериев подобия на характеристики ступеней (и машин в целом) некоторое влияние оказывает число Рейнольдса, которое можно определять, например, по параметрам газа перед рабочими лопатками, относительной скорости  $\omega_1$  и хорде рабочих лопаток (на среднем диаметре):

$$Re = \omega_1 b / \nu,$$

где  $b$  — хорда профиля;  $\nu$  — коэффициент кинематической вязкости  $\nu = \mu/\rho$ ;  $\mu$  — коэффициент динамической вязкости.

Как известно, с увеличением числа  $Re$  уменьшается доля потерь на трение, что вызывает увеличение к. п. д. ступени. Начиная с чисел  $Re$  порядка  $2 \cdot 10^5$ , влияние  $Re$  на характеристики ступеней становится пренебрежимо малым и может не учитываться. Крупные компрессоры и турбины обычно характеризуются весьма

большими числами  $Re$  и поэтому их характеристики практически можно считать независимыми от  $Re$ .

Влияние физических свойств газа на характеристики турбомашин при больших числах Маха выражается показателем изоэнтропы  $k$ , являющимся самостоятельным критерием подобия. От показателя изоэнтропы зависит отношение плотностей (например, до и после рабочих лопаток), что сказывается на состоянии треугольников скоростей и, следовательно, на к. п. д. ступени.

Влияние показателя изоэнтропы, так же как и числа Маха, сказывается на характеристиках ступени только при больших числах Маха (например,  $M > 0,6 - 0,7$ ). Чтобы убедиться в этом, определим плотность газа за направляющими лопатками  $\rho_1$  при заданном числе Маха  $M_c$  и показателе изоэнтропы  $k$ , пренебрегая, для простоты, влиянием потерь. При изоэнтропическом течении газа между плотностью и числом  $M_c$  существует зависимость:

$$\frac{\rho_0}{\rho_1} = \left(1 + \frac{k-1}{2} M_c^2\right)^{1/(k-1)},$$

где  $\rho_0$  — плотность изоэнтропически заторможенного газа.

Развертывая правую часть зависимости в ряд и ограничиваясь первыми тремя членами, получаем

$$\frac{\rho_0}{\rho_1} \approx 1 + \frac{1}{2} M_c^2 + \frac{2-k}{4} M_c^4.$$

Если  $M_c = 0,7$ , то третье слагаемое составляет всего 0,048 при  $k = 1,2$  (газ этан) и 0,02 при  $k = 1,66$  (гелий, аргон). Следовательно, максимальное отличие в отношениях  $\rho_0/\rho_1$  при  $M_c < 0,7$  не превышает 3%, что не может заметным образом повлиять на характеристики ступени.

Слабая зависимость характеристик ступени при малых числах Маха от показателя изоэнтропы газа имеет большое практическое значение. Это свойство позволяет использовать характеристики ступени турбины или компрессора, полученные при испытаниях на воздухе для расчета машины, имеющей в качестве рабочего тела другой газ с резко отличными физическими свойствами. Разумеется, числа  $Re$  предполагаются достаточно большими.

Итак, режим работы турбомашин определяется в основном двумя параметрами-критериями:  $x_1 = u/c_1$  и числом Маха  $M_c = c/a$ . Все режимы, для которых эти два параметра остаются постоянными (в сходственных точках), являются подобными режимами. При переходе от некоторого режима к другому — подобному режиму все скорости изменяются пропорционально, поэтому вместо критерия  $u/c_1$  можно ввести пропорциональный ему параметр  $n/c_i$ , где  $n$  — частота вращения, а  $c_i$  — скорость рабочей среды при входе в турбомашину.

Вспоминая выражение для скорости звука  $a = \sqrt{kRT}$ , заменим критерий  $c_i/a$  пропорциональной величиной  $c_i/\sqrt{T_i}$ ,



где  $T_i$  — температура рабочей среды на входе в турбомашину;  $k, R$  — приняты постоянными.

Расходную скорость  $c_i$  можно выразить в виде

$$c_i = \frac{G}{F_i q_i} = \frac{RGT_i}{F_i p_i},$$

где  $G$  — массовый расход через турбомашину;  $F_i$  — площадь сечения при входе в турбомашину;  $p_i, q_i$  — давление и плотность среды при входе в турбомашину.

Заменяя  $c_i$  пропорциональной величиной  $GT_i/p_i$  ( $F_i$  — постоянная), вместо параметра  $c_i/\sqrt{T_i}$  получим критерий

$$G_n = G\sqrt{T_i}/p_i, \quad (6.1)$$

называемый приведенным расходом турбомашин.

Умножая параметр  $n/c_i$  на параметр  $c_i/\sqrt{T_i}$ , можно получить второй определяющий критерий

$$n_n = n/\sqrt{T_i}, \quad (6.2)$$

называемый приведенной частотой вращения.

Если отнести приведенные параметры к их номинальным (расчетным) значениям, то получим относительный приведенный расход

$$\bar{G}_n = (\bar{G}/\bar{p}_i) \sqrt{\bar{T}_i} \quad (6.3)$$

и относительную приведенную частоту вращения

$$\bar{n}_n = \bar{n} / \sqrt{\bar{T}_i}. \quad (6.4)$$

Черта над буквой здесь и в дальнейшем означает отношение величины к ее номинальному значению:

$$\bar{n} = n/n_0; \quad \bar{T}_i = T_i/T_{i0}; \quad \bar{G} = \frac{G}{G_0}; \quad \bar{p}_i = \frac{p_i}{p_{i0}} \text{ и т. д.}$$

Индексом «ноль» отмечено номинальное (расчетное) значение величины.

Из сказанного следует, что характеристики турбины или компрессора являются двухпараметрическими, т. е. они определяются двумя независимыми параметрами — критериями (6.1) и (6.2) или (6.3) и (6.4).

Для расчета переменных режимов работы ГТУ достаточно располагать двумя характеристиками компрессора:

$$\varepsilon = \varepsilon(\bar{G}_n, \bar{n}_n); \quad (6.5)$$

$$\eta_k = \eta_k(\bar{G}_n, \bar{n}_n) \quad (6.6)$$

и двумя характеристиками турбины:

$$\delta = \delta(\bar{G}_n, \bar{n}_n); \quad (6.7)$$

$$\eta_\tau = \eta_\tau(\bar{G}_n, \bar{n}_n). \quad (6.8)$$

На рис. 6.1 приведены типичные характеристики осевого компрессора. Расходная характеристика компрессора (6.5) совмещена с характеристикой экономичности (6.6). Значения  $\bar{n}_n$  и  $\eta_k$  в зависимости от  $\varepsilon$  и  $\bar{G}_n$  обозначены на линиях уровня  $\bar{n}_n = \text{const}$  и  $\eta_k = \text{const}$ . Линии  $\bar{n}_n = \text{const}$  на диаграмме рис. 6.1 при малых значениях приведенного расхода  $\bar{G}_n$  доходят до границы зоны неустойчивой работы, обозначенной штриховой линией. Работа компрессора в неустойчивой зоне недопустима из-за резкого повышения динамических напряжений в лопатках компрессора, вызываемого нестационарными и срывными явлениями в проточной части компрессора.

На рис. 6.14 таким же способом изображены характеристики турбины (6.7) и (6.8).

Наиболее надежный путь определения характеристик компрессоров и турбин — испытания машин или их моделей. Расчетное определение характеристик ступеней компрессоров связано с большими трудностями и не может быть выполнено с требуемой степенью точности. Дело в том, что углы выхода потока из рабочих и направляющих лопаток ступени компрессора заметно изменяются с изменением режима работы (угла входа потока), что связано как с малой густотой решеток, так и с диффузорным характером течения. Кроме того, потери в рабочих и направляющих решетках существенно зависят от числа Маха (при  $M > 0,6—0,7$ ) и от формы профилей (особенно при нерасчетных углах входа).

В ступенях турбин угол выхода потока из решеток весьма мало зависит от угла входа и практически может приниматься постоянным. Кроме того, потери почти не зависят от числа Маха (вплоть до  $M = 0,9—1,0$ ). Оба эти обстоятельства существенно упрощают расчетное определение характеристик ступеней турбин. Подробнее этот вопрос будет рассмотрен в § 6.3.

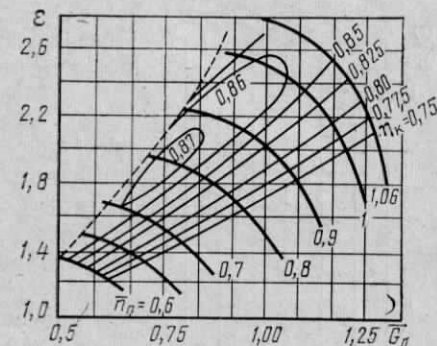


Рис. 6.1. Характеристики осевого компрессора в приведенных координатах

## § 6.2. Совместная работа нескольких компрессоров при последовательном расположении

В сложных ГТУ имеются два или три последовательно работающих компрессора. При переменном режиме ГТУ совместная работа компрессоров может происходить как при постоянной частоте вращения всех компрессоров; так и при переменной частоте вращения некоторых или всех компрессоров.

Рассмотрим работу двух последовательно расположенных компрессоров (см. рис. 1.9) при постоянных частотах вращения. КНД

забирает воздух при давлении  $p_{a1}$ , сжимает его до давления  $p_{b1}$  и подает в охладитель, где температура воздуха уменьшается от  $T_{b1}$  до  $T_{a2}$ . Затем воздух сжимается в КВД до давления  $p_{b2}$ .

Характеристики обоих компрессоров в приведенных координатах представлены на рис. 6.2. Пусть точки  $A_1$  и  $A_2$  определяют расчетные режимы работы КНД и КВД. Общее отношение давлений двух компрессоров при расчетном режиме

$$\varepsilon_0 = \lambda_{x0} \varepsilon_{10} \varepsilon_{20},$$

где  $\lambda_{x0}$  — коэффициент, учитывающий потери давления в воздушной линии (включая охладитель) между компрессорами.

Точка  $A$  соответствует расчетному режиму компрессорной группы.

Массовые расходы воздуха через оба компрессора равны при любом режиме, поэтому между приведенными расходами  $\bar{G}_{n1}$  и  $\bar{G}_{n2}$  двух компрессоров существует соотношение, вытекающее из (6.3):

$$\bar{G}_{n2} = \bar{G}_{n1} \frac{\bar{p}_{a1}}{\bar{p}_{a2}} \sqrt{\frac{\bar{T}_{a2}}{\bar{T}_{a1}}} \approx \frac{\bar{G}_{n1}}{\varepsilon_1} \sqrt{\frac{\bar{T}_{a2}}{\bar{T}_{a1}}}. \quad (6.9)$$

Для определения общего отношения давлений  $\varepsilon = p_{b2}/p_{a1}$ , соответствующего некоторому приведенному расходу первого компрессора  $\bar{G}_{n1}$ , следует по характеристике КНД определить  $\varepsilon_1$  (точка  $B_1$  на рис. 6.2), по формуле (6.9) подсчитать  $\bar{G}_{n2}$ , а затем по характеристике КВД найти  $\varepsilon_2$  (точка  $B_2$  на рис. 6.2). Общее отношение давлений при новом режиме

$$\varepsilon = \lambda_x \varepsilon_1 \varepsilon_2$$

соответствует точке  $B$ .

В первом приближении коэффициент  $\lambda_x$  можно принимать постоянным:  $\lambda_x \approx \lambda_{x0}$ ; более точно  $\lambda_x$  определяется с учетом влияния приведенного расхода:

$$(1 - \lambda_x)/(1 - \lambda_{x0}) = \bar{G}_{n2}^2. \quad (6.10)$$

Если имеется промежуточный охладитель, то температура воздуха перед КВД  $T_{a2}$  может быть приближенно принята постоянной. Если промежуточный охладитель отсутствует, то

$$T_{a2} = T_{b1} = T_{a1} [1 + (\varepsilon_1^m - 1)/\eta_{к1}].$$

Приведенный способ определения суммарных характеристик остается справедливым независимо от того, сохраняются частоты вращения КНД и КВД постоянными или изменяются, одинаковы частоты вращения обоих компрессоров или разные. Следует толь-

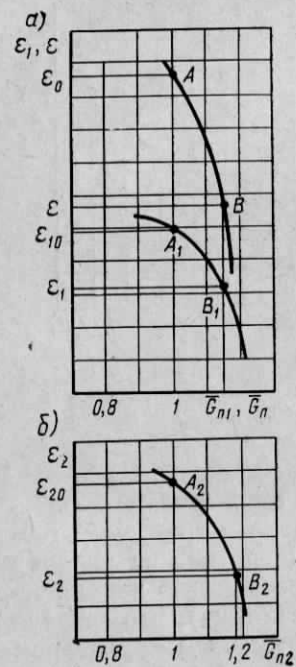


Рис. 6.2. К построению суммарных характеристик двух последовательно работающих компрессоров:

$a$  — характеристика КНД и суммарная характеристика;  
 $b$  — характеристика КВД

ко каждый раз при определении суммарных характеристик брать характеристики КНД и КВД при соответствующих значениях  $n$ .

Если определяются характеристики трехкорпусного компрессора, то в этом случае общее отношение давлений

$$\varepsilon = \lambda_{x1} \lambda_{x2} \varepsilon_1 \varepsilon_2 \varepsilon_3,$$

$\varepsilon_3$  определяется по характеристике третьего корпуса и приведенному расходу  $\bar{G}_{n3}$ :

$$\bar{G}_{n3} = \bar{G}_{n2} \frac{\bar{p}_{a2}}{\bar{p}_{a3}} \sqrt{\frac{\bar{T}_{a3}}{\bar{T}_{a2}}},$$

где  $\bar{p}_{a3}$ ,  $\bar{T}_{a3}$  — относительные давление и температура перед третьим компрессором.

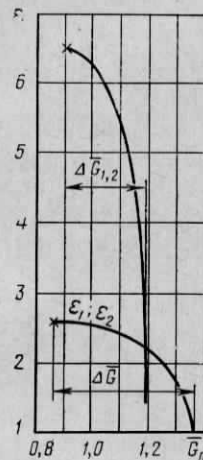


Рис. 6.3. Построение суммарной характеристики двух осевых компрессоров при постоянной частоте вращения

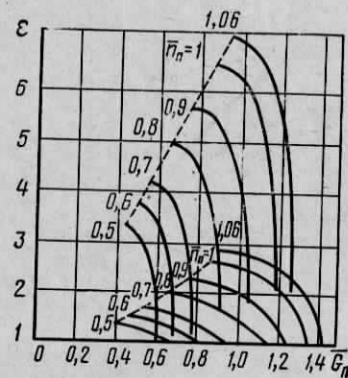


Рис. 6.4. Построение суммарной характеристики двух компрессоров для условий:  $n_1 = \text{var}$ ;  $n_2 = \text{const}$

Рассмотрим основные случаи последовательной работы компрессоров.

а. Оба компрессора работают с постоянной частотой вращения. На рис. 6.3 представлены характеристики двух осевых компрессоров (линия  $\varepsilon_1, \varepsilon_2$ ) при постоянной частоте вращения каждого. Суммарная характеристика  $\varepsilon$  построена указанным ранее способом. Звездочками отмечены границы устойчивой работы отдельных компрессоров и компрессорной группы. Положение границы устойчивой работы на суммарной характеристике зависит от положения границ устойчивой работы КНД и КВД. Как видно, диапазон возможных расходов при совместной работе  $\Delta \bar{G}_{1,2} = \bar{G}_{\text{max}} - \bar{G}_{\text{min}}$  оказывается существенно меньшим, чем при работе одного (любого) компрессора. Так, по рис. 6.3 вместо диа-

пазона  $\Delta \bar{G} = 1,35 - 0,86 = 0,49$  для каждого из компрессоров получаем для всей компрессорной группы  $\Delta \bar{G}_{1,2} = 1,19 - 0,90 = 0,29$ .

Сужение области возможной работы тем значительнее, чем круче характеристика КНД. В представленном примере характеристики КНД и КВД весьма пологи, что объясняется большой степенью реактивности ступеней, малыми числами Маха и сравнительно малым отношением давлений ( $\varepsilon_{10} = 2,52$ ). Обычно же возможное изменение расхода в случае осевых компрессоров значительно меньше.

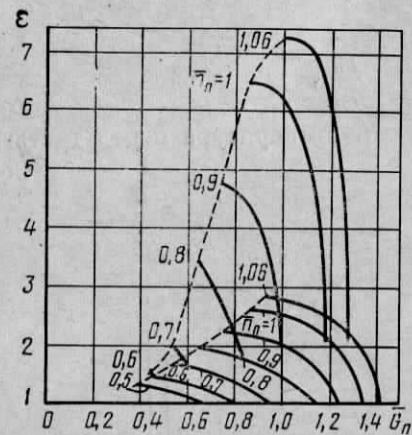


Рис. 6.5. Построение суммарной характеристики двух компрессоров при условии:  $n_1 = n_2 = \text{var}$

на в широком диапазоне частот вращения КНД. Объясняется это следующим обстоятельством. Поскольку уменьшение  $n$  вызывает одновременное уменьшение расхода и отношения давлений в КНД, то приведенный расход КВД по формуле (6.9)

$$\bar{G}_{n2} = \bar{G}_{n1} \varepsilon_{10} / \varepsilon_1 = \bar{G}_{n1} / \varepsilon_1$$

изменяется сравнительно мало (с изменением  $n$ ). Малое изменение  $\bar{G}_{n2}$  и обуславливает возможность совместной работы компрессоров в широком диапазоне частот вращения.

Граница устойчивой работы на суммарных характеристиках — прямая, проходящая через начало координат ( $\varepsilon = 0, \bar{G}_{\pi} = 0$ ).

в. Оба компрессора работают при переменных и равных частотах вращения. На рис. 6.5 представлены характеристики компрессорной группы при  $n_1 = n_2$ , причем характеристики обоих компрессоров взяты теми же, что и в предыдущих случаях. По возможному диапазону изменения  $\varepsilon$  и  $\bar{G}_{\pi}$  этот случай уступает предыдущему: граница устойчивой работы смещена в область малых  $\varepsilon$  и больших  $\bar{G}_{\pi}$ .

г. Оптимальная характеристика компрессора. Рассмотрим совместную работу компрессоров при условии, что режимы работы их соответствуют максимальному к. п. д. Наша зада-

ча заключается в том, чтобы найти способ изменения режима работы компрессорной группы, при котором к. п. д. компрессора имеет наибольшее значение при любом расходе  $\bar{G}_{\pi}$ . Получаемая таким путем характеристика может быть названа оптимальной характеристикой компрессорной группы.

Если известны характеристики компрессоров, то решение поставленной задачи не вызывает затруднений. На характеристиках компрессоров проводятся линии оптимальных режимов КНД при соответствующих значениях  $\bar{n}_{n1}$  (штрихпунктирная линия на рис. 6.6).

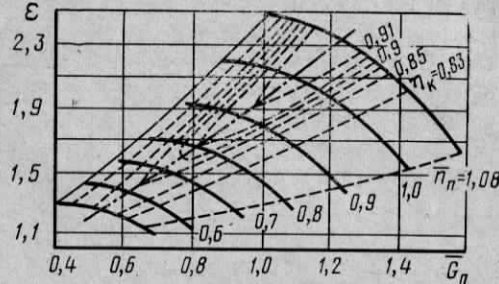


Рис. 6.6. Характеристика компрессора

Линия оптимальных режимов КНД позволяет установить зависимость отношения давлений  $\varepsilon_1$  и частоты вращения  $\bar{n}_{n1}$  от расхода воздуха  $\bar{G}_{n1}$ . Каждой точке этой линии однозначно соответствует приведенный расход воздуха КВД (6.9):

$$\bar{G}_{n2} = \bar{G}_{n1} \sqrt{\frac{T_{a2}}{T_{a1}}} / \varepsilon_1$$

По  $\bar{G}_{n2}$  и линии оптимальных режимов КВД легко найти соответствующие значения  $\varepsilon_2$  и  $\bar{n}_{n2}$ .

Результаты расчетов удобно представить в виде графика зависимости параметров работы КНД и КВД от относительной приведенной частоты вращения КНД  $\bar{n}_{n1}$  (рис. 6.7). Из рис. 6.7 следует, что при снижении частоты вращения КНД наиболее экономичным способом регулирования компрессорной группы является такой, при котором частота вращения КВД вначале несколько растет, а затем, при дальнейшем снижении  $\bar{n}_{n1}$ , падает.

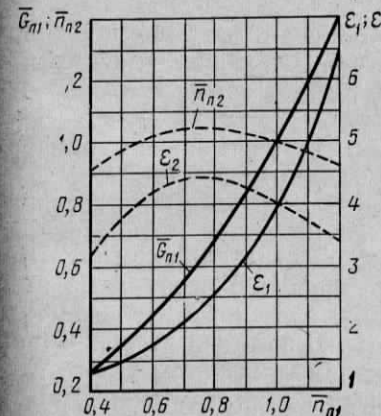


Рис. 6.7. Изменение параметров работы компрессора, обеспечивающее оптимальный режим работы КНД

### § 6.3. Характеристики ступени турбины

Как уже указывалось, наиболее надежный путь определения характеристик — испытание ступеней. Однако характеристики ступеней турбин могут быть определены и расчетным путем. Сравнение опытных и расчетных характеристик показывает, что расхождение составляет не более 3—5%.

Рассматриваемый далее расчетный способ определения характеристик основан на следующих предположениях.

1. Коэффициент скорости сопловых решеток не зависит от чисел Маха и Рейнольдса. В случае необходимости влияние  $M$  и  $Re$  на  $\psi$  может быть учтено по опытным характеристикам сопловых решеток. Влияние потерь при нерасчетном угле входа в сопловую решетку будем учитывать снижением кинетической энергии выходной скорости предшествующей ступени.

2. При отклонении режима работы от расчетного коэффициент скорости  $\psi$  определяется по формуле (2.35)

$$\frac{1}{\psi^2} = \frac{1}{\psi_0^2} + k_i \left( \frac{\Delta w_u}{w_2} \right)^2.$$

Формула (2.35) не учитывает влияния угла входа потока на конечные потери в решетках. Поэтому применение ее вносит тем меньшую погрешность, чем меньше доля конечных потерь в общей сумме потерь в рабочих решетках. Выбор величины  $k_i$  представляет определенные трудности, что также сопряжено с погрешностью в расчете характеристик ступени.

Предполагается, что коэффициенты скорости  $\phi_0$  и  $\psi_0$  определяются с учетом конечной высоты лопаток. Некоторые обобщенные данные по значениям  $\phi$  и  $\psi$  приведены в [37]. Можно также воспользоваться формулой (2.38).

3. Предполагается, что режим работы ступени зависит от формы т্রেугольников скоростей на среднем диаметре:

$$d_c = (d_k + d_n)/2.$$

Это допущение справедливо для ступеней с не слишком малыми отношениями  $\phi = d_c/l$ . Расчет ступеней с  $d_c/l < 5$  необходимо производить с детальным учетом изменения поля скоростей по высоте лопаток в нерасчетных условиях работы. Для таких ступеней приведенный далее расчет является первым приближением.

4. Не учитывается величина дисковых потерь и утечек. Дисковые потери обычно весьма невелики (менее 0,5%) ввиду сравнительно больших высот лопаток (больших расходов газа). Утечки также обычно невелики. Их расчет подробно рассмотрен в [37] [см. также (2.21)]. Ориентировочный учет дисковых потерь и утечек можно произвести по расчетному режиму соответствующим снижением к. п. д. турбины (на 1—2%).

5. Не учитывается влияние охлаждения дисков и рабочих лопаток на характеристики ступени турбины. Детальный учет этого влияния достаточно сложен. Интегральная оценка влияния расходов охлаждающего воздуха на к. п. д. ГТУ может быть произведена приближенно по рекомендациям § 3.1.

6. Расходные характеристики сопловой и рабочей решеток принимаются в форме известных зависимостей:

$$G_1 = A_1 \frac{p_0^*}{\sqrt{T_0^*}} q_1(s_1); \quad (6.11)$$

$$G_2 = A_2 \frac{p_{1w}^*}{\sqrt{T_{1w}^*}} q_2(s_2); \quad (6.12)$$

$$A_1 = f_{1\alpha} \left( \frac{k}{R} \right)^{1/2} \left( \frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{2(k-1)}}, \quad A_2 = f_{2\alpha} \left( \frac{k}{R} \right)^{1/2} \left( \frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{2(k-1)}}; \quad (6.13)$$

$$f_{1\alpha} = \mu_1 m_1 \pi d_{1c} l_{1H} \sin \alpha_{1\alpha}; \quad f_{2\alpha} = \mu_2 m_2 \pi d_{2c} l_{2P} \sin \beta_{2\alpha}; \quad m_1 \approx 1;$$

$$\sin \alpha_{1\alpha} = a_n/t_n; \quad m_2 \approx 1; \quad \sin \beta_{2\alpha} = a_p/t_p; \quad s_1 = p_1/p_0^*; \quad s_2 = p_2/p_{1w}^*.$$

Здесь  $k$  — показатель изэнтропы;  $R$  — газовая постоянная;  $G_1, G_2$  — расходы газа через сопловую и рабочую решетки соответственно;  $\mu_1, \mu_2$  — коэффициенты расхода сопловой и рабочей решеток;  $f_{1\alpha}, f_{2\alpha}$  — эффективные выходные площади сопловой и рабочей решеток;  $p_0^*, T_0^*$  — давление и температура торможения перед ступенью (сопловой решеткой);  $p_{1w}^*, T_{1w}^*$  — давление и температура торможения перед рабочей решеткой в относительном движении, т. е. подсчитанные по относительной скорости входа газа в рабочую решетку  $w_1$ ;  $p_1$  — статическое давление за сопловой решеткой;  $p_2$  — статическое давление за ступенью;  $\alpha_{1\alpha}, \beta_{2\alpha}$  — эффективные углы выхода потока из сопловой и рабочей решеток соответственно. Все параметры потока — давления, температуры, скорости и углы  $\alpha_{1\alpha}, \beta_{2\alpha}$  — относятся к состоянию на средних диаметрах  $d_{1c}$  (за сопловой решеткой) и  $d_{2c}$  (за ступенью).

Безразмерные приведенные расходы  $q_1$  и  $q_2$  для сопловой и рабочей решеток могут быть заданы графически (рис. 6.8) или аналитически в зависимости от отношений давлений  $s_1$  и  $s_2$ . В последнем случае  $q_1(s_1)$  и  $q_2(s_2)$  с большой точностью аппроксимируются эллиптическими зависимостями вида:

$$q_1 = \left[ 1 - \left( \frac{s_1 - s_{*1}}{1 - s_{*1}} \right)^2 \right]^{1/2} \quad \text{при } s_{*1} \leq s_1 \leq 1; \quad (6.14)$$

$$q_1 = 1 \quad \text{при } 0 \leq s_1 \leq s_{*1};$$

$$q_2 = \left[ 1 - \left( \frac{s_2 - s_{*2}}{1 - s_{*2}} \right)^2 \right]^{1/2} \quad \text{при } s_{*2} \leq s_2 \leq 1; \quad (6.15)$$

$$q_2 = 1 \quad \text{при } 0 \leq s_2 \leq s_{*2},$$

где  $s_{*1}, s_{*2}$  — критические отношения давлений для сопловой и рабочей решеток соответственно. В случае относительно коротких лопаток ( $\phi > 8-10$ ) величины  $s_{*1}, s_{*2}$ , как известно, определяются выражением

$$s_* = \left( \frac{2}{k+1} \right)^{k/(k-1)}. \quad (6.16)$$

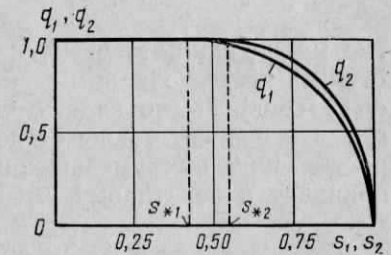


Рис. 6.8. Расходные характеристики сопловой и рабочей решеток при  $d/l=5$ :

$q_1$  — сопловая решетка при  $v=1,8$ ;  $q_2$  — рабочая решетка

Для венцов с относительно длинными лопатками ( $\theta < 8-10$ ) вследствие неравномерности параметров потока по высоте лопаток критический режим (режим максимального расхода при фиксированных параметрах торможения перед решеткой) наступает при меньшем давлении за решеткой на среднем радиусе, а именно тогда, когда звуковые скорости на выходе из решеток будут достигнуты по всей длине лопаток.

Значения  $s_{*1}$ ,  $s_{*2}$  зависят в основном от отношения  $d_c/l$ . Расчеты показывают, что для рабочих решеток влияние веерности для  $\theta \geq 5$  невелико и им можно пренебречь, рассчитывая  $s_{*2}$  по формуле (6.16). Для сопловых решеток влияние веерности значительно больше. Приближенно  $s_{*1}$  можно рассчитать по формуле

$$s_{*1} = \left[ 1 - \frac{k-1}{k+1} \left( \frac{\theta+1}{\theta} \right)^v \right]^{k/(k-1)}, \quad (6.17)$$

где можно принять  $v = 1,7 \div 1,8$ . Бóльшее значение  $v$  относится к ступеням, выполненным по закону постоянной циркуляции:  $c_{1u}r = \text{const}$ . Легко видеть, что  $s_{*1} < s_{*2}$ . Критические отношения  $s_{*1}$ ,  $s_{*2}$  зависят также от деформации линии перехода через скорость звука при уменьшении  $s_1$ ,  $s_2$ . Это обстоятельство также приводит к некоторому уменьшению критических значений  $s_{*1}$ ,  $s_{*2}$ .

7. Отклонение в косом срезе сопловой и рабочей решеток рассчитывается по формулам, известным из раздела гидрогазодинамики турбомашин [37], которые запишем в виде

$$\frac{\sin \alpha_1}{\sin \alpha_{1\theta}} = \left[ 1 - \left( \frac{s_{**1} - s_1}{s_{**1}} \right)^2 \right]^{-0,5} \quad \text{при } s_1 < s_{**1}; \quad (6.18)$$

$$\frac{\sin \beta_2}{\sin \beta_{2\theta}} = \left[ 1 - \left( \frac{s_* - s_2}{s_*} \right)^2 \right]^{-0,5} \quad \text{при } s_2 < s_*; \quad (6.19)$$

$$s_{**1} = \left[ 1 - \frac{k-1}{k+1} \left( \frac{\theta-1}{\theta} \right)^v \right]^{k/(k-1)}. \quad (6.20)$$

Формулы (6.18), (6.19) основаны на аппроксимации их правых частей эллиптическими зависимостями. Формула (6.20) определяет отношение давлений на среднем радиусе сопловой решетки, при котором на корневом радиусе достигаются критические условия на выходе из сопловой решетки. Для рабочей решетки принято, что критические условия наступают одновременно на всей длине лопаток.

8. Потери от нерасчетного (неоптимального) входа в последующую ступень учитываются следующим путем: принимается, что кинетическая энергия выхода из ступени  $c_2^2/2$  частично преобразуется в энергию давления, а частично превращается в тепло вследствие неоптимального входа потока в последующую ступень. При этом в тепло превращается доля кинетической энергии, соответствующая поперечной составляющей скорости  $c_2$ , равной  $c_2 \sin \Delta \alpha_2$  и направленной перпендикулярно скорости  $c_{20}$ . Направление скорости  $c_{20}$  соответствует оптимальному углу натекания (рис. 6.9).

На рис. 6.10 изображен процесс ступени в  $i$ - $s$ -диаграмме; 0—2 — расширение до статического давления  $p_2$ ; 2—3 — процесс изэнтропийного торможения в соответствии с величиной продольной составляющей скорости  $c_2 \cos \Delta \alpha_2$  (рис. 6.9) до давления  $p_2^*$ . Это давление и принимается за давление торможения за данной ступенью и перед последующей ступенью. Линия 3—4 — повышение энтальпии вследствие превращения кинетической энергии

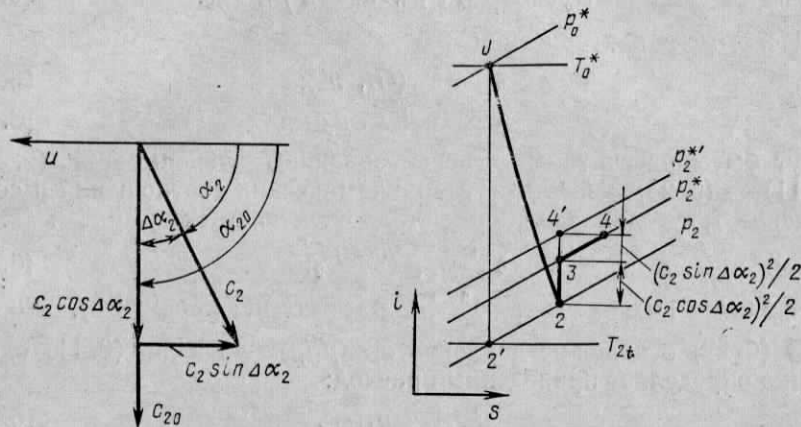


Рис. 6.9. Выходная скорость  $c_2$  при нерасчетных режимах работы ступени

Рис. 6.10. К определению потерь от неоптимального входа потока в последующую ступень

$(c_2 \sin \Delta \alpha_2)^2/2$  в тепло. Согласно этой схеме потеря  $(c_2 \sin \Delta \alpha_2)^2/2$  условно отнесена к данной ступени и учитывается соответствующим увеличением энтальпии торможения за ступенью. Отнесение потери к данной ступени имеет преимущества при расчете характеристик многоступенчатой турбины по характеристикам отдельных ступеней (см. § 6.4), так как при «стыковке» характеристик условия входа (по углам потока) в любую ступень можно считать оптимальными и не вводить поправок на изменение углов натекания потока при входе в данную ступень. Для последней ступени процесс (в параметрах торможения) заканчивается в точке 4', а не в точке 4. Для нее следует полагать  $\Delta \alpha_2 = 0$ .

К. п. д. ступени  $\eta_u$  по статическому давлению на выходе определяется выражением (2.20)

$$\eta_u = \frac{u_1 c_{1u} - u_2 c_{2u}}{i_0^* - i_{2t}}, \quad (6.21)$$

где  $i_0^*$  — энтальпия торможения перед ступенью;  $i_{2t}$  — энтальпия в точке 2' (рис. 6.10) по статическому давлению за ступенью.

К. п. д. по параметрам торможения определяется отношениями:

$$\eta_u^* = \eta_u \frac{1 - \delta_{ст}^{-(k-1)/k}}{1 - \delta_l^{-(k-1)/k}}; \quad (6.22)$$

$$\delta_{ст} = p_0^*/p_2, \quad \delta_l = p_0^*/p_2^* = \delta_{ст} p_2/p_2^*; \quad (6.23)$$

где  $p_2^*$  — давление торможения за ступенью с учетом входа в последующую ступень (рис. 6. 10).

Принятые предположения позволяют построить методику расчета характеристик ступени (6. 21), (6. 22), (6. 23), т. е. найти зависимость  $\delta_{ст}$  и  $\eta_u$  от приведенных параметров  $G_{II}$  и  $n_{II}$ , определяемых для каждой ступени следующими формулами:

$$G_{II} = G \sqrt{T_0^*/p_0^*}, \quad n_{II} = n / \sqrt{T_0^*}. \quad (6. 24)$$

Искомые характеристики

$$\delta_{ст} = \delta_{ст}(G_{II}, n_{II}); \quad (6. 25)$$

$$\eta_u = \eta_u(G_{II}, n_{II}) \quad (6. 26)$$

могут быть рассчитаны с использованием зависимостей (2. 35), (6. 11) — (6. 23), известных газодинамических соотношений и соотношений треугольников скоростей по следующим формулам:

$$\delta_{ст}^{-1} = s_1 x^{k/(k-1)} s_2; \quad (6. 27)$$

$$\eta_u = (k-1)(\lambda_1 \lambda_{1u} \cos \alpha_1 - \lambda_{2u}^2 + \lambda_{2w} \lambda_{2u} \cos \beta_2) / (1 - \delta_{ст}^{-(k-1)/k}). \quad (6. 28)$$

В (6. 27) отношение давлений  $s_1 = p_1/p_0^*$  согласно (6. 11) однозначно определяет приведенный расход:

$$G_{II}/A_1 = q_1(s_1). \quad (6. 29)$$

Второй независимый параметр  $\lambda_{1u} = u_1/a_0^*$  пропорционален приведенной частоте вращения:

$$\lambda_{1u} = \omega r_{1c}/a_0^* \sim n_{II} / \sqrt{T_0^*}. \quad (6. 30)$$

Отношение давлений  $s_2 = p_2/p_{1w}^*$  [согласно (6. 15) или по графику рис. 6. 8] может быть определено по значению  $q_2$  — приведенному расходу для рабочей решетки. При использовании зависимостей (6. 15) имеем:

$$s_2 = s_{*2} + (1 - s_{*2})(1 - q_2^2)^{1/2} \quad \text{при } 0 \leq q_2 < 1; \quad \left. \begin{array}{l} \\ 0 < s_2 < s_{*2} \quad \text{при } q_2 = 1. \end{array} \right\} \quad (6. 31)$$

Величина  $q_2$  и все остальные входящие в правые части (6. 27), (6. 28) переменные величины зависят от приведенных параметров  $G_{II}$  и  $\lambda_u$  (или  $n_{II}$ ) (6. 29), (6. 30) и выражаются следующими соотношениями:

$$\lambda_1^2 = \left( \frac{c_1}{a_0^*} \right)^2 = \frac{2\varphi^2}{k-1} \left( 1 - s_1^{-\frac{k-1}{k}} \right); \quad (6. 32)$$

$$x = \frac{T_{1w}^*}{T_1} = 1 + \frac{(k-1)(\lambda_1^2 - 2\lambda_1 \lambda_{1u} \cos \alpha_1 + \lambda_{1u}^2)}{2 \left( 1 - \frac{k-1}{2} \lambda_1^2 \right)}; \quad (6. 33)$$

$$q_2 = \frac{A_1}{A_2} s_1^{-1} \left( 1 - \frac{k-1}{2} \lambda_1^2 \right)^{1/2} x^{-\frac{k+1}{2(k-1)}} q_1(s_1); \quad (6. 34)$$

$$\left( \frac{\Delta w_u}{w_{2t}} \right)^2 = \frac{(k-1)(\lambda_1 \sin \alpha_1 \operatorname{ctg} \beta_{10} - \lambda_1 \cos \alpha_1 + \lambda_{1u})^2}{2 \left( 1 - \frac{k-1}{2} \lambda_1^2 \right) \left( x - \delta_{ст}^{-\frac{k-1}{k}} s_1^{-\frac{k-1}{k}} \right) + \lambda_{2u}^2 - \lambda_{1u}^2}; \quad (6. 35)$$

$$\psi^2 = \psi_0^2 \left[ 1 - k_i \left( \frac{\Delta w_u}{w_{2t}} \right)^2 \right]; \quad (6. 36)$$

$$\lambda_{2w}^2 = \psi^2 \left[ \frac{2}{k-1} \left( 1 - \frac{k-1}{2} \lambda_1^2 \right) \left( x - \delta_{ст}^{-\frac{k-1}{k}} s_1^{-\frac{k-1}{k}} \right) + \lambda_{2u}^2 - \lambda_{1u}^2 \right]; \quad (6. 37)$$

$$(\lambda_{2w} = \psi \lambda_{2w t}).$$

Параметр  $q_1(s_1)$  рассчитывается по (6. 14), углы потока  $\alpha_1$  и  $\beta_2$  — по зависимостям (6. 18), (6. 19). С учетом сказанного зависимости (6. 27), (6. 28) дают возможность определить характеристики вида (6. 25), (6. 26) и тем решить поставленную задачу.

Для расчета характеристик  $\delta_i$  и  $\eta_u^*$  по зависимостям (6. 23), (6.22) необходимо найти отношения  $p_2/p_2^*$ . Результат получается в виде:

$$\frac{p_2}{p_2^*} = \left( \frac{T_2}{T_2^*} \right)^{k/(k-1)} = \left[ 1 - \frac{k-1}{2} \lambda_2^2 \frac{\cos^2(\alpha_2 - \alpha_{20})}{1 - (1 - \delta_{ст}^{-(k-1)/k}) \eta_u} \right]^{k/(k-1)}; \quad (6. 38)$$

$$\lambda_2^2 = (c_2/a_0^*)^2 = \lambda_{2w}^2 - 2\lambda_{2w} \lambda_{2u} \cos \beta_2 + \lambda_{2u}^2; \quad (6. 39)$$

$$\operatorname{tg} \alpha_2 = \lambda_{2w} \sin \beta_2 / (\lambda_{2w} \cos \beta_2 - \lambda_{2u}). \quad (6. 40)$$

После решения предыдущей задачи о расчете  $\delta_{ст}$  и  $\eta_u$  по зависимостям (6. 38), (6. 39), (6. 40) определяется отношение давлений  $p_2/p_2^*$  и затем искомые характеристики  $\delta_i$  и  $\eta_u^*$ .

Важными характеристиками являются степень реактивности  $\theta'$  и параметр  $u/c_t'$ , для которых имеем формулы

$$\theta' = \frac{H_{0p}}{H_0 + c_0^2/2} = \left( 1 - \frac{k-1}{2} \lambda_1^2 \right) \left( 1 - \delta_{ст}^{-\frac{k-1}{k}} s_1^{-\frac{k-1}{k}} \right) / \left( 1 - \delta_{ст}^{-\frac{k-1}{k}} \right); \quad (6. 41)$$

$$\frac{u}{c_t'} = \lambda_u \sqrt{\left[ \frac{2}{k-1} \left( 1 - \delta_{ст}^{-\frac{k-1}{k}} \right) \right]^{1/2}}, \quad (6. 42)$$

где

$$c_t' = \sqrt{2H_0 + c_0^2}.$$

Очевидно, эти характеристики также определяются однозначно, если заданы два независимых параметра  $G_{II}$  и  $n_{II}$ .

**Пример 6. 1.** Рассчитать характеристики ступени газовой турбины, т. е. найти следующие величины: отношение давлений  $\delta_i$ ; к. п. д.  $\eta_u^*$ ; степень реактивности  $\theta'$ ; параметр  $u/c_t'$  при заданных условиях: частота вращения ротора  $\omega = 314,16$  рад/с; средний диаметр сопловой решетки  $d_{1c} = 1,5$  м; средний диаметр рабочей решетки  $d_{2c} = 1,505$  м; длина сопловой лопатки в сечении 1 (см. рис. 2. 3)  $l_{1n} = 0,30$  м; длина рабочей лопатки в сечении 2 (см. рис. 2. 3)  $l_{2n} = 0,31$  м; температура торможения перед ступенью  $T_0^* = 1273$  К; давление торможения перед ступенью  $p_0^* = 10^6$  Па; эффективный (номинальный) угол сопловых лопаток  $\alpha_{1n} = 18^\circ$ ; эффективный (номинальный) угол рабочих лопаток  $\beta_{2n} = 23^\circ, 18$ ; номинальный угол входа потока в каналы рабочих лопаток  $\beta_{10} = 45^\circ$ ; номинальный угол входа потока в последующую ступень  $\alpha_{20} = 75^\circ$ ; коэффициент скорости сопловой решетки  $\varphi = 0,97$ ; коэффициент скорости рабочей

решетки на расчетном режиме  $\psi_0=0,95$ ; коэффициент расхода сопловой решетки  $\mu_1=0,98$ ; коэффициент расхода рабочей решетки  $\mu_2=0,96$ .

Решение. По значению  $T_0^*$  для смеси воздуха и продуктов сгорания природного газа в отношении 0,75/0,25 (по объему) найдем по [26] физические параметры: газовую постоянную  $R=0,2900$  кДж/(кг·К); показатель изэнтропы  $k=1,3135$ .

При названных условиях требуется рассчитать режим работы ступени при  $s_1=0,8$ .

Расчет постоянных величин.

1. Скорость звука

$$a_0^* = \sqrt{kRT_0^*} = 668,44 \text{ м} \cdot \text{с}^{-1}.$$

2. Характерные отношения давлений по (6.17), (6.20), (6.16) (принято  $v=1,8$ ):

$$s_{*1} = \left[ 1 - \frac{0,3135}{2,3135} \left( \frac{6}{5} \right)^{1,8} \right]^{4,1893} = 0,4176;$$

$$s_{**1} = 0,6715, \quad s_{*2} = s_{**} = 0,5433.$$

3. Параметры по (6.13):

$$A_1 = 0,01684; \quad A_2 = 0,02178.$$

4. Безразмерные окружные скорости по (6.30)

$$\lambda_{1u} - u_1/a_0^* = 0,3525, \quad \lambda_{2u} = u_2/a_0^* = 0,3537.$$

Расчет режима ступени при  $s_1=0,8$ .

1. Относительная скорость при выходе из сопл по (6.32)

$$\lambda_1 = c_1/a_0^* = 0,5580.$$

2. Отношение температур по (6.33) при  $\alpha_1=\alpha_{1*}$  (докритическое истечение, поскольку  $s_1 > s_{**1}$ )

$$x = 1,0101, \quad p_{1w}/p_1 = x^{k/(k-1)} = 1,04313.$$

3. Относительный расход через сопловую решетку по (6.14)

$$q_1 = 0,7542.$$

4. Относительный расход через рабочую решетку по (6.34)

$$q_2 = 0,6848.$$

5. Отношение давлений для рабочей решетки по (6.31)

$$s_2 = 0,8761.$$

6. Отношение давлений для ступени по (6.27)

$$\delta_{cr} = 1,3678.$$

7. Отношение скоростей по (6.37)

$$\lambda_{2wt}^2 = 0,1913.$$

8. Относительное изменение окружной скорости при входе в каналы рабочих лопаток по (6.35)

$$(\Delta w_u/w_{2t})^2 = 1,7250 \cdot 10^{-4}.$$

9. Коэффициент скорости по (6.36) при  $k_i=0,4$

$$\psi = 0,9500.$$

10. Отношение скоростей

$$\lambda_{2w} = \psi \lambda_{2wt} = 0,4263.$$

11. К. п. д. по (6.28) при  $\beta_2=\beta_{2*}$  (так как  $s_2 > s_{*2}$  и нет расширения в ком срезе каналов рабочей решетки)

$$\eta_u = 0,8767.$$

12. Угол выхода потока по (6.40)

$$\alpha_2 = 77^\circ, 167.$$

13. Отношение скоростей по (6.39)

$$\lambda_2^2 = 0,02962.$$

14. Отношение давлений по (6.38)

$$p_2/p_2^* = 0,9794.$$

15. Отношение давлений по параметрам торможения по (6.23)

$$\delta_i = 1,3397.$$

16. К. п. д. по параметрам торможения по (6.22)

$$\gamma_{u'}^* = 0,9367.$$

17. Степень реактивности по (6.41)

$$\theta' = 0,2808.$$

18. Параметр по (6.42)

$$a/c_i' = 0,5200.$$

Аналогично можно выполнить серию расчетов для различных значений  $G_{\pi}(s_1)$  и  $\lambda_{1u}$ . В табл. 6.1 и на рис. 6.11 приведены результаты расчета характеристик при изменении  $G_{\pi}$  (или  $s_1$ ) и при постоянном  $n_{\pi}$  (при постоянном  $\lambda_{1u}=0,3525$ ). Отметим, что при значении  $G_{\pi}/A_1=q_1=0,9603$  и  $s_1=0,5846$  относительный расход через рабочую решетку  $q_2$  достигает предельного значения, равного единице. Поэтому дальнейшее увеличение приведенного расхода  $q_1$  и, следовательно, уменьшение отношения давления  $s_1$  невозможно: происходит «запирание» рабочей решетки. При этом увеличение расхода через ступень возможно только при повышении давления торможения перед ступенью  $p_0^*$ .

Таблица 6.1

$s_1$	0,9000	0,8000	0,7000	0,6000	0,5846	0,5846
$q_1$	0,5603	0,7542	0,8746	0,9497	0,9580	0,9580
$q_2$	0,4715	0,6848	0,8484	0,9781	1,0000	1,0000
$s_2$	0,9460	0,8761	0,7851	0,6302	0,5433	0,4667
$\delta_{cr}$	1,1631	1,3678	1,6435	2,9177	2,5771	3,000
$\eta_u$	0,8116	0,8767	0,8112	0,7224	0,6742	0,6313
$\delta_i$	1,1590	1,3396	1,5714	1,9846	2,2327	2,4820
$\gamma_{u'}^*$	0,8310	0,9367	0,8871	0,8201	0,7816	0,7465
$\theta'$	0,2994	0,2808	0,2716	0,3326	0,4086	0,4825
$a/c_i'$	0,7414	0,5200	0,4173	0,3372	0,3103	0,2906

Расчет характеристик при  $\delta_{ст} > \delta_*$  производится с учетом того, что  $s_1 = s_{1кр} = \text{const}$ ,  $q_2 = 1$  и условия входа в рабочий венец неизменны, меняются только условия выхода потока из каналов рабочих лопаток вследствие уменьшения  $s_2 = s_1^{-1} x^{-k/(k-1)} / \delta_{ст}$ . При различных значениях  $\delta_{ст}$  рассчитывается к. п. д. по (6.28) при помощи соотношений (6.35), (6.36) и (6.37). Дальнейшее определение  $\delta_i$ ,  $\eta_u^*$ ,  $\theta'$ ,  $u/c_i'$  не отличается от предыдущего.

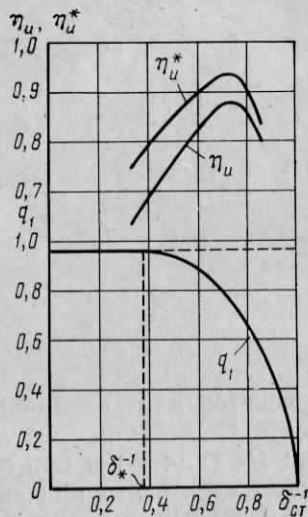


Рис. 6.11. Характеристики ступени газовой турбины при  $n_n = \text{const}$

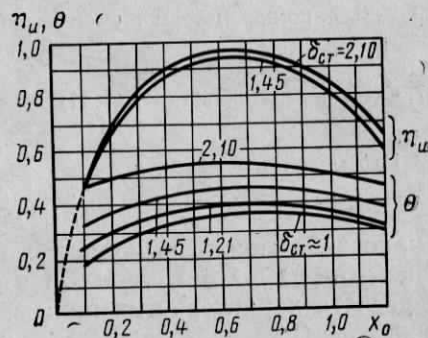


Рис. 6.12. Расчетные характеристики ступени турбины при различных отношениях давлений

Из рис. 6.11 видно, что изменение  $\delta_{ст}$  при постоянной приведенной частоте вращения ведет к довольно существенному изменению к. п. д.

На рис. 6.12 и 6.13 представлены расчетные характеристики ступени с номинальными (расчетными) значениями  $(u/c_i)_0 = 0,7$  и  $\theta_0 = 0,45$ . При этом в качестве определяющих критериев выбраны  $x_0 = u/c_i$  и  $\delta_{ст}$ .

По рис. 6.12 видно, что к. п. д. слабо зависит от  $\delta_{ст}$ : при изменении  $\delta_{ст}$  от 1,45 до 2,10  $\eta_u$  меняется на 2—5% (абсолютно). Это позволяет приближенно считать зависимость  $\eta_u = \eta_u(u/c_i)$  однопараметрической. Там же видно, что степень реактивности существенно зависит от  $\delta_{ст}$ , но сравнительно мало меняется с изменением  $x_0 = u/c_i$ .

На рис. 6.13 приведен график зависимости отношения расхода  $G_{п}$  при текущем  $x_0$  к расходу  $G_{п0}$  при расчетном значении  $x_0 = 0,7$ . Уменьшение  $x_0$  от 0,7 до 0,1 (что означает уменьшение частоты вращения в семь раз) при  $\delta_{ст} = 1,45$  вызывает увеличение расхода всего на 8%.

Слабая зависимость расхода газа от частоты вращения при степени реактивности, близкой к  $\theta = 0,5$ , позволяет приближенно принимать зависимость  $G_{п} = G_{п}(\delta_{ст})$  однозначной, что существенно облегчает расчет частичных нагрузок ГТУ.

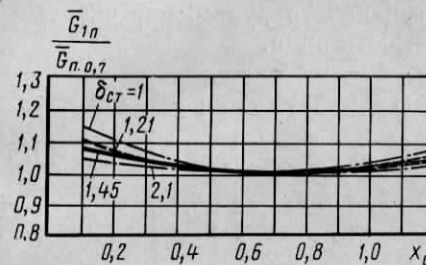


Рис. 6.13. Зависимость расхода от параметра  $x_0$  ступени турбины при различных отношениях давлений ( $\theta_0 = 0,45$ )

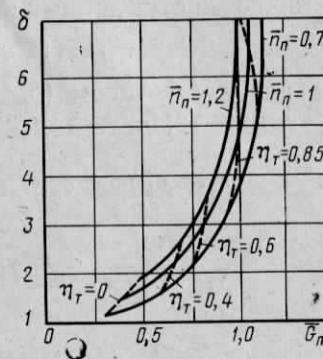


Рис. 6.14. Универсальные характеристики турбины

Иначе обстоит дело при малой расчетной степени реактивности. В этом случае уменьшение частоты вращения (параметра  $\lambda_{1u}$  или  $n_n$ ) приводит к заметному увеличению расхода (приведенного расхода  $G_{п}$ ).

#### § 6.4. Характеристики многоступенчатой турбины

При расчете частичных нагрузок ГТУ целесообразно изображать характеристики турбины так, как это представлено на рис. 6.14. По оси абсцисс отложен приведенный расход  $G_{п}$ , по оси ординат — отношение давлений  $\delta$ . Сплошные кривые соответствуют приведенным частотам вращения  $\bar{n}_n = \text{const}$ , пунктирные линии являются линиями постоянного к. п. д.

Характеристики турбины можно определить, если известны характеристики ее ступеней. Пусть в результате расчетов, подобных изложенному в примере 6.1 или экспериментальным путем, получены характеристики ступеней в виде зависимостей

$$\delta_i = \delta_i(G_{ni}, n_{ni}), \quad \tau_i = \tau_i(G_{ni}, n_{ni}), \quad (6.43)$$

где индекс  $i$  означает номер ступени;  $G_{п}$ ,  $n_n$  — приведенные расход



и частота вращения, отнесенные к параметрам торможения на входе в  $i$ -ю ступень;  $\tau_i$  — отношение температур для ступени, выражаемое через  $\delta_i$  и  $\eta_{ui}^*$  по очевидной зависимости:

$$\tau_i = T_{0i}^*/T_{2i}^* = [1 - (1 - \delta_i^{-(k-1)/k}) \eta_{ui}^*]^{-1}.$$

Отношение температур  $\tau_i$  вполне эквивалентно характеристике экономичности ступени, так как

$$\eta_{ui}^* = (1 - \tau_i^{-1}) / (1 - \delta_i^{-(k-1)/k}).$$

По характеристикам (6.43) ступеней требуется рассчитать характеристики турбины, т. е. зависимости вида:

$$\left. \begin{aligned} \delta_\tau = p_c^*/p_d^* = \delta_\tau(G_n, n_n) &= \delta_1 \delta_2 \dots \delta_Z = \prod_{i=1}^Z \delta_i; \\ \tau_\tau = T_c^*/T_d^* = \tau_\tau(G_n, n_n) &= \tau_1 \tau_2 \dots \tau_Z = \prod_{i=1}^Z \tau_i, \end{aligned} \right\} \quad (6.44)$$

$$G_n = G \sqrt{V \bar{T}_c^*/p_c^*}, \quad n_n = n \sqrt{V \bar{T}_c^*}; \quad (6.45)$$

где  $Z$  — число ступеней турбины; символ  $\prod_{i=1}^Z \delta_i$  означает произведение величин  $\delta_i$  от первой до последней.

Для решения этой задачи необходимо установить связь между приведенными параметрами  $G_{ni}$  и  $n_{ni}$  для последовательно расположенных ступеней. Из условия равенства расходов газа и частот вращения двух последовательно расположенных ступеней  $i$ -й и  $i+1$ -й имеем соотношения:

$$\left. \begin{aligned} G_{n(i+1)} &= G_{ni} \frac{p_{0i}^*}{p_{0(i+1)}^*} \left( \frac{T_{0(i+1)}^*}{T_{0i}^*} \right)^{1/2} = G_{ni} \delta_i \tau_i^{-1/2}; \\ n_{n(i+1)} &= n_{ni} \left( \frac{T_{0i}^*}{T_{0(i+1)}^*} \right)^{1/2} = n_{ni} \tau_i^{1/2}. \end{aligned} \right\} \quad (6.46)$$

Для любой пары значений приведенных параметров (6.45) легко найти характеристики турбины следующим способом. Параметры (6.45) являются приведенными параметрами первой ступени, следовательно, по характеристикам (6.43) для первой ступени найдем  $\delta_1$  и  $\tau_1$ . Затем по зависимостям (6.46) для  $i=1$  найдем приведенные параметры  $G_{n2}$ ,  $n_{n2}$  для второй ступени. Для нее по характеристикам (6.43) также найдем  $\delta_2$ ,  $\tau_2$  и т. д.

В результате последовательного определения параметров по зависимостям (6.43) и (6.46) будут найдены  $\delta_i$  и  $\tau_i$  для всех ступеней турбины, после чего по (6.44) определяем отношение давлений  $\delta_\tau$  и температур  $\tau_\tau$  для всей турбины. Остается найти к. п. д. всей турбины по формуле

$$\eta_\tau = \frac{T_c^* - T_d^*}{T_c^* - T_{dt}^*} = \frac{1 - \tau_\tau^{-1}}{1 - \delta_\tau^{-(k-1)/k}}.$$

Как было сказано ранее, влияние утечек, дисковых потерь и чисел Рейнольдса учитывается соответствующими поправками (см. § 2.2 и 2.3). Влияние потерь в патрубках рассмотрено в § 2.1.

Изложенный способ определения характеристики турбины требует знания характеристик ступеней, что связано с большой вычислительной работой. Поэтому в тех случаях, когда не требуется большая точность определения характеристики, используют простые приближенные способы расчета.

Рассмотрим простой приближенный метод расчета характеристик турбины, основанный на допущении, что характеристики можно рассматривать как однопараметрические.

Приближенные расходные характеристики. Как уже указывалось, при большой степени реактивности ступеней приведенный расход газа через турбину практически зависит только от отношения давлений  $\delta$ . Поэтому при расчете характеристики многоступенчатых газовых турбин часто используют известное уравнение Стодола — Флюгеля

$$\bar{G}_n = \left( \frac{1 - \delta^{-2}}{1 - \delta_0^{-2}} \right)^{1/2}, \quad (6.47)$$

не учитывающее влияния частоты вращения. Многочисленные опыты и расчеты показывают, что при числе ступеней  $Z \geq 3$  и значительной средней степени реактивности ступеней (например,  $\theta > 0,2$ ) уравнение (6.47) обеспечивает достаточную точность определения расхода газа, если изменение частоты вращения невелико.

Однако при малом числе ступеней зависимость (6.47) оказывается недостаточно точной. Более точное определение характеристик турбин с малым числом ступеней возможно исходя из следующих соображений. Влияние  $n$  на расходную характеристику ступени  $\bar{G}_n = \bar{G}_n(\delta)$  не учитывается. Это допущение ограничивает применение излагаемого метода областью сравнительно небольшого изменения параметра  $\theta$ .

Принимается, что расходная характеристика отдельной ступени достаточно точно может рассматриваться как однопараметрическая и описывается эллиптическим законом

$$\bar{G}_n = \left[ \frac{(1 - \delta_*^{-1})^2 - (\delta^{-1} - \delta_*^{-1})^2}{(1 - \delta_*^{-1})^2 - (\delta_0^{-1} - \delta_*^{-1})^2} \right]^{1/2}. \quad (6.48)$$

Здесь  $\delta_*$  — критическое отношение давлений ступени, т. е. то отношение давлений, при котором в соплах достигается критическая скорость (случай, когда критическая скорость достигается в рабочем колесе, не рассматривается в целях упрощения изложения).

Отношение давлений  $\delta_*$  может быть приближенно найдено с помощью зависимости

$$\delta_*^{-(k-1)/k} = 1 - \frac{1}{1 - \theta_0} \cdot \frac{k-1}{k+1}, \quad (6.49)$$

где  $\theta_0$  — расчетная степень реактивности ступени. Строго говоря, степень реактивности зависит от  $x_0$ ; с этим и связана оговорка о малом изменении параметра  $x_0$ .

Формула (6.49) свидетельствует о заметном влиянии степени реактивности на  $\delta_*$ . Например, для  $k=1,33$  получаем для значений  $\theta=0,1; 0,3; 0,5$  соответственно значения  $\delta_*^{-1}=0,5; 0,4; 0,25$  (цифры округлены).

При  $\delta > \delta_*$  величина  $\bar{G}_n = \text{const}$ .

В виде примера на рис. 6.15 приведена характеристика ступени турбины со средней степенью реактивности  $\theta=0,3$  и расчетным отношением давлений  $\delta_{ст}=2$ .

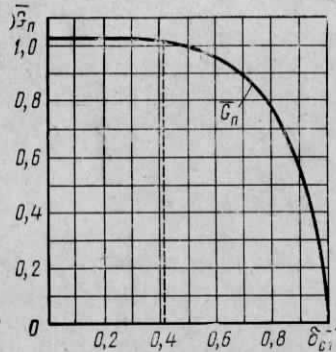


Рис. 6.15. Расходная характеристика турбины

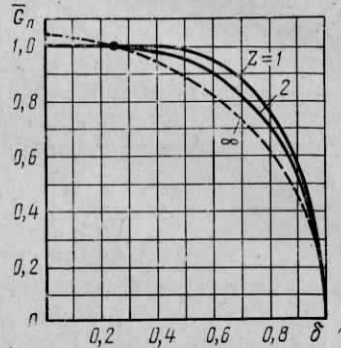


Рис. 6.16. Расходные характеристики турбин с различным числом ступеней

Располагая подобными характеристиками ступеней, нетрудно рассчитать и расходную характеристику турбины. Произвольному режиму работы первой ступени, характеризуемому отношением давлений  $\delta_i$  и приведенным расходом  $G_{ni}$  [согласно (6.48)], соответствует  $G_{n(i+1)}$  (6.46):

$$G_{n(i+1)} = G_{ni} \delta_i \tau_i^{-1/2} \approx G_{ni} \delta_i^s, \quad (6.50)$$

где  $s = 1 - \frac{k-1}{2k} \eta_u$ ;  $\tau_i = T_{0(i+1)}^* / T_{0i}^* \approx \delta_i^{-\frac{k-1}{k} \eta_u}$ ;  $\eta_u$  — к. п. д. ступени.

Допустимо принимать  $s \approx 0,9$  для всех случаев, и тогда последовательным применением зависимостей (6.50) и характеристик типа (6.48) можно найти расходную характеристику всей турбины в виде  $G_n = G_n(\delta)$ .

На рис. 6.16 представлены расходные характеристики одно-, двух- и многоступенчатой турбин. При  $Z=1$  использована зависимость (6.48); при  $Z=2$  характеристика рассчитана по изложенному методу с использованием (6.50) и характеристики при  $Z=1$ ; при  $Z=\infty$  (многоступенчатая турбина) расчет произведен по (6.47). Из рис. 6.16 видно, что при малом числе ступеней расходные характеристики заметно отличаются от случая многоступенча-

той турбины. Практически при  $Z \geq 3$  турбину можно считать многоступенчатой и использовать в качестве расходной характеристики зависимость Стодола — Флюгеля (6.47).

Приближенное определение к. п. д. турбины возможно исходя из следующих соображений. Как было показано ранее, к. п. д. ступени турбины зависит главным образом от параметра  $x_0$ . Если приведенная частота вращения и отношение давлений изменяются в небольшой степени (например, не более чем в два раза), то зависимость  $\eta_u = \eta_u(x_0)$  можно рассматривать как однопараметрическую.

Теперь рассмотрим, как изменяются режимы работы ступеней при изменении частоты вращения. Пусть, например, частота вращения упала, что привело к уменьшению параметра  $x_0$  всех ступеней турбины. Очевидно, изменение параметра  $x_0$  средней ступени приближенно можно определять по изменению  $n$  и скорости  $c_{t\text{cp}}$ , подсчитанной по среднему, располагаемому теплопадению  $H_{0т}/Z$ . Обозначив параметр  $x_0$  для средней ступени через  $x_{\text{cp}}$ , получим:

$$x_{\text{cp}} = u_1 / c_{t\text{cp}} \quad (\text{где } c_{t\text{cp}} \approx \sqrt{2H_{0т}/Z}),$$

откуда, сравнивая отклоненный режим с номинальным, приходим к соотношению

$$\bar{x}_{\text{cp}} = \bar{n} / \sqrt{\bar{H}_{0т}}, \quad (6.50a)$$

где черта, как и ранее, означает отношение текущего значения величины к ее номинальному значению. Уменьшение  $x_0$  средней ступени приводит к снижению к. п. д. этой ступени и соответствующему возрастанию температуры газа перед следующей ступенью. А так как изменение  $n$  практически не вызывает изменения распределения давлений по ступеням турбин, то располагаемое теплопадение и скорость  $c_t$  последующей ступени возрастут. В итоге уменьшение  $x_0$  средней ступени приводит обычно к еще большему снижению  $x_0$  последующих ступеней.

Аналогичным образом можно показать, что в предшествующих ступенях снижение  $x_0$  меньше, чем в средней ступени. Это означает, что если снижение  $x_0$  средней ступени вызвало уменьшение ее к. п. д. (например, на 5%), то в следующей ступени снижение к. п. д. будет больше (например, 6%), а в предыдущей — меньше (например, 4%), поскольку снижение  $x_0$  в ней меньше, чем в средней ступени.

Приведенные рассуждения показывают, что изменение к. п. д. всей турбины зависит главным образом от режима работы средней ступени. Приближенно можно принимать, что отклонения режимов работы предыдущих и последующих ступеней (от режима работы средней ступени) происходят в противоположных направлениях и в некоторой степени взаимно компенсируют друг друга.

В итоге приходим к выводу, что к. п. д. многоступенчатой турбины зависит главным образом от параметра  $\bar{x}_{\text{cp}}$  (6.50a). Зависимость (6.50a) для турбины с расчетным отношением давлений

$\delta=6,65$  и степень реактивности средней ступени  $\theta_0=0,38$  представлена на рис. 6. 17.

Уравнение Стодола — Флюгеля и график зависимости к. п. д. от  $\bar{x}_{cp}$  позволяют найти приближенные значения расхода газа и к. п. д. турбины при любых частоте вращения, отношения давлений  $\delta$ , начальных параметрах газа  $p_c^*$  и  $T_c^*$ . Действительно, урав-

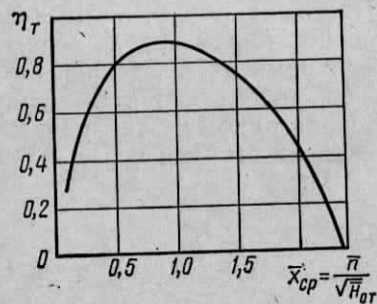


Рис. 6.17. К. п. д. турбины с расчетным отношением давлений  $\delta_0=6,65$  и  $\theta_0=0,38$

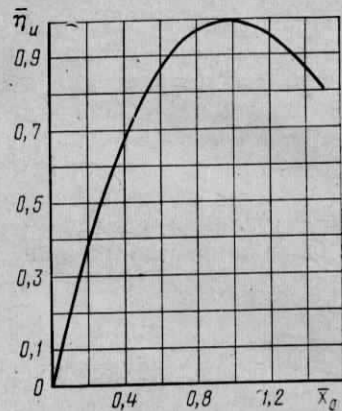


Рис. 6.18. Обобщенная характеристика экономичности турбины

нение Стодола — Флюгеля определяет параметр  $\bar{G}_n$ , по которому легко найти расход газа:

$$G = G_0 \bar{G}_n \bar{p}_c^* / \sqrt{\bar{T}_c^*}$$

Зная  $n$ ,  $n_0$  и отношения давлений  $\delta$  и  $\delta_0$ , можно определить параметр  $\bar{x}_{cp}$  и по характеристике, аналогичной изображенной на рис. 6. 17, найти к. п. д.  $\eta_T$ .

Дальнейшим обобщением характеристик ступеней турбин является изображение их в относительных величинах:

$$\bar{\eta}_u = f(\bar{x}_0), \quad \bar{\eta}_u = \eta_u / \eta_{u \max}, \quad \bar{x}_0 = x_0 / x_{0 \text{ орт}}$$

В ряде работ установлено, что характеристики  $\bar{\eta}_u = f(\bar{x}_0)$  близких по типу ступеней турбин почти совпадают. На рис. 6. 18 приведена осредненная характеристика одноступенчатых осевых турбин со сравнительно небольшой степенью реакции в корневом сечении лопаток ( $\theta_k < 0,2$ ) и  $\phi = d_c/l > 5$ .

График рис. 6. 18 позволяет по известным значениям  $\eta_u$  и  $x_0$  на оптимальном режиме работы ( $\eta_{u \max}$  и  $x_{0 \text{ орт}}$ ) рассчитать всю характеристику ступени.

## § 6.5. Совместная работа турбин при последовательном расположении

В газотурбинных установках часто применяется последовательное расположение двух и трех турбин. Для понимания свойств сложных ГТУ при частичных режимах следует рассмотреть характерные особенности работы нескольких последовательно расположенных турбин. Задача заключается в следующем: для группы последовательно работающих турбин с известными параметрами расчетного режима определить условия работы всех турбин при частичном режиме, если новый режим одной из них (например, турбины высокого давления — ТВД) задан.

Одной из основных закономерностей, определяющей поведение ГТУ при частичных нагрузках, является характер перераспределения теплоперепадов между последовательно работающими турбинами при отклонении условий работы от расчетных. Так как расход газа (при высококалорийном топливе) через все турбины можно считать одинаковым, то мощности турбин перераспределяются пропорционально тепловым перепадам.

Рассмотрим две последовательно работающие турбины при некоторых допущениях: 1) в рассматриваемом диапазоне режимов влиянием частоты вращения на характеристики турбин можно пренебречь; 2) расходные характеристики можно представить уравнением Стодола — Флюгеля. При этих условиях

$$\bar{G}_{n1} = \sqrt{\frac{1 - \delta_1^{-2}}{1 - \delta_{10}^{-2}}}, \quad \bar{G}_{n2} = \sqrt{\frac{1 - \delta_2^{-2}}{1 - \delta_{20}^{-2}}}, \quad (6.51)$$

где  $\bar{G}_{n1}$ ,  $\bar{G}_{n2}$  — расходные параметры (относительные приведенные расходы газа) для ТВД и ТНД соответственно:  $\bar{G}_{n1} = \bar{G} \sqrt{\bar{T}_{c1} / \bar{p}_{c1}}$ ;  $\bar{G}_{n2} = \bar{G} \sqrt{\bar{T}_{c2} / \bar{p}_{c2}}$ . Черта над буквой, как всегда, означает отношение текущего значения величины к расчетному.

Отказавшись от второго допущения, можно расходные характеристики турбин представить в виде

$$\bar{G}_{n1} = f_1(\delta_1), \quad \bar{G}_{n2} = f_2(\delta_2).$$

На рис. 6. 19 подобные характеристики изображены графически.

Из условия равенства расхода газа через обе турбины получим соотношение между расходными параметрами в виде

$$\bar{G}_{n2} = \bar{G}_{n1} \bar{\delta}_1 \sqrt{\bar{T}_{c2} / \bar{T}_{c1}}. \quad (6.52)$$

Вначале разберем случай, когда промежуточный подогрев газа между турбинами отсутствует и температура перед ТНД  $T_{c2}$  равна температуре в конце процесса расширения в ТВД  $T_{d1}$ , т. е.

$$T_{c2} = T_{c1} [1 - (1 - \delta_1^{-m}) \eta_{T1}].$$

Если воспользоваться законом политропического процесса, то температура  $T_{c2}$  может быть выражена в виде:

$$T_{c2} = T_{c1} \delta_1^{-m \eta_{n1}}, \quad (6.53)$$

где  $m = (k - 1)/k$ ;  $\eta_{п1}$  — политропический к. п. д. турбины высокого давления.

Приняв для наглядности более простое выражение (6.53), получим из (6.52) соотношение между расходными параметрами обеих турбин:

$$\frac{\bar{G}_{п2}}{\bar{G}_{п1}} = \frac{\delta_1^{1-m\eta_{п1}/2}}{\delta_{10}^{1-m\eta_{п10}/2}}.$$

Допуская, что  $\eta_{п1} \approx \eta_{п10}$ , получим:

$$\frac{\bar{G}_{п2}}{\bar{G}_{п1}} \approx \delta_1^{1-m\eta_{п1}/2}. \quad (6.54)$$

Рассмотрим изменение режима двух турбин, при котором расходный параметр первой турбины  $\bar{G}_{п1}$  уменьшается. Очевидно (рис. 6.19),  $\delta_1$  при этом также уменьшается. Из формулы (6.54) видно, что расходный параметр второй турбины уменьшается в большей степени, чем  $\bar{G}_{п1}$ . Следовательно, и отношение давлений во второй турбине  $\delta_2$  снижается интенсивнее, чем  $\delta_1$ .

Если бы за второй турбиной располагалась третья, то подобными рассуждениями можно установить, что отношение давлений  $\delta_3$  уменьшается более интенсивно, чем  $\delta_2$ , и т. д.

Отсюда можно сделать вывод, что при изменении режима в группе последовательно работающих турбин отношение давлений в турбине изменяется тем сильнее, чем ниже по потоку газа она расположена. Эта закономерность качественно справедлива и по отношению к теплоперепадам последовательно работающих турбин: чем ниже по потоку газа расположена турбина, тем значительнее изменяется ее теплоперепад при переменном режиме.

Для получения количественных зависимостей между  $\delta_1$  и  $\delta_2$  воспользуемся характеристиками турбин в форме Стодола — Флюгеля. Исключив из (6.52) расходные параметры  $\bar{G}_{п1}$  и  $\bar{G}_{п2}$  при помощи (6.51), получим:

$$\delta_2^{-2} = 1 - \left(\frac{\delta_1}{\delta_{10}}\right)^2 (1 - \delta_1^{-2}) \frac{\bar{T}_{c2}}{\bar{T}_{c1}} \cdot \frac{1 - \delta_{20}^{-2}}{1 - \delta_{10}^{-2}}. \quad (6.55)$$

Если промежуточный подогрев газа между турбинами отсутствует, то отношение температур  $T_{c2}/T_{c1}$  определяется равенством

(6.53) и тогда из (6.55) получаем зависимость между  $\delta_1$  и  $\delta_2$  в виде

$$\delta_2^{-2} = 1 - \left(\frac{\delta_1}{\delta_{10}}\right)^{2-m\eta_{п1}} (1 - \delta_1^{-2}) \frac{1 - \delta_{20}^{-2}}{1 - \delta_{10}^{-2}}. \quad (6.56)$$

Связь между отношениями давлений турбин можно установить несколькими иным путем, применив уравнение Стодола — Флюгеля дважды: для ТВД и для двух последовательно работающих турбин.

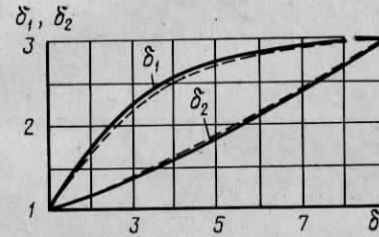


Рис. 6.20. Зависимость между отношениями давлений в последовательно работающих турбинах и общим отношением давлений

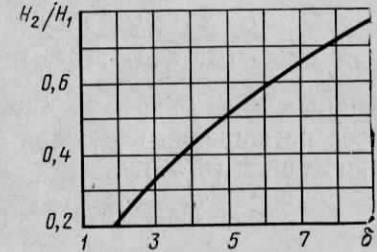


Рис. 6.21. Зависимость отношения теплоперепадов последовательно работающих турбин от общего отношения давлений

Для ТВД уравнение (6.51) запишем в виде:

$$\bar{G} = \frac{\bar{p}_c}{\sqrt{\bar{T}_{c1}}} \sqrt{\frac{1 - \delta_1^{-2}}{1 - \delta_{10}^{-2}}}.$$

Для двух последовательно работающих турбин без промежуточного подогрева уравнение Стодола — Флюгеля можно представить в аналогичной форме

$$\bar{G} = \frac{\bar{p}_c}{\sqrt{\bar{T}_{c1}}} \sqrt{\frac{1 - \delta^{-2}}{1 - \delta_0^{-2}}}, \quad (6.57)$$

где  $\delta$  — общее отношение давлений двух турбин.

Приравняв правые части написанных равенств, получим

$$\delta_1^{-1} = \sqrt{1 - \frac{1 - \delta_{10}^{-2}}{1 - \delta_0^{-2}} (1 - \delta^{-2})}. \quad (6.58)$$

Равенство (6.58) вместе с условием  $\delta_2 = \delta/\delta_1$  дает возможность рассчитать отношения давлений  $\delta_1$  и  $\delta_2$  в зависимости от общего отношения давлений  $\delta$ , т. е. найти функции  $\delta_1 = \delta_1(\delta)$ ,  $\delta_2 = \delta_2(\delta)$ .

На рис. 6.20 в качестве примера представлены законы изменения  $\delta_1$  и  $\delta_2$  в зависимости от  $\delta$  для случая, когда в расчетных условиях  $\delta_{10} = 3$ ,  $\delta_{20} = 3$ .

Данные рис. 6.20 подтверждают сделанный ранее вывод о том, что отношение давлений для ТВД при отклонении режима от рас-

четного меняется в меньшей степени, чем отношение давлений для ТНД.

Изменение  $\delta_1$  и  $\delta_2$  при переменном режиме можно рассмотреть также исходя из соотношения (6.56). Для сравнения на рис. 6.20 даны штриховыми линиями зависимости, рассчитанные на основании (6.56) при  $m\eta_{п1}=0,25$ . Как следует из рис. 6.20, при определении отношений  $\delta_1$  и  $\delta_2$  можно пользоваться любым способом.

Отношение теплоперепадов двух последовательно работающих турбин можно записать в виде

$$\frac{H_2}{H_1} = \frac{c_{p2}(T_{c2} - T_{d2})}{c_{p1}(T_{c1} - T_{d1})} = \frac{c_{p2}T_{c2}}{c_{p1}T_{c1}} \cdot \frac{1 - \delta_2^{-m\eta_{п2}}}{1 - \delta_1^{-m\eta_{п1}}}. \quad (6.59)$$

Здесь принято, что связь между температурами в начале и конце процесса расширения в каждой турбине определяется уравнением политропы вида (6.53), т. е.

$$T_{d1}/T_{c1} = \delta_1^{-m\eta_{п1}}; \quad T_{d2}/T_{c2} = \delta_2^{-m\eta_{п2}},$$

где  $\eta_{п2}$  — политропический к. п. д. турбины низкого давления.

При отсутствии промежуточного подогрева газа между турбинами соотношение (6.59) приобретает вид

$$\frac{H_2}{H_1} = \frac{c_{p2}}{c_{p1}} \delta_1^{-m\eta_{п1}} \frac{1 - \delta_2^{-m\eta_{п2}}}{1 - \delta_1^{-m\eta_{п1}}}. \quad (6.60)$$

На рис. 6.21 изображена зависимость  $H_2/H_1$  от  $\delta$ , построенная по формуле (6.60) с учетом данных рис. 6.20 (принято  $c_{p1}=c_{p2}$ ,  $m\eta_{п1}=m\eta_{п2}=0,25$ ). Данные рис. 6.21 иллюстрируют общий вывод о более резком уменьшении теплоперепада и мощности ТНД по сравнению с теплоперепадом и мощностью ТВД при переменном режиме турбогруппы.

Из анализа соотношения (6.56) можно сделать также следующие заключения: чем меньше  $\delta_{20}$  по сравнению с  $\delta_{10}$ , тем резче меняется  $\delta_2$  (а следовательно, и  $H_2$ ) при одном и том же снижении  $\delta_1$ . Из сказанного вытекает качественное влияние разбивки теплоперепада между последовательно работающими турбинами на характер изменения каждого перепада при изменении режима работы. Так, при равных расчетных перепадах относительное снижение перепада ТНД при частичном режиме меньше, чем в случае, когда расчетный перепад ТНД равен, например,  $1/3$  или  $1/4$  от общего перепада двух турбин. Иными словами: *чем меньшая доля расчетного перепада приходится на ТНД, тем значительнее при частичных режимах изменяется перепад ТНД по отношению к перепаду ТВД.*

Введение промежуточного подогрева газа расширяет возможности изменения режима работы группы турбин, так как программы подачи топлива в камеры сгорания каждой ступени подогрева в определенной степени могут быть независимы одна

от другой. Влияние промежуточного подогрева можно установить из рассмотрения зависимости (6.52) совместно с характеристиками турбин. Из (6.52) видно, что поддержанием  $T_{c2}$  на более высоком уровне, чем в установке без промежуточной камеры сгорания, можно добиться при частичных нагрузках более высоких значений расходного параметра  $G_{п2}$  для ТНД, а следовательно, и более высокого отношения давлений  $\delta_2$ , чем в установке без промежуточного подогрева. К этому же выводу можно прийти и при рассмотрении зависимости (6.55).

Применяя промежуточный подогрев и регулируя значение  $T_{c2}$ , можно существенно влиять на распределение теплоперепадов между турбинами, что видно из (6.59). В то же время более высокое значение  $\delta_2$  в установках с промежуточным подогревом ведет к увеличению общего отношения давлений  $\delta = \delta_1\delta_2$ . При этом расходный параметр (относительный приведенный расход) компрессора

$$\bar{G}_{п.к} = \frac{\bar{G}\sqrt{\bar{T}_a}}{\bar{p}_a}$$

оказывается меньше из-за относительно большей величины  $\bar{p}_{c1}$  в установке с промежуточным подогревом. Это означает, что компрессор будет работать в зоне, более близкой к границе неустойчивости, чем компрессор установки без промежуточного подогрева газа.

## § 6.6. Сопротивление воздушного и газового трактов. Механические потери при частичных нагрузках газотурбинной установки

Характеристики воздушного и газового трактов. Потери давления в трактах ГТУ зависят от режима работы установки. Под характеристиками тракта подразумевается зависимость относительных потерь давления  $\xi_i$  от режимных параметров (таких, как расход, температура и т. п.) для каждого участка тракта. После определения  $\xi_i$  для измененного режима можно по формуле (1.33) найти и параметр  $\lambda = \delta/\epsilon$ , называемый обобщенной характеристикой газозвукового тракта ГТУ.

Источниками потерь давления в воздушном и газовом трактах являются воздушный фильтр, очищающий воздух перед его поступлением в компрессор, воздухопроводы, воздухоохладители, камеры сгорания, регенератор и газопроводы. Во всех элементах воздушного и газового трактов, за исключением камеры сгорания, потери давления определяются трением и местными сопротивлениями и могут быть вычислены по формуле Дарси с учетом местных сопротивлений:

$$\Delta p = \left( \lambda_{тр} \frac{l}{d_s} + \zeta_m \right) \rho \frac{c^2}{2}, \quad (6.61)$$

где  $\lambda_{тр}$  — коэффициент трения;  $\zeta_m$  — коэффициент местных потерь;  $c$  — скорость в рассматриваемом элементе.

Вводя в расчет относительную потерю давления  $\xi = \Delta p/p$  и используя уравнения неразрывности и состояния  $G = \rho c f$ ,  $\rho = p/(RT)$ , получим из (6.61)

$$\frac{\Delta p}{p} = \left( \lambda_{\text{тр}} \frac{l}{d_s} + \zeta_m \right) \frac{G^2 RT}{2 f^2 p^2}, \quad (6.62)$$

где  $f$  — площадь поперечного сечения рассматриваемого участка тракта.

Применим формулу (6.62) к расчету коэффициентов  $\xi_i$  на различных участках тракта. В воздушных фильтрах основными являются потери на трение при ламинарном режиме течения. Доля потерь в фильтре в общем балансе гидравлических потерь обычно невелика, поэтому можно не рассматривать закон изменения этих потерь при переменном режиме отдельно, а включить их в потери других участков тракта, например прибавив к потерям в выходном газопроводе. На остальных участках воздушного и газового трактов осуществляется турбулентный режим течения, при котором коэффициент трения  $\lambda_{\text{тр}}$  в малой степени зависит от числа  $Re$  и его можно принять постоянным. Коэффициент местных потерь  $\zeta_m$ , как известно, также почти не зависит от  $Re$ . Принимая  $\lambda_{\text{тр}}$  и  $\zeta_m$  постоянными, из (6.62) получим

$$\xi_i/\xi_{i0} = \bar{G}_{ni}^2 \quad (\bar{G}_{ni} = \bar{G} \sqrt{\bar{T}/\bar{p}}), \quad (6.63)$$

т. е. относительная потеря давления на участке тракта пропорциональна квадрату приведенного расхода.

В камерах сгорания снижение давления определяется главным образом местными потерями и так называемым тепловым сопротивлением:

$$\Delta p_{\text{к.с}} = \zeta_m \rho \frac{c^2}{2} + \Delta p_{\text{т}} = (\zeta_m + \zeta_{\text{т}}) \frac{\rho c^2}{2}, \quad (6.64)$$

где  $\Delta p_{\text{т}}$  — тепловое сопротивление камеры сгорания;  $\zeta_{\text{т}}$  — коэффициент теплового сопротивления;  $c$  — скорость воздуха при входе в камеру сгорания.

Тепловое сопротивление вызывается снижением давления, возникающим в связи с увеличением скорости газа при повышении температуры в камере от  $T_e$  до  $T_c$ . По опытным данным

$$\zeta_{\text{т}} = k_{\text{т}} (T_c/T_e - 1),$$

причем  $k_{\text{т}} \leq 2$ .

Для одной из камер сгорания НЗЛ опытно получены следующие значения коэффициентов:  $\zeta_m = 7,35$ ;  $k_{\text{т}} = 1,65$ . Переходя, как и в предыдущих случаях, к относительной потере давления в камере, получим из (6.64):

$$\frac{\xi_{\text{к.с}}}{\xi_{\text{к.с}0}} = \frac{\zeta_m/k_{\text{т}} - 1 + T_c/T_e}{\zeta_m/k_{\text{т}} - 1 + T_{c0}/T_{e0}} \bar{G}_{\text{п.к.с}}^2 \quad (\xi_{\text{к.с}} = \Delta p_{\text{к.с}}/p_e), \quad (6.65)$$

где  $\bar{G}_{\text{п.к.с}}$  — относительный приведенный расход, определяемый по параметрам воздуха перед камерой сгорания;

$$\bar{G}_{\text{п.к.с}} = (\bar{G}/\bar{p}_e) \sqrt{\bar{T}_e}.$$

Для определения  $\xi_i$  по формулам (6.63) и (6.65) нужно знать режимные параметры (расход, температуру и давление) в каждом участке тракта. При расчете измененного режима ГТУ некоторые из этих параметров заранее неизвестны и поэтому следует вначале принять грубые значения  $\xi_i$  (например, взяв их величину при номинальном режиме), рассчитать измененный режим ГТУ в первом приближении, уточнить  $\xi_i$  по формулам (6.63), (6.65) и затем повторно определить измененный режим ГТУ.

Из формул (6.63), (6.65) следует, что относительные потери давления пропорциональны квадрату массового расхода. На этом основании можно принять (пренебрегая влиянием изменения температур и давления в трактах при переменном режиме), что суммарная потеря  $\xi = \sum \xi_i$  пропорциональна квадрату расходного параметра компрессора. При этом получим приближенную формулу

$$\frac{\xi}{\xi_0} = \frac{1 - \lambda}{1 - \lambda_0} \approx \bar{G}_{\text{п.к}}^2 \quad \left( \bar{G}_{\text{п.к}} = \frac{\bar{G}}{p_a} \sqrt{\bar{T}_a} \right). \quad (6.66)$$

Поскольку коэффициент  $\lambda$  мало отличается от единицы, то ошибка при определении величины  $\xi = 1 - \lambda$  мало сказывается на точности расчета параметров ГТУ при переменном режиме.

Механические потери. Под механическими потерями подразумевают потери мощности на трение в опорных и упорных подшипниках турбин и компрессоров, в зубчатых или гидравлических передачах, а также затраты мощности на привод масляного насоса и других механизмов, если они расположены на валу машины или связаны с валом передачей. Механические потери зависят в основном от частоты вращения.

Приближенно можно считать, что мощность  $\Delta N_{\text{н}}$ , потребляемая масляным насосом, пропорциональна кубу частоты вращения:

$$\Delta N_{\text{н}} = \Delta N_{\text{н}0} \bar{n}^3 \quad (\bar{n} = n/n_0),$$

где  $\Delta N_{\text{н}0}$  — мощность, потребляемая насосом при номинальной частоте вращения  $n_0$ .

Момент трения в подшипниках скольжения слабо зависит от  $n$ . Поэтому потеря мощности на трение в подшипниках  $\Delta N_{\text{п}}$  пропорциональна частоте вращения:

$$\Delta N_{\text{п}} \approx \Delta N_{\text{п}0} \bar{n},$$

где  $\Delta N_{\text{п}0}$  — потеря мощности на трение в подшипниках при номинальном значении  $n_0$ . Суммарные механические потери  $\Delta N = \Delta N_{\text{н}} + \Delta N_{\text{п}}$  представим в виде:

$$\Delta \bar{N} = \Delta N/\Delta N_0 = b \bar{n}^3 + (1 - b) \bar{n} \quad (\Delta N_0 = \Delta N_{\text{н}0} + \Delta N_{\text{п}0}), \quad (6.67)$$

где  $b$  — доля потерь мощности на привод масляного насоса при номинальном режиме;  $b = \Delta N_{\text{н}0}/\Delta N_0$ .

Из выражения для механического к. п. д. газотурбинной установки

$$\eta'_m = \frac{N - \Delta N}{N} = 1 - \frac{\Delta N}{N}$$

следует, что при измененных режимах  $\eta'_m$  можно определять по формуле

$$\eta'_m = 1 - (1 - \eta'_{m0}) \Delta N / N, \quad (6.68)$$

где  $\Delta N$  дается формулой (6.67).

### § 6.7. Характеристики потребителей мощности

Рассмотрим характеристики основных потребителей мощности ГТУ — электрического генератора переменного тока, гребного винта (судовые ГТУ) и нагнетателя природного газа (ГТУ магистральных газопроводов). Под характеристиками потребителей мощности будем подразумевать зависимость между мощностью и частотой вращения ротора потребителя мощности. Эта зависимость  $n = n(N)$  накладывает дополнительное условие на работу ГТУ, которое необходимо учитывать при расчете частичных нагрузок ГТУ.

Генератор переменного тока работает при почти постоянной частоте вращения. Поэтому приближенно его характеристику можно выразить простым соотношением

$$\bar{n} = n/n_0 = 1. \quad (6.69)$$

Если генератор переменного тока работает изолированно, то с изменением нагрузки происходит изменение и частоты вращения. В этом случае связь между  $n$  и  $N$  определяется особенностями статической характеристики регулирования. Подробнее этот вопрос рассмотрен в § 7.4.

Гребной винт. Характеристику гребного винта можно принимать в виде зависимости

$$N = kn^3 \text{ или } \bar{N} = \bar{k}\bar{n}^3. \quad (6.70)$$

Коэффициент пропорциональности  $k$  для винта постоянного шага (с неподвижно закрепленными лопастями) можно принимать постоянным ( $\bar{k} = 1$ ). В случае винта переменного шага (с поворотными лопастями) коэффициент  $k$  зависит от угла установки лопастей.

Отсутствие жесткой связи между  $n$  и  $N$  для винтов переменного шага позволяет для каждой нагрузки выбрать оптимальную частоту вращения и, следовательно, повышает экономичность установки при частичных нагрузках.

Характеристики насосов, вентиляторов и лопаточных компрессоров близки к виду (6.70), если плотность перекачиваемой среды мало меняется и сеть, на которую работает агрегат (насос, вентилятор или компрессор), имеет так называемый квадратичный закон сопротивления, т. е. квадратичную зависимость падения дав-

ления в сети от расхода среды через нее. Квадратичный закон сопротивления достаточно хорошо соответствует случаю сети при турбулентном режиме течения несжимаемой жидкости, что следует, например, из формулы (6.62). При отклонении от указанных условий характеристика лопаточной машины отличается от (6.70).

Нагнетатель природного газа. Газотурбинные установки получили широкое распространение как двигатели для привода газоперекачивающих компрессоров на станциях магистральных газопроводов. Поэтому рассмотрение характеристики нагнетателя и сети, на которую он работает, представляет особый интерес. Нагнетатель природного газа располагается в начале участка магистрального газопровода и обеспечивает транспортировку газа через этот участок.

Температуру газа перед нагнетателем можно принимать постоянной, независимо от режима работы нагнетателей предыдущих компрессорных станций, ввиду большого расстояния между станциями.

Иначе обстоит дело с начальным давлением. Одной из важных особенностей условий работы нагнетателей природного газа является требование постоянства давления в напорной линии нагнетателя. Эта особенность диктуется соображениями экономичности: чем выше среднее давление в магистральном газопроводе, тем меньше динамическое давление  $\rho c^2/2$  и тем меньше потери давления в газопроводе. Итак, конечное давление  $p_k$  (за нагнетателем или двумя последовательно включенными нагнетателями) постоянно, а начальное давление  $p_n$  (перед нагнетателями) изменяется в меру изменения отношения давления нагнетателей.

Теперь рассмотрим особенности сети, на которую работает нагнетатель, т. е. изучим характеристику магистрального газопровода.

Под характеристикой газопровода будем подразумевать зависимость между расходом газа (производительностью газопровода)  $G_r$  и отношением давлений в начале и конце участка газопровода между двумя газоперекачивающими станциями. Характеристику газопровода определим с помощью формулы Дарси (6.61), которую при  $\zeta_m \approx 0$  запишем в дифференциальной форме:

$$-dp = \lambda_{тр} \frac{\rho c^2}{2d_r} dl = \frac{8\lambda_{тр} R_r T_r G_r^2}{d_r^5 \pi^2} \cdot \frac{dl}{p},$$

где  $R_r$  — газовая постоянная перекачиваемого газа;  $T_r$  — температура газа;  $d_r$  — внутренний диаметр трубы газопровода.

Для турбулентного режима течения

$$\lambda_{тр} = B Re^{-0,2} = B \left( \frac{\rho c d_r}{\mu} \right)^{-0,2} = B \left( \frac{4G_r}{\pi \mu d_r} \right)^{-0,2},$$

где  $\mu$  — динамическая вязкость газа.

Подставляя это выражение в дифференциальное уравнение и интегрируя последнее в пределах, соответствующих концу и нача-

лу участка газопровода (при условии  $T_r \approx \text{const}$ ), получим:

$$p_k^2 - p_n^2 \approx AG_r^{1,8},$$

где  $A$  — постоянная, не зависящая от режима работы газопровода.

Для расчетного режима найденное равенство дает

$$p_{k0}^2 - p_{n0}^2 \approx AG_{r0}^{1,8}$$

и, следовательно,

$$G_r \approx \left[ \frac{p_k}{p_{k0}} \sqrt{\frac{1 - \varepsilon_r^{-2}}{1 - \varepsilon_{r0}^{-2}}} \right]^{1,11} (\varepsilon_r = p_k/p_n; \varepsilon_{r0} = p_{k0}/p_{n0}). \quad (6.71)$$

Располагая характеристиками газопровода (6.71) и характеристиками нагнетателя, можно рассмотреть условия их совместной работы и установить зависимость  $\bar{n} = \bar{n}(\bar{N})$ . Для этой цели необходимо совместить характеристики нагнетателя и газопровода при условии  $p_k = \text{const}$ . А поскольку характеристики нагнетателя обычно строят при условии  $p_n = \text{const}$  и  $T_n = \text{const}$ , то вначале следует построить характеристики нагнетателя для условия  $p_k = \text{const}$ . Пересчет характеристик нагнетателя с  $p_n = \text{const}$  на  $p_k = \text{const}$  не вызывает затруднений, если вспомнить зависимости (6.3) и (6.4) между относительными величинами. Принимая  $\bar{T}_n = 1$ , находим:

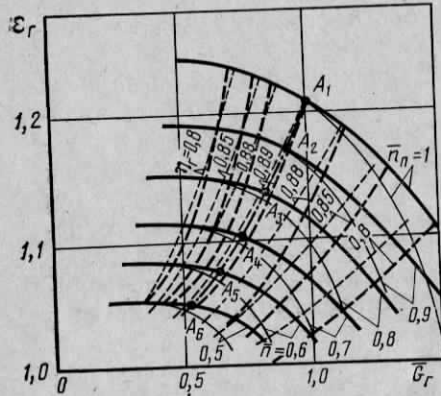


Рис. 6.22. Характеристики нагнетателя природного газа и газопровода:

- $\varepsilon_r$  — нагнетатель при  $p_n = \text{const}$ ;
- $\eta_r$  — нагнетатель при  $p_k = \text{const}$ ;
- $\varepsilon_r$  — газопровод при  $p_k = \text{const}$

$$\bar{G} = \bar{G}_n p_n / p_{n0}; \quad (6.72)$$

$$\bar{n} = \bar{n}_n. \quad (6.73)$$

При условии  $p_k = \text{const}$  зависимость (6.72) принимает вид

$$\bar{G} = \bar{G}_n \varepsilon_{r0} / \varepsilon_r. \quad (6.74)$$

Зависимости (6.74) и (6.73) служат для пересчета характеристик нагнетателя, если пренебречь незначительным влиянием  $Re$  и дополнительно принять, что изменение начальных параметров газа не вызывает изменения к. п. д. нагнетателя  $\eta_r$  и отношения давлений  $\varepsilon_r$ .

Иллюстрацией к изложенному служит рис. 6.22. Тонкими линиями на рис. 6.22 показаны характеристики нагнетателя для условия  $p_n = \text{const}$ , а жирными — для условия  $p_k = \text{const}$ . Штрихпунктирной линией показана характеристика газопровода (также при условии  $p_k = \text{const}$ ) согласно (6.71). Точки пересечения характеристик газопровода и нагнетателя  $A_1, A_2, \dots, A_6$  определяют совместные режимы работы при соответствующих числах оборотов нагнетателя.

Видно, что линия совместных режимов проходит благоприятно, почти совпадая с кривой равного к. п. д.  $\eta_r = 0,89$ .

Зная линию совместных режимов работы, нетрудно найти отношение мощностей:

$$\bar{N} = \bar{G}_r \frac{\varepsilon_r^m - 1}{\varepsilon_{r0}^m - 1} \cdot \frac{\eta_{r0}}{\eta_r} \approx \bar{G}_r \frac{\varepsilon_r^m - 1}{\varepsilon_{r0}^m - 1} \quad (6.75)$$

и построить график зависимости  $\bar{n} = \bar{n}(\bar{N})$ . Расчеты показывают, что при малых отношениях давлений  $\varepsilon_r$  зависимость  $\bar{n} = \bar{n}(\bar{N})$  мало отклоняется от кубической параболы.

Была рассмотрена совместная работа одного нагнетателя и газопровода. Обычно же работают два последовательно включенных нагнетателя. Определение характеристики  $\bar{n} = \bar{n}(\bar{N})$  производится таким же образом, как и в случае одного нагнетателя. Необходимо лишь вначале сложить характеристики совместно работающих нагнетателей, а затем рассматривать совместно характеристику газопровода и суммарную характеристику нагнетателей.



## Газотурбинные установки в нерасчетных условиях работы

### § 7.1. Качественный анализ характеристик газотурбинных установок при частичных нагрузках

Рассмотренные в гл. VI характеристики агрегатов ГТУ и потребителей мощности дают основу для изучения свойств различных схем газотурбинных установок при переменном режиме работы. Для ГТУ разомкнутого процесса изменение режима работы обычно связано либо с необходимостью изменить мощность, развиваемую установкой, либо с изменением внешних условий, т. е. температуры или давления воздуха, засасываемого компрессором.

В данном параграфе дается качественный анализ характеристик переменного режима некоторых основных схем ГТУ в предположении, что переход с режима на режим вызван необходимостью изменить мощность, развиваемую газотурбинной установкой. Из общей формулы для мощности ГТУ  $N = GH$  видно, что изменение мощности может быть достигнуто путем регулирования расхода газа  $G$  или изменения работы  $H$ .

Наиболее экономичным способом регулирования, очевидно, будет тот, при котором температура газа и воздуха в различных точках цикла и отношения давления ( $\epsilon$ ,  $\delta$ ) не меняются; удельная работа и к. п. д. газотурбинной установки при этом постоянны, а мощность регулируется изменением расхода газа (количественный способ регулирования).

Количественный способ регулирования мощности может быть осуществлен только в ГТУ замкнутого процесса путем пропорционального изменения давлений во всех точках контура ГТУ. В ГТУ разомкнутого процесса невозможно осуществить пропорциональное изменение давлений во всем контуре, так как нижний уровень давления (атмосферное давление) вообще не может быть изменен произвольно. Поэтому в разомкнутых ГТУ при регулировании мощности отношения давлений ( $\epsilon$ ,  $\delta$ ) и температура ( $T_c$ ) непременно меняются; удельная полезная работа  $H$  и к. п. д.  $\eta$  обычно снижаются вместе с понижением нагрузки. Таким образом, в ГТУ разомкнутого процесса осуществляется смешанное (количественно-качественное) регулирование мощности.

Изменение экономичности ГТУ при частичных режимах, очевидно, зависит от того, насколько способ регулирования мощности приближается к количественному. Если снижение мощности дости-

гается за счет резкого уменьшения  $H$  при мало меняющемся расходе  $G$ , то это означает, что при частичных нагрузках должны существенно изменяться параметры цикла, от которых зависит величина полезной работы и к. п. д. установки. При этом следует ожидать значительного падения к. п. д. при снижении мощности ГТУ. Если регулирование мощности достигается при существенном уменьшении расхода  $G$ , то величина  $H$  в меньшей степени отличается от номинального (расчетного) значения, и экономичность ГТУ при частичных нагрузках должна быть более высокой, чем в предыдущем случае.

На основании сказанного можно прийти к следующему предположению: чем значительнонее меняется расход газа при регулировании мощности ГТУ, тем более устойчивым должен быть к. п. д. установки.

Если по назначению ГТУ должна работать в достаточно широком диапазоне нагрузок, то экономичность ее при режимах частичной мощности имеет важное значение. При проектировании такой ГТУ конструктор должен выбрать схему установки, которая обеспечивала бы достаточно высокую экономичность не только при номинальном, но и при переменном режиме работы.

Обычно такое требование предъявляется к транспортным или к автономным энергетическим ГТУ, если они работают на изолированную сеть с переменным графиком нагрузки.

Энергетические ГТУ, работающие в энергосистеме параллельно с другими агрегатами, как правило, эксплуатируются при мощности, близкой к номинальной. Для таких установок экономичность при частичных нагрузках не имеет существенного значения; изменение режима их работы происходит вследствие изменения атмосферных условий.

**Простая одновальная ГТУ.** Рассмотрим особенности работы при частичных нагрузках простой одновальной установки (см. рис. 1.1), состоящей из газовой турбины, воздушного компрессора и камеры сгорания. В системе газотурбинной установки газовую турбину можно рассматривать как своеобразное сопротивление или как сеть, на которую работает воздушный компрессор. Особенность этой сети состоит в том, что ее сопротивление меняется не только в связи с изменением расхода газа через нее, но также зависит от температуры перед турбиной и в некоторой степени от частоты вращения. По существу, расходная характеристика турбины, в простейшем виде выражаемая формулой Стодола—Флюгеля (6.47), по отношению к воздушному компрессору является характеристикой сети, на которую работает компрессор.

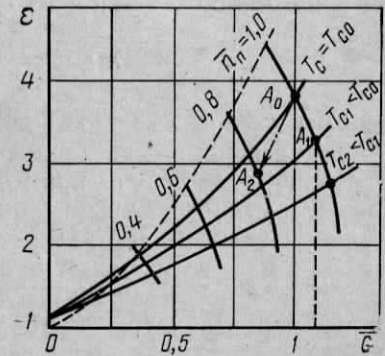


Рис. 7.1. Совмещенные характеристики турбины и компрессора

Допустим вначале, что установка (см. рис. 1.1) должна работать при постоянной частоте вращения:  $\bar{n}=1$ . Для снижения мощности ГТУ необходимо уменьшить подачу топлива в камеру сгорания, что приведет к понижению температуры газа перед турбиной. Сопротивление газовой турбины при понижении температуры перед ней уменьшается, следовательно, пониженной температуре должно соответствовать меньшее давление перед турбиной. Это наглядно демонстрируется рис. 7.1, где изображена характеристика воздушного компрессора, и в тех же координатах  $\epsilon, \bar{G}$  представлена характеристика турбины по формуле Стодола — Флюгеля

$$\lambda \epsilon = \delta = \sqrt{1 + (\delta_0^2 - 1) G^2 T_c}$$

при нескольких значениях температуры перед турбиной  $T_c$ .

Точка пересечения характеристики компрессора при  $\bar{n}=1$  и характеристики турбины при  $T_c=T_{c0}$  (точка  $A_0$ ) определяет параметры совместного режима работы компрессора и турбины на номинальном режиме, так как в этой точке выполняется условие  $\delta_0 = \lambda \delta \epsilon_0$  и равенство между производительностью компрессора и расходом газа через турбину. При снижении температуры перед турбиной характеристика турбины становится более пологой, чему соответствует точка пересечения  $A_1$ . Новому режиму соответствует уменьшенное давление перед турбиной и несколько увеличенный расход газа.

При этих условиях происходит уменьшение работы расширения газа в турбине  $H_T$ . Одновременно уменьшается и работа сжатия компрессора  $H_K$ , но в меньшей степени, чем работа расширения турбины, так как последняя снижается не только в связи с падением  $\delta$  и  $\epsilon$ , но и в результате уменьшения температуры газа перед турбиной. Полезная мощность ГТУ, пропорциональная разности  $H_T - H_K$ , понижается. При дальнейшем уменьшении подачи топлива наступит момент, когда работа турбины и работа компрессора сравняются по величине; при этом полезная мощность ГТУ станет равной нулю, и установка перейдет в режим холостого хода.

В рассматриваемом случае снижение мощности осуществляется за счет резкого уменьшения удельной работы  $H$ , так как расход газа  $G$  при этом не только не падает, но даже несколько увеличивается по мере снижения нагрузки. Поэтому можно ожидать достаточно резкого снижения к. п. д. при уменьшении мощности ГТУ.

Расчеты и данные испытаний ГТУ подтверждают это предположение. На рис. 7.2 [16] представлена зависимость к. п. д. от относительной мощности простой одновальной установки при постоянной частоте вращения (кривая 1). При снижении нагрузки вдвое относительное уменьшение к. п. д. составляет примерно 23%, т. е. удельный расход тепла на половинной мощности в 1,3 раза больше, чем при нормальной нагрузке.

Проанализируем поведение установки (см. рис. 1.1) при условии ее работы с переменной частотой вращения, например по закону

винта (6.70). При снижении расхода топлива в камеру сгорания мощность, развиваемая турбиной, упадет, что вызовет снижение частоты вращения. Пониженной частоте вращения соответствует меньшая производительность компрессора и меньший расход газа через турбину (точка  $A_2$  на рис. 7.1). Следовательно, во втором случае способ регулирования мощности приближается к количественному способу: меняются не только параметры рабочего вещества, но и его расход. Поэтому есть основание предположить, что экономичность установки в этом случае будет выше, чем при работе с постоянной частотой вращения. Вывод этот подтверждается данными рис. 7.2, где кривая 2, соответствующая регулированию мощности по закону винта (6.70), располагается несколько выше кривой 1.

Предположим для простоты, что в обоих сравниваемых случаях расход топлива уменьшился (по отношению к номинальному расходу) в одинаковой степени. При работе с переменной частотой вращения подача воздуха в камеру сгорания уменьшилась по сравнению с номинальной; при работе с постоянной частотой вращения расход воздуха даже несколько увеличивается. Очевидно, при одинаковом расходе топлива температура перед турбиной при  $n = \text{var}$  должна быть выше. Давление же перед турбиной, наоборот, оказывается ниже, чем при  $n = \text{const}$ , так как сопротивление турбины резко снижается при уменьшении расхода газа через нее. Следовательно, при снижении нагрузки установки с  $n = \text{var}$  давление перед турбиной  $p_c$  падает значительно, а температура  $T_c$  — менее значительно, чем при условии  $n = \text{const}$ . Эти соображения подтверждаются расчетами, результаты которых представлены на рис. 7.3 (при тех же условиях, что и рис. 7.2) [16].

К. п. д. простой газотурбинной установки, как показано в гл. I, является зависимостью вида:  $\eta = \eta(\tau, \epsilon, \eta_T, \eta_K, \sigma)$ , которая, конечно, справедлива не только для номинального, но и для переменного режима работы ГТУ.

Падение к. п. д. на режимах частичной нагрузки обусловлено уменьшением  $\tau = T_c/T_a$  и  $\epsilon = p_c/p_a$ . Из сравнения двух рассмотренных случаев работы ГТУ можно заключить, что при  $n = \text{const}$  падение к. п. д. происходит в основном в результате резкого снижения  $\tau$ , а при  $n = \text{var}$  главной причиной является падение отношения

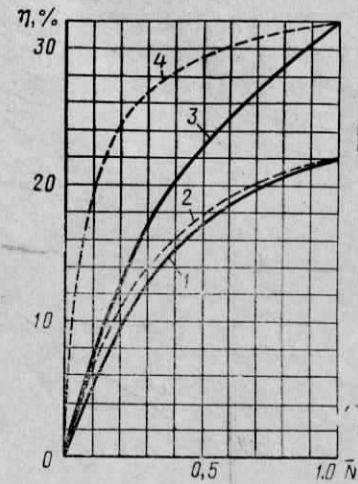


Рис. 7.2. Экономичность простой ГТУ при частичных нагрузках:

1 —  $n = \text{const}$  (без регенерации); 2 — пропеллерная нагрузка (без регенерации); 3 —  $n = \text{const}$  ( $\sigma = 0,8$ ); 4 — пропеллерная нагрузка ( $\sigma = 0,8$ );  $t_{c0} = 750^\circ \text{C}$ ;  $t_a = 15^\circ \text{C}$

давлений  $\epsilon$ . Изменение коэффициентов полезного действия  $\eta_t$  и  $\eta_k$  при частичных нагрузках оказывает на величину  $\eta$  большее влияние, чем при номинальном режиме, так как при снижении мощности коэффициент полезной работы  $\phi$  падает, а при низких значениях  $\phi$  всякое изменение  $\eta_t$  и  $\eta_k$  особенно резко влияет на к. п. д. установки (см. § 1.3).

На рис. 7.4 показаны линии совместных режимов работы турбины и компрессора для  $\bar{n}=1$  и  $\bar{n}=\bar{N}^{1/3}$ . Режимная точка компрессора при снижении мощности по закону винта приближается в об-

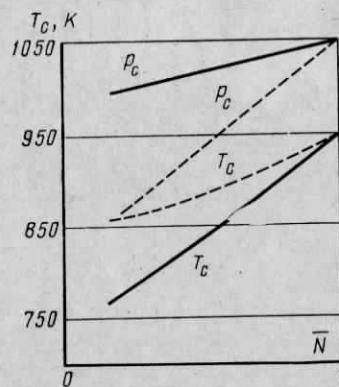


Рис. 7.3. Изменение давления и температуры газов перед турбиной при частичных нагрузках:  
 —  $\bar{n}=1$ ; — — —  $\bar{n}=\bar{N}^{1/3}$  (пропеллерная нагрузка)

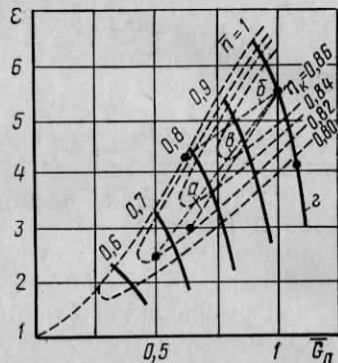


Рис. 7.4. Режимные линии в диаграмме компрессора для различных схем ГТУ; буквами а, б, в, отмечены режимные линии для ГТУ, выполненных по схемам рис. 7.6

ласти малых нагрузок ГТУ к границе помпажа (кривая б). В этом случае работа ГТУ при малых нагрузках возможна только с открытым противопомпажным клапаном, через который часть воздуха из напорного патрубка компрессора сбрасывается в атмосферу. Эта мера устраняет помпаж компрессора при малых нагрузках, но, естественно, связана с резким снижением к. п. д. установки. Поэтому работа ГТУ с открытым противопомпажным клапаном должна быть скорее исключением, чем правилом.

При  $n=\text{const}$  режим работы компрессора во всем диапазоне нагрузки ГТУ удален от помпажной зоны (кривая г).

Степень регенерации  $\sigma$  мало меняется в связи с изменением режима работы регенератора, однако характеристики экономичности ГТУ с регенерацией и без нее при частичных нагрузках существенно различаются.

Если в установках без регенерации переменная частота вращения (например, по закону винта) приводит лишь к незначительному увеличению к. п. д. на частичных нагрузках (см. рис. 7.2), то в случае применения регенерации экономичность установки при пе-

ременной частоте вращения при частичных нагрузках оказывается значительно больше, чем при  $n=\text{const}$ .

На рис. 7.2 приведены результаты расчетов ГТУ с регенерацией  $\sigma=0,8$  при  $n=\text{const}$  (кривая 3) и при законе винта (кривая 4). Из этих данных можно заключить, что к. п. д. установки с регенерацией при  $n=\text{const}$  падает при снижении мощности даже быстрее, чем при  $\sigma=0$ . Так, при половинной нагрузке удельный расход топлива при  $\sigma=0,8$  и  $n=\text{const}$  возрастает в 1,4 раза по сравнению с номинальным значением удельного расхода.

К. п. д. установки с регенерацией при переменной частоте вращения оказывается весьма устойчивым и при половинной нагрузке падает до 0,91 от номинального значения к. п. д., чему соответствует увеличение удельного расхода топлива всего на 10%.

Для объяснения отмеченной особенности ГТУ с регенерацией обратимся к рис. 7.5, где изображены три цикла в  $T$ - $s$ -диаграмме. Первый цикл (сплошная линия) соответствует номинальному режиму ГТУ с регенерацией, другие два цикла относятся к некоторой одинаковой по величине частичной мощности ГТУ, но при различных характеристиках нагрузки: штриховой линией изображен цикл для  $\bar{n}=1$ , а штрихпунктирной — для закона  $\bar{n}=\bar{N}^{1/3}$ . Как было выяснено ранее, установка при  $n=\text{const}$  имеет при равной мощности меньшую температуру перед турбиной  $T_c$  и большее отношение давлений ( $\delta, \epsilon$ ), чем при  $n=\text{var}$ . Это приводит к тому, что температура за турбиной при  $n=\text{const}$  оказывается ниже, а температура воздуха за компрессором, наоборот, выше, чем при  $n=\text{var}$ . Значит, предполагаемая разность температур газа и воздуха  $\Delta T=T_a-T_b$  и, следовательно, удельное количество тепла, передаваемое воздуху в регенераторе  $\sigma c_p \Delta T$  в случае  $n=\text{var}$ , будут большими, чем при  $n=\text{const}$ , и даже несколько большими, чем при номинальном режиме (рис. 7.5).

Следовательно, высокие значения к. п. д. установки с регенерацией при  $n=\text{var}$  обусловлены повышенным нагревом воздуха в регенераторе при частичных нагрузках.

По той же самой причине к. п. д. установки с регенерацией при  $n=\text{const}$  падает при снижении мощности более резко, чем в установке без регенерации. Дополнительное снижение экономичности вызвано уменьшением нагрева воздуха в регенераторе (на рис. 7.5 видно, что  $\Delta T' < \Delta T_0$ ).

Двухвальные газотурбинные установки без промежуточного подгрева. Из предыдущего рассмотрения следует, что ГТУ с уменьшающимся расходом воздуха при частичных режимах имеют более высокую экономичность, чем ГТУ, работающие при  $n=\text{const}$ , ког-

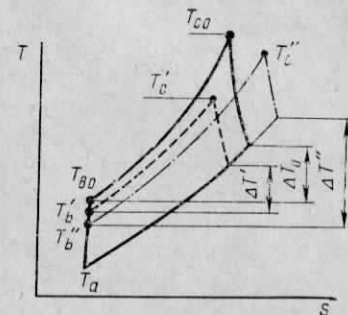


Рис. 7.5. Цикл ГТУ с регенерацией в  $T$ - $s$ -диаграмме при частичных нагрузках

да расход воздуха почти постоянен. В то же время характеристика потребителя мощности требует определенного закона изменения частоты вращения турбины в зависимости от мощности. Для того чтобы повысить экономичность ГТУ при частичных нагрузках и одновременно удовлетворить требованиям, накладываемым потребителем мощности, целесообразно применить двухвальную схему ГТУ. В простейшей двухвальной схеме имеется турбокомпрессорный агрегат, состоящий из турбины  $T$  и компрессора  $K$ , и кинематически не связанная с ним турбина полезной мощности  $T_{ПМ}$ .

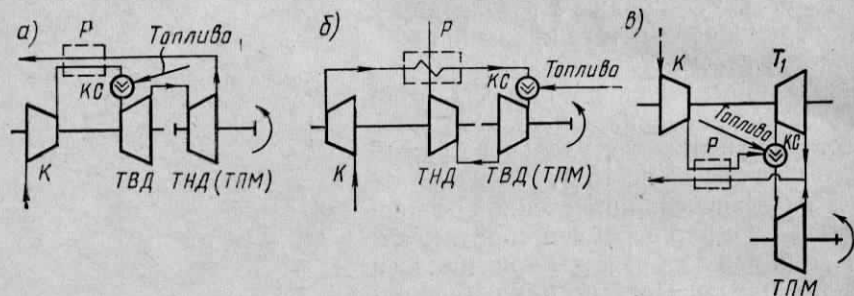


Рис. 7.6. Схемы ГТУ с выделенным компрессором

При одной ступени сгорания и одной ступени сжатия воздуха возможны три двухвальные схемы, изображенные на рис. 7.6. В схеме  $a$  компрессор приводится турбиной высокого давления  $ТВД$ , а турбина низкого давления  $ТНД$  несет полезную нагрузку. В схеме  $b$  турбина низкого давления вращает компрессор, а турбина высокого давления вырабатывает полезную мощность. В схеме  $v$  турбины  $T_1$  и  $T_{ПМ}$  включены параллельно; за камерой сгорания  $КС$  поток газа раздваивается; большая часть газа поступает в компрессорную турбину  $T_1$ , меньшая — в турбину полезной мощности  $T_{ПМ}$ .

Особенностью рассматриваемых схем и вообще всех схем с выделенной турбиной полезной мощности является то, что частота вращения  $T_{ПМ}$  может меняться независимо (почти независимо) от частоты вращения турбокомпрессора. Для того, чтобы эта особенность стала понятной, рассмотрим работу двухвальных ГТУ названных схем при постоянной подаче топлива в камеру сгорания. При этом условии изменение частоты вращения турбины полезной мощности может быть вызвано только изменением внешнего тормозного момента (момента, приложенного к муфте  $T_{ПМ}$  со стороны потребителя мощности). В схемах  $a$  и  $b$  изменение частоты вращения  $T_{ПМ}$  практически не повлияет на расход газа и параметры перед турбиной, так как расходная характеристика турбины почти не зависит от частоты вращения. Значит, турбина полезной мощности в схемах  $a$  и  $b$  при постоянной подаче топлива в камеру сгорания и переменной частоте вращения

имеет постоянный изоэнтروпийный теплоперепад  $H'_{ТПМ}$  и постоянный расход газа  $G$ . Мощность, развиваемая турбиной, меняется только в меру изменения к. п. д.  $\eta_{ТПМ}$ :  $N = GH'_{ТПМ} \eta_{ТПМ}$ . Независимость расхода газа и параметров перед  $T_{ПМ}$  от частоты вращения этой турбины определяет постоянство режима работы турбокомпрессора. Следовательно, режим работы турбокомпрессора в рассматриваемых схемах определяется одним параметром — подачей топлива в камеру сгорания.

В схеме  $b$  изменение частоты вращения  $T_{ПМ}$  несколько значительнее влияет на режим работы турбокомпрессора, чем в схемах  $a$  и  $v$ . Причина состоит в том, что изменение частоты вращения  $T_{ПМ}$  вызывает изменение внутреннего к. п. д. этой турбины  $\eta_{ТПМ}$ , а следовательно, и температуры газа, покидающего  $T_{ПМ}$  и поступающего в турбину турбокомпрессора. Это ведет к изменению расхода газа, отношения давлений  $\varepsilon$  и частоты вращения турбокомпрессора.

Рассмотрим в сравнении переменный режим установок, схемы которых приведены на рис. 7.6,  $a$  и  $b$ . Отличие в характере переменного режима этих установок в первую очередь определяется тем, что работа  $H_1$  турбины высокого давления всегда изменяется в меньшей степени, чем работа турбины низкого давления  $H_2$  (см. § 6.5). В установке  $a$  компрессор приводится турбиной высокого давления, мощность которой при переменном режиме работы снижается в меньшей степени, чем мощность турбины низкого давления, несущей полезную нагрузку. Относительно высокая мощность  $ТВД$  обеспечивает поддержание частоты вращения, а следовательно, и производительности компрессора на достаточно высоком уровне. При этом снижение полезной мощности ГТУ достигается частично за счет уменьшения расхода, но в основном — за счет снижения теплоперепада турбины полезной мощности. При переменном режиме установки  $b$  теплоперепад турбины турбокомпрессора снижается в большей степени, чем теплоперепад турбины полезной мощности, так как  $T_{ПМ}$  является турбиной высокого давления в системе двух последовательно работающих турбин (см. § 6.5). Резкое уменьшение перепада турбины турбокомпрессора вызывает глубокое снижение частоты вращения турбокомпрессорного вала и производительности компрессора. Следовательно, регулирование мощности в схеме  $b$  осуществляется при глубоком изменении расхода воздуха, чему соответствует высокий уровень температуры перед турбинной группой при частичных нагрузках ГТУ.

На рис. 7.7 [16] приведено сопоставление установок  $a$  и  $b$  при переменном режиме работы, а на рис. 7.4 показаны режимные линии в диаграмме компрессора (кривые  $a$  и  $b$ ). Звездочками на рис. 7.7 отмечены точки, соответствующие границе устойчивой работы компрессора. Хотя к. п. д. схемы  $b$  и несколько выше, чем прочих рассмотренных схем, практическое ее применение исключается из-за невозможности обеспечить режимы малых нагрузок. Из рис. 7.7 видно, что в схеме  $b$  компрессор попадает в зону неустойчивой работы уже при мощности  $\bar{N} = 0,4$ . Это объясняется высоким уров-

нем температур  $T_c$  при частичных режимах, чему соответствуют (по характеристике турбины) повышенные значения давления перед турбиной и за компрессором.

В настоящее время для ГТУ, призванных работать в широком диапазоне нагрузок, наибольшее распространение получила схема *a*, которая при использовании регенератора имеет достаточно высокую экономичность при частичных нагрузках, а режим работы компрессора во всем диапазоне нагрузок достаточно удален от помпажной зоны. В частности, ГТУ, выполненные по схеме *a*, получили преимущественное распространение как двигатели, приводящие магистральные газопроводы.

Схема *b* (см. рис. 7.6) имеет характеристики переменного режима, близкие к случаю одновальной установки с нагрузкой по закону винта. Преимущества в экономичности по сравнению со схемой *a* эта установка не имеет. Схема *b* обладает рядом конструктивных недостатков, из-за которых она не получила практического применения. Недостатки схемы связаны с тем, что здесь обе турбины имеют тепловыдел, равный суммарному перепаду двух турбин в схеме *a*. Соответственно общее количество ступеней двух турбин в схеме *b* оказывается примерно в два раза большим, что усложняет и удорожает изготовление установки. Разделение потока газа на два усложняет тепловую схему ГТУ и ведет к снижению внутренних

к.п.д турбин из-за уменьшения длины лопаток; в особенности это сказывается на к. п. д. турбины полезной мощности, расход газа через которую в два-три раза меньше, чем через турбину турбокомпрессора.

**Газотурбинные установки с компрессорами, расположенными на разных валах.** Применение промежуточного охлаждения воздуха при сжатии, как известно, улучшает основные характеристики ГТУ на номинальном режиме (см. § 1.6) и, в частности, повышает ее экономичность. Однако область безпомпажной и экономичной работы одновальной компрессорной группы при введении охлаждения заметно сужается. Этот вопрос подробно рассмотрен в § 6.2, где показано, что оптимальное регулирование компрессорной группы достигается при уменьшении числа оборотов *КНД* и почти постоянном числе оборотов *КВД*. Отсюда следует, что для улучшения характеристик ГТУ при переменном режиме целесообразно применить двухвальную схему с расположением последовательно работающих компрессоров на разных валах, вращающихся с различными частотами вращения. Для регулирования расхода воздуха *КНД*

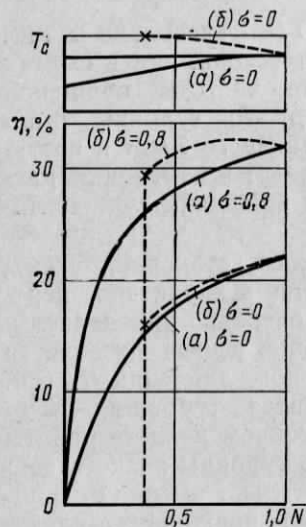


Рис. 7.7. Сравнение двух схем ГТУ на частичных нагрузках

должен располагаться на валу с переменной частотой вращения. Если компрессор низкого давления расположен на валу при  $n = \text{const}$ , то расход воздуха при изменении нагрузки почти постоянен и экономичность такой ГТУ на частичных нагрузках всегда будет ниже.

Рассмотрим основные схемы двухвальных ГТУ с двухкорпусной компрессорной группой. На рис. 7.8 представлены схемы ГТУ, отличающиеся расположением турбин высокого и низкого давления на компрессорном и генераторном валах. В схеме *a* компрессор

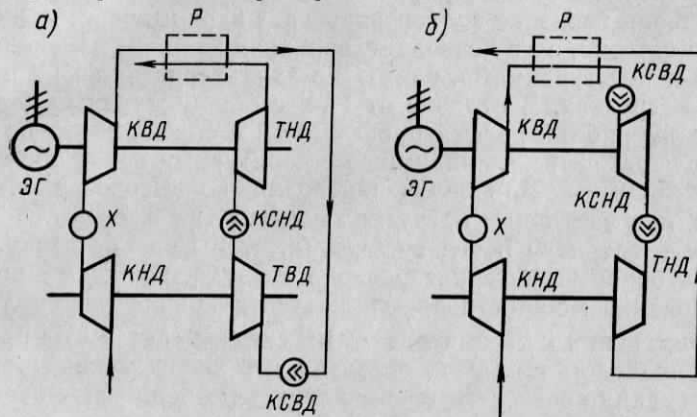


Рис. 7.8. Схемы ГТУ с двумя ступенями сжатия

низкого давления приводится турбиной высокого давления, в то время как турбина низкого давления вращает компрессор высокого давления и электрический генератор. Такого типа схемы часто называют «перекрестными». В схеме *b*, которая называется «прямой», турбины поменялись местами: турбина высокого давления приводит компрессор высокого давления и генератор, а турбина низкого давления вращает компрессор низкого давления.

Сравним условия работы этих двух схем при частичных нагрузках. Для поддержания высокой экономичности при снижении нагрузки нужно стремиться уменьшить расход воздуха, подаваемый компрессором низкого давления. При этом способ регулирования мощности будет приближаться к количественному способу. Для снижения производительности *КНД* необходимо уменьшить его частоту вращения, чего можно добиться снижением мощности, развиваемой приводной турбиной.

Допустим вначале, что промежуточного подвода тепла нет. При этом уменьшение мощности *ТНД* можно обеспечить только путем снижения температуры перед *ТВД*. При одинаковом понижении температуры перед *ТВД* в схемах *a* и *b* расход воздуха уменьшается значительно в схеме *b*, так как при переменном режиме тепловыдел и мощность *ТНД* в группе последовательно работающих турбин всегда уменьшаются в большей степени, чем тепловыдел и мощность *ТВД* (см. § 6.5). Более значительное умень-

шение расхода воздуха в схеме *б* означает, что способ регулирования ГТУ по этой схеме в большей мере приближается к количественному способу. Следовательно, уровень температуры перед *ТВД* и экономичность ГТУ, выполненной по схеме *б*, должны быть выше, чем у ГТУ типа *а*. В отличие от однокомпрессорной схемы *б* (см. рис. 7.6) в схеме *б* (рис. 7.8) компрессоры во всем диапазоне нагрузки не попадают в помпажную зону, что объясняется преимуществами раздельного привода компрессоров (см. § 6.2).

Применение в рассматриваемых схемах (рис. 7.8) промежуточного подвода тепла не только повышает экономичность на номинальном режиме, но и позволяет, варьируя законом изменения температур перед турбинами, влиять на характеристики ГТУ при частичных нагрузках. В отличие от ГТУ с одной ступеню подогрева газа режим работы рассматриваемых ГТУ определяется не одним, а двумя параметрами, например температурами перед обеими турбинами:  $T_{c1}$  и  $T_{c2}$ . Для получения возможно высокой экономичности ГТУ при частичных нагрузках следует так выбрать способ изменения температур перед турбинами, чтобы он обеспечивал наиболее глубокое уменьшение расхода воздуха, поскольку при этом регулирование мощности приближается к количественному.

В применении к рассматриваемым схемам (рис. 7.8) с промежуточным подводом тепла это означает, что экономичная программа регулирования соответствует снижению температуры перед той турбиной, которая приводит *КНД*. Температура перед другой турбиной по термодинамическим соображениям должна поддерживаться на возможно высоком уровне. Поскольку в реальных условиях повышение температуры перед турбиной сверх номинального значения обычно невозможно по условиям прочности деталей турбины, следует в схеме *а* регулирование мощности осуществлять путем изменения температуры перед *ТВД* при постоянной температуре перед *ТНД*, а в схеме *б* постоянной поддерживать температуру перед *ТВД* и изменять температуру перед *ТНД*. Однако реализация такой программы во всем диапазоне нагрузок практически невозможна. Так, в схеме *а* при использовании регенерации, начиная с некоторой мощности, приходится снижать и температуру перед *ТНД*, так как мощности *ТВД* даже при полностью выключенной камере сгорания высокого давления (*КСВД*) достаточно для привода *КНД* благодаря относительно высокой температуре воздуха за регенератором.

Кроме того, поддержание постоянной температуры перед *ТНД* требует при снижении нагрузки увеличения расхода топлива в *КСНД*, так как температура газа, поступающего из *ТВД* в *КСНД*, при этом также понижается. После полного выключения *КСВД* для дальнейшего понижения мощности ГТУ расход топлива в *КСНД* должен уменьшаться. Указанный характер изменения расходов топлива в обеих камерах чрезвычайно неблагоприятен для работы системы автоматического регулирования. Поэтому в схеме *а* применяют одновременное снижение температур перед обеими турбинами. Экономичность при частичных нагрузках при этом не

намного ниже, чем при условии постоянной температуры перед *ТНД*. В схеме *б* также приходится одновременно снижать обе температуры, чтобы не возникла необходимость при некотором режиме прекратить подачу топлива в *КСНД*.

Снижение температуры перед *ТНД* в обеих схемах может оказаться необходимым также по условиям прочности последних ступеней *ТНД*, так как при снижении мощности теплоперепад *ТНД* уменьшается и при постоянной температуре перед турбиной это вызывает рост температуры за ней и соответствующее снижение запаса прочности последних ступеней.

На рис. 7.9 проведено расчетное сравнение характеристик рассматриваемых ГТУ при частичных нагрузках [22] при  $t_{c0}=750^\circ\text{C}$ ;  $t_a=15^\circ\text{C}$ ;  $\varepsilon_{10}=\varepsilon_{20}=4$ ;  $\eta_{к0}=0,88$ ;  $\eta_{т0}=0,86$ ;  $\sigma=0,70$ .

Для схемы *а* принята постоянной температура перед *ТНД*, для схемы *б* — постоянной температура перед *ТВД*. Следует отметить, что на номинальном режиме экономичность схемы *б* всегда меньше, чем экономичность схемы *а*. Это объясняется неоптимальным распределением отношений давления в схеме *б*. Как известно из термодинамического анализа схем (см. § 1.6), наивысшая экономичность схемы с промежуточным охлаждением и промежуточным подводом тепла достигается при следующих условиях:  $\delta_2 > \delta_1$ ;  $\varepsilon_2 > \varepsilon_1$ . Но в схеме *б* этим условиям нельзя удовлетворить, так как они противоречат балансу мощности на генераторном и компрессорном валах: при относительно малом  $\delta_1$  мощность *ТВД* недостаточна для вращения *КВД* (у которого отношение давлений  $\varepsilon_2 > \varepsilon_1$ ) и генератора; в то же время при большом  $\delta_2$  и малом  $\varepsilon_1$  *ТНД* давала бы избыточную мощность (см. пример расчета 1.2). По тем же причинам распределение промежуточных давлений в схеме *а* более благоприятно и ближе к оптимальному. Поэтому на номинальном режиме схема *а* имеет более высокий к. п. д., чем схема *б*, однако при частичных нагрузках к. п. д. схемы *б* более устойчив (рис. 7.9).

Для исправления недостатка схемы *б* при номинальной нагрузке можно применить три ступени сжатия воздуха вместо двух, расположив компрессор низкого и среднего давлений на одном валу с турбиной низкого давления (рис. 7.10). При этом возрастает мощность турбины низкого давления и увеличивается отношение  $\delta_2$ , что приближает промежуточные давления в схеме к оптимальным.

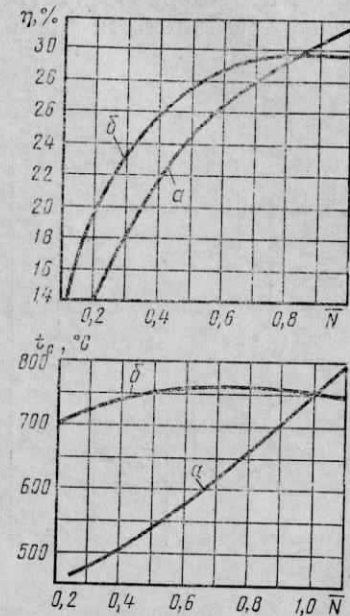


Рис. 7.9. Сравнение характеристик прямой (*а*) и перекрестной (*б*) схем ГТУ

Схема рис. 7.10 реализована фирмой Броун—Бовери в двух газотурбинных установках мощностью 13 и 27 МВт, работающих на пиковой газотурбинной электростанции в Бецнау (Швейцария). Данные испытаний установки мощностью 13 МВт представлены на рис. 7.11 [24]. Результаты получены при степени регенерации  $\sigma=0,8$  и относятся к температуре воздуха перед КНД, равной  $5^\circ\text{C}$ .

Из проведенных рассуждений, подтвержденных расчетными и экспериментальными данными, следует, что ГТУ прямой схемы при

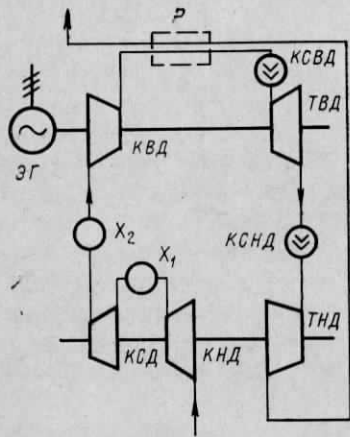


Рис. 7.10. Принципиальная схема установки мощностью 13 МВт

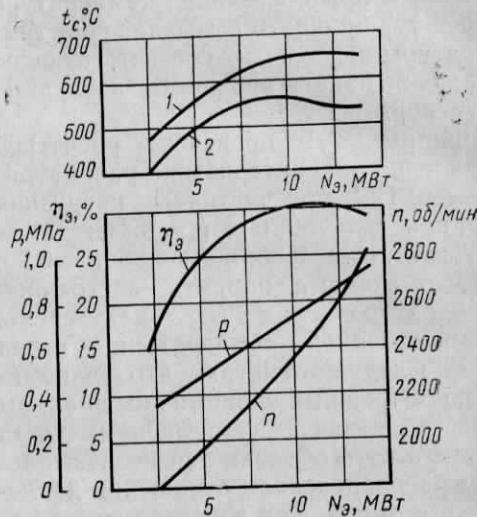


Рис. 7.11. Зависимость параметров установки мощностью 13 МВт от нагрузки:  
1—температура перед ТВД; 2—температура перед ТНД

частичных нагрузках отличается глубоким уменьшением частоты вращения свободного вала, расхода воздуха (газа) и максимального давления  $p_c$ . Для нее характерен более высокий уровень температур газа, чем для перекрестной схемы. К. п. д. ГТУ прямой схемы при частичных нагрузках выше, чем в случае перекрестной схемы.

**Трехвальные газотурбинные установки.** Стремление получить устойчивую экономичность газотурбинной установки во всем диапазоне мощностей привело к разработке трехвальных ГТУ. Из существующих схем трехвальных установок лучшими характеристиками при частичных нагрузках обладает схема, изображенная на рис. 7.12 и применяемая для транспортных двигателей. Устойчивая экономичность при частичных нагрузках достигается здесь выбором приводных турбин для компрессоров высокого и низкого давлений.

Для глубокого регулирования расхода воздуха компрессор низкого давления расположен на валу турбины низкого давления,

мощность которой при переменном режиме меняется наиболее значительно. По оптимальным условиям (см. § 6.2) компрессор высокого давления должен работать при меньшем изменении частоты вращения, чем компрессор низкого давления, что достигается в ус-

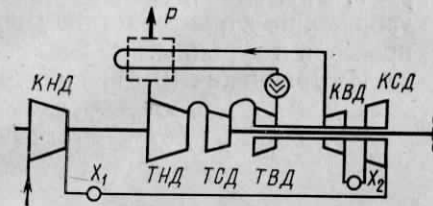


Рис. 7.12. Схема трехвальной ГТУ с одной ступенью сгорания



Рис. 7.13. Характеристика трехвальной ГТУ с одной ступенью сгорания

тановке (рис. 7.12) расположением его на валу турбины высокого давления, мощность которой изменяется в наименьшей степени. Полезная мощность развивается турбиной среднего давления. Характеристика нагрузки, очевидно, мало сказывается при режимах работы ГТУ.

По типу рис. 7.12 выполнена судовая установка фирмы «Ролс-Ройс». Основные данные номинального режима этой установки следующие:  $N=5400$  л. с.;  $t_c=827^\circ\text{C}$ ;  $\varepsilon=18$ ;  $\sigma=0,62$ ;  $\eta=21,2\%$ .

На рис. 7.13 приведены данные экономичности этой установки при частичных нагрузках, из которых видно, что к. п. д. установки мало меняется в широком диапазоне режимов.

## § 7.2. Расчет переменного режима одновальной газотурбинной установки при заданной характеристике потребителя мощности

Расчет переменного режима одновальной ГТУ при заданной характеристике потребителя мощности может быть выполнен по известным характеристикам компрессора, турбины и других элементов ГТУ. Характеристики номинального режима также должны быть известны. Для различия параметров компрессора и турбины введем дополнительные индексы: «к» (компрессор) и «т» (турбина).

Приведенные параметры компрессора выражаются соотношениями:

$$\bar{G}_{п.к} = (\bar{G}_к / \bar{p}_а) \sqrt{\bar{T}_а}, \quad \bar{n}_{п.к} = \bar{n}_к / \sqrt{\bar{T}_а}, \quad \bar{G}_к = G_к / G_{к0}, \quad \bar{n}_к = n_к / n_{к0}.$$

Приведенные параметры турбины имеют вид:

$$\bar{G}_{п.т} = (\bar{G}_т / \bar{p}_с) \sqrt{\bar{T}_с}, \quad \bar{n}_{п.т} = \bar{n}_т / \sqrt{\bar{T}_с}, \quad \bar{G}_т = G_т / G_{т0}, \quad \bar{n}_т = n_т / n_{т0}.$$

Индекс «0», как и раньше, отмечает параметры номинального (расчетного) режима.

Характеристику турбины примем в виде уравнения Стодола—Флюгеля (6.47), которое следует представить как зависимость между параметрами, определяющими работу компрессора, т. е. как связь между  $\varepsilon$  и  $\bar{G}_{п.к.}$ . Тогда на диаграмме компрессора (рис. 7.14) в координатах  $\varepsilon$ ,  $\bar{G}_{п.к.}$  можно изобразить характеристику турбины и тем самым определить параметры  $\varepsilon$ ,  $\bar{G}_{п.к.}$ , одновременно удовлетворяющие характеристикам компрессора и турбины.

Из уравнения (6.47) получим

$$\begin{aligned} \bar{G}_r \sqrt{\bar{T}_c} &= \sqrt{\frac{p_c^2 - p_d^2}{p_{c0}^2 - p_{d0}^2}} = \\ &= \bar{p}_d \sqrt{\frac{\delta^2 - 1}{\delta_0^2 - 1}}. \end{aligned}$$

Разрешая последнее равенство относительно  $\delta$  и учитывая, что  $\delta = (1 - \xi)\varepsilon$ , получим

$$\varepsilon = \frac{1}{1 - \xi} \sqrt{1 + (\delta_0^2 - 1) \frac{\bar{G}_r^2 \bar{T}_c}{\bar{p}_d^2}}. \quad (7.1)$$

Рис. 7.14. Совмещенные характеристики турбины и компрессора

Отношение давлений  $\bar{p}_d$  преобразуем следующим образом:

$$\bar{p}_d = \frac{p_a + \Delta p_d}{p_{a0} + \Delta p_{d0}} = \bar{p}_a \frac{1 + \xi_d}{1 + \xi_{d0}}. \quad (7.2)$$

Как указано в § 6.6, можно считать, что относительные потери давления  $\xi$  и  $\xi_d$  изменяются пропорционально квадрату приведенного расхода компрессора, т. е.

$$\xi \approx \xi_0 \bar{G}_{п.к.}^2, \quad \xi_d \approx \xi_{d0} \bar{G}_{п.к.}^2. \quad (7.3)$$

Подставляя в (7.1) зависимости (7.2) и (7.3), получим характеристику турбины, выраженную через приведенные режимные параметры компрессора:

$$\varepsilon = \frac{1}{1 - \xi_0 \bar{G}_{п.к.}^2} \sqrt{1 + (\delta_0^2 - 1) \bar{G}_{п.к.}^2 \bar{\tau} [1 + 2\xi_{d0}(1 - \bar{G}_{п.к.}^2)]} \quad (7.4)$$

$$(\bar{\tau} = \tau/\tau_0).$$

При этом принято допущение, что относительные расходы газа и воздуха равны:  $\bar{G}_r \approx \bar{G}_k$ . Различие в этих расходах при частичных режимах может быть вызвано изменением доли утечек воздуха через уплотнения турбины и компрессора и доли количества топлива по отношению к количеству воздуха, подаваемых в камеру сгорания. Поскольку для высококалорийного топлива расход

его весьма мал по отношению к расходу воздуха (обычно меньше 1,5%) и утечки воздуха также составляют малую величину, то относительное их изменение не может заметно нарушить равенство  $\bar{G}_k \approx \bar{G}_r$ .

При расчете переменного режима ГТУ при заданной характеристике потребителя мощности будем считать параметры воздуха перед компрессором неизменными и равными номинальным (расчетным) значениям:  $\bar{p}_a = 1$ ,  $\bar{T}_a = 1$ . При этих условиях:  $\bar{G}_{п.к.} = \bar{G}_k$ ;  $\bar{n}_{п.к.} = \bar{n}_k$ ;  $\bar{\tau} = \bar{T}_c$ .

Зависимость (7.4) изображена в диаграмме компрессора на рис. 7.14 для ряда значений  $\bar{T}_c$ . Любая точка диаграммы определяет некоторый режим работы ГТУ, параметры которого  $\varepsilon$  и  $\bar{G}_k$  находятся как координаты этой точки. Нанесенные линии характеристик турбины  $\bar{T}_c = \text{const}$  позволяют определить и температуру перед турбиной при выбранном режиме. Например, для точки  $A_0$  получаем расчетные режимные параметры:  $\bar{G}_{п.к.} = 1$ ;  $\bar{T}_c = 1$ ;  $\bar{n}_k = 1$  и т. п. Для некоторого режима, характеризуемого точкой  $B_1$ , найдем:  $\bar{G}_k = 0,93$ ;  $\varepsilon = 4,25$ .

Используя линии  $\bar{n} = \text{const}$ ,  $\bar{T}_c = \text{const}$  и  $\eta_k = \text{const}$ , интерполицией найдем значения:  $\bar{n}_k = 0,91$ ;  $\bar{T}_c = 0,8$ ;  $\eta_k = 0,88$ . По найденным величинам параметров можно определить и все другие интересные характеристики ГТУ: удельную работу  $H$ ; мощность  $N$ ; к. п. д.  $\eta$ , применив формулы (1.4) и (1.40). При этом для определения к. п. д. турбины  $\eta_t$  при новом режиме необходимо иметь зависимость, подобную изображенной на рис. 6.17.

Из сказанного следует, что возможные режимы ГТУ соответствуют некоторой области в диаграмме компрессора (рис. 7.14).

Применение ГТУ для определенного потребителя мощности с конкретной характеристикой приводит к ограничению возможных режимов работы ГТУ. Например, возможные режимы работы ГТУ, предназначенной для привода электрического генератора, ограничены требованием  $\bar{n} = \text{const}$  или  $\bar{n} = 1$ . Значит, в этом случае область работы ГТУ превращается в режимную линию  $\bar{n} = 1$  на диаграмме компрессора. Для расчета переменного режима ГТУ при  $\bar{n} = \text{const}$  нужно наметить произвольно несколько точек на линии  $\bar{n} = 1$  ( $A_0, A_1, A_2, A_3$ ) и вышеуказанным способом по координатам этих точек вычислить все необходимые характеристики ГТУ. Таким путем можно получить зависимости, представленные на рис. 7.2 и 7.3 (сплошные линии).

Рассмотрим случай, когда характеристика потребителя мощности задана в виде

$$\bar{N} = f(\bar{n}). \quad (7.5)$$

На рис. 7.15 эта характеристика изображена штриховой линией. Расчет ГТУ при характеристике (7.5) сводится к определению режимной линии в диаграмме компрессора, которая соответствовала бы зависимости (7.5) между мощностью и частотой вращения. Для удовлетворения условия (7.5) расчет можно вести следующим образом. Выбрав некоторую относительную температуру



$\bar{T}_c < 1$  (например,  $\bar{T}_c = 0,8$ ), наметим на соответствующей линии  $\bar{T}_c = \text{const}$  несколько произвольных точек  $B_1, B_2, B_3, \dots$ , (рис. 7.14) и по координатам этих точек, как указано ранее, найдем соответствующие значения мощности.

Каждой из точек  $B$  соответствует определенное значение  $\bar{n}$ , которое читается прямо на диаграмме компрессора (рис. 7.14), и определенное вычисленное значение мощности  $\bar{N}$ . Таким образом, для выбранной линии  $\bar{T}_c = \text{const}$  можно построить в диаграмме рис. 7.15 зависимость мощности  $\bar{N}$  от  $\bar{n}$ . Точка пересечения этой линии с характеристикой (7.5) определяет значения  $\bar{n}$  и  $\bar{N}$ , которые удовлетворяют как характеристикам рис. 7.14, так и характеристике потребителя мощности (7.5). Эту режимную точку можно перенести в диаграмму рис. 7.14 (точка  $C_1$ ), так как известны две величины  $\bar{T}_c$  и  $\bar{n}$ , изображенные на этой диаграмме.

Рис. 7.15. К расчету параметров одновальной ГТУ при переменном режиме

Поступая там же при других выбранных значениях  $\bar{T}_c$ , получим в диаграмме рис. 7.15 ряд значений  $\bar{n}$  и  $\bar{N}$ . Переносим режимные точки в диаграмму рис. 7.14, найдем режимную линию при заданной характеристике нагрузки (7.5) (линия  $A_0C_2$ ). По параметрам, определяемым координатами этой режимной линии, как сказано ранее, найдем все интересные нас характеристики ГТУ при переменном режиме.

На рис. 7.2 и 7.3 (штриховые линии) даны зависимости  $\eta$  и  $T_c$  от  $\bar{N}$  при характеристике потребителя мощности, выражаемой законом винта.

Иной метод расчета характеристики ГТУ предложен в [13].

### § 7.3. Расчет частичных нагрузок газотурбинных установок с промежуточным подводом тепла

Особенности условий работы ГТУ с промежуточным подводом тепла рассматривались в § 7.1. В частности, отмечалось, что температуру газа перед турбиной генераторного вала целесообразно поддерживать более высокой, чем перед турбиной свободного вала. Однако сложное влияние требований прочности, устойчивости работы камер сгорания и системы регулирования, а также требования высокой экономичности не позволяют заранее выбрать целесообразный закон изменения температуры газов перед турбинами при переменном режиме работы ГТУ. Окончательный выбор закона изменения температур газов перед турбинами должен производиться с учетом всех отмеченных факторов на основании вариантов расчетов переменного режима, проводимых при

различных предположениях относительно характера изменения температур перед турбинами.

Рассмотрим методику вариантного расчета переменного режима ГТУ применительно к схемам рис. 7.8 в предположении, что выбран закон изменения температуры газа  $\bar{T}_{cr}$  перед турбиной генераторного вала в виде:

$$\bar{T}_{cr} = f(\bar{G}). \quad (7.6)$$

Возможные виды зависимости (7.6) изображены на рис. 7.16. При выбранной зависимости (7.6) режим работы ГТУ рассматриваемого типа полностью определяется заданием какого-нибудь одного параметра, например расхода газа  $\bar{G}$ , температуры газа перед турбиной генераторного вала и т. п.

При расчете переменного режима ГТУ должны быть известны характеристики компрессоров. Примем, что расходные характеристики турбин представляются уравнениями Стодола — Флюгеля (6.51). Если предположить, что относительные потери давления остаются постоянными при всех режимах, то уравнения (6.51) можно преобразовать к виду

$$\bar{G} \sqrt{\bar{T}_{c1}} = \sqrt{\frac{\bar{d}^2 - \bar{d}_2^2}{\bar{d}_0^2 - \bar{d}_2^2}}, \quad \bar{G} \sqrt{\bar{T}_{c2}} = \sqrt{\frac{\bar{d}_2^2 - 1}{\bar{d}_{20}^2 - 1}}. \quad (7.7)$$

К. п. д. турбин определяются зависимостями, аналогичными изображенным на рис. 6.17. Все параметры расчетного режима ГТУ, конечно, должны быть известны.

При сделанных допущениях рассмотрим порядок расчета переменного режима газотурбинных установок, выполненных по схемам а и б рис. 7.8.

Расчет переменного режима перекрестной схемы (см. рис. 7.8, а). В этом случае следует выбрать закон изменения  $\bar{T}_{c2}$  от расхода  $\bar{G}$  по типу рис. 7.16. Для расчета параметров ГТУ при некоторой частичной нагрузке выбираем частоту вращения  $KНД \bar{n}_1 < 1$ . На характеристике  $KНД$  на линии  $\bar{n}_1 = \text{const}$  намечаем произвольную точку и находим соответствующие значения  $\epsilon_1$ ,  $\bar{G}$  и  $\eta_{т1}$ . Эти данные позволяют определить расходный параметр  $KВД$  и приведенную частоту вращения, как это показано в § 6.2:

$$\bar{G}_{n2} = \frac{\bar{G}}{\epsilon_1} \sqrt{\frac{\bar{T}_{a2}}{\bar{T}_{a1}}}; \quad \bar{n}_{n2} = \frac{\bar{n}_2}{\sqrt{\bar{T}_{a2}}} = \frac{1}{\sqrt{\bar{T}_{a2}}} \quad (\bar{G}_{n1} = \bar{G}; \bar{n}_2 = 1) \quad (7.8)$$

и по характеристике  $KВД$  по значениям  $\bar{G}_{n2}$  и  $\bar{n}_{n2}$  найти  $\epsilon_2$  и  $\eta_{т2}$ .

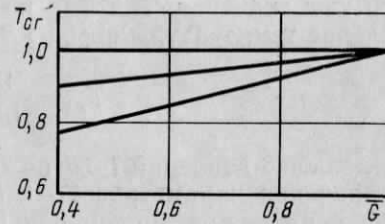


Рис. 7.16. Возможные графики зависимости изменения температуры газа перед турбиной генераторного вала

Теперь можно определить величину

$$\delta = (1 - \xi) \varepsilon_1 \varepsilon_2, \quad (7.9)$$

где значение  $\xi$  при переменном режиме определяется по зависимости (7.3) или приближенно считается постоянным и равным номинальному значению.

Из второй формулы Стодола—Флюгеля для ТНД (7.7) определяем отношение давлений:

$$\delta_2 = \sqrt{1 + (\delta_{20}^2 - 1) \bar{G}^2 \bar{T}_{c2}}, \quad (7.10)$$

где  $\bar{T}_{c2}$  находим по принятой зависимости (рис. 7.16) для известного уже значения  $\bar{G}$ . Тогда по первой формуле (7.7) вычисляем значение температуры перед ТВД:

$$\bar{T}_{c1} = \frac{1}{\bar{G}^2} \cdot \frac{\delta^2 - \delta_2^2}{\delta_0^2 - \delta_{20}^2} \quad (7.11)$$

и отношение давлений ТВД по зависимости  $\delta_1 = \delta / \delta_2$ .

Значения параметров  $T_{c1}$  и  $\delta_1$  позволяют вычислить изоэнтروпийную работу расширения ТВД:

$$H_{0r1} = c_{pr} T_{c1} (1 - \delta_1^{-m_r})$$

и затем найти по характеристике ТВД (типа рис. 6.17)  $\eta_{r1}$  в зависимости от  $\bar{x}_{cp}$ :

$$\bar{x}_{cp} = \bar{n}_1 / \sqrt{\bar{H}_{0r1}}$$

Действительная работа расширения

$$H_{r1} = c_{pr} T_{c1} (1 - \delta^{-m_r}) \eta_{r1} \eta_{m1} \quad (7.12)$$

по условию баланса мощности свободного вала должна быть равна работе сжатия КНД:

$$H_{k1} = c_{pv} T_a' (\varepsilon_1^m - 1) / \eta_{k1}. \quad (7.13)$$

Если это равенство не выполняется, то расчет следует повторить, выбрав на диаграмме КНД на той же кривой  $\bar{n}_1 = \text{const}$  другую точку с иными значениями  $\varepsilon_1$  и  $\bar{G}$ .

Расчет переменного режима прямой схемы (см. рис. 7.8, б). При вариантно расчете переменного режима прямой схемы следует выбрать закон изменения температуры перед ТВД по типу рис. 7.16. Последовательность расчета в основном сохраняется той же, что и в предыдущем случае. Вначале по выбранным значениям частоты вращения КНД  $\bar{n}_1$  и режимной точке на диаграмме КНД определяются все параметры работы компрессорной группы и вычисляется величина  $\delta = \lambda \varepsilon_1 \varepsilon_2$ .

Различие по сравнению с расчетом предыдущей схемы состоит лишь в том, что отношение давлений  $\delta_2$  вычисляется теперь по первой формуле (7.7), так как температура  $T_{c1}$  известна по зависимости (7.6) (рис. 7.16), а температура  $T_{c2}$  — по второй формуле (7.7). Значения  $T_{c2}$  и  $\delta_2$  позволяют вычислить изоэнтروпийный теплопере-

пад ТНД, по  $\bar{x}_{cp}$  найти  $\eta_{r2}$  и несколькими повторными расчетами добиться выполнения равенства  $H_{r2} = H_{k1}$ .

Найденные значения параметров турбин и компрессоров, соответствующие балансу мощности свободного вала, позволяют рассчитать любые характеристики ГТУ: полезную мощность, расходы тепла в камере сгорания, к. п. д. установки и др. по тем же зависимостям, что и для номинального режима. Для расчета каждого следующего режима надо выбирать новое значение  $\bar{n}_1$  и для него выполнять весь расчет, как указано ранее.

#### § 7.4. Универсальные характеристики газотурбинных установок

Ранее был рассмотрен переменный режим газотурбинных установок при постоянных температуре и давлении атмосферного воздуха и при заданной характеристике потребителя мощности. Теперь перейдем к изучению переменного режима ГТУ при более общих условиях — при переменных параметрах засасываемого компрессором воздуха и вне связи с видом характеристики потребителя мощности. Рассмотрим вначале работу простой ГТУ, в состав которой как основные агрегаты входят газовая турбина, воздушный компрессор и камера сгорания (см. рис. 1.1).

Режим работы такой установки сохраняется неизменным, если не меняются следующие четыре величины: подача топлива в камеру сгорания  $B$ , внешний тормозной момент  $M$ , приложенный к валу со стороны потребителя, температура  $T_a$  и давление  $p_a$  воздуха, забираемого воздушным компрессором. Следовательно, указанные величины являются независимыми параметрами, вполне определяющими режим работы ГТУ.

Кроме изменения указанных четырех величин, никаких внешних воздействий на двигатель рассматриваемого типа быть не может. Небольшое увеличение, например внешнего тормозного момента, поведет, очевидно, к снижению частоты вращения, так как при неизменной подаче топлива в камеру сгорания мощность, вырабатываемая двигателем, останется примерно на прежнем уровне. Увеличение подачи топлива означает повышение температуры в камере сгорания и рост мощности турбины. При неизменном тормозном моменте это поведет к возрастанию  $n$  до тех пор, пока вырабатываемая двигателем в новом режиме мощность не станет равной мощности, отбираемой потребителем (пропорциональной произведению  $Mn$ , где  $n$  — частота вращения). Увеличение температуры или давления воздуха, засасываемого компрессором, ведет к относительному повышению мощности, потребляемой компрессором, и при неизменном тормозном моменте потребителя и неизменной подаче топлива повлечет снижение частоты вращения.

В рассмотренных случаях предполагаем, что со стороны потребителя произвольно меняется тормозной момент, и при этом устанавливается новая вполне определенная частота вращения, соответствующая новому моменту и неизменному расходу топлива. С таким же основанием в качестве независимого параметра мож-

но принять частоту вращения, и тогда каждому значению  $n$  при измененных прочих независимых параметрах соответствуют вполне определенные значения момента  $M$  на валу двигателя и эффективной мощности  $N_e = \omega M$ , где  $\omega$  — угловая скорость ротора. Ясно, что и саму эффективную мощность можно принять за независимый параметр. Отсюда приходим к выводу, что режим работы ГТУ полностью определен, если заданы четыре величины: подача топлива, температура и давление воздуха при входе в ГТУ и мощность на валу двигателя.

Не обязательно в качестве определяющих параметров принимать именно указанные величины; важно установить, что характеристика простейшей ГТУ является четырехпараметрической или, иными словами, ГТУ в смысле статических режимов является системой с четырьмя степенями свободы. Число независимых параметров можно уменьшить до двух, если при некоторых упрощающих предположениях применить теорию подобия.

Попробуем определить универсальную характеристику рассматриваемой простейшей ГТУ, используя характеристики входящих в нее агрегатов, представленные в безразмерных приведенных параметрах. Условия совместной работы компрессора и турбины сводятся к следующим требованиям: а) частоты вращения турбины и компрессора должны быть одинаковыми (или пропорциональными); б) расходы газа и воздуха должны быть одинаковыми (для высококалорийного топлива и с поправкой на утечки); в) давление, развиваемое компрессором (с поправкой на потери в трактах), должно быть равно давлению перед турбиной. Эти условия можно представить в виде:

$$\left. \begin{array}{l} \text{а) } n_\tau = n_k \quad \text{или} \quad \bar{n}_{\tau, \tau} = \bar{n}_{\tau, k} \sqrt{\frac{\bar{T}_c}{\bar{T}_a}} = \frac{\bar{n}_{\tau, k}}{\sqrt{\bar{\tau}}}; \\ \text{б) } G_\tau = G_k \quad \text{или} \quad \bar{G}_{\tau, \tau} = \bar{G}_{\tau, k} \frac{\bar{p}_a}{\bar{p}_c} \sqrt{\frac{\bar{T}_c}{\bar{T}_a}} = \frac{\bar{G}_{\tau, k} \sqrt{\bar{\tau}}}{\bar{\varepsilon}(1 - \xi_b)}; \\ \text{в) } p_c = p_b - \Delta p_b \quad \text{или} \quad \delta = (1 - \xi)\varepsilon. \end{array} \right\} (7.14)$$

Характеристики турбины и компрессора являются зависимостями вида

$$\bar{G}_{\tau, \tau} = \Phi_\tau(\delta, \bar{n}_{\tau, \tau}), \quad \bar{G}_{\tau, k} = \Phi_k(\varepsilon, \bar{n}_{\tau, k}). \quad (7.15)$$

Условия совместности (7.14) вместе с характеристиками (7.15) устанавливают зависимость между семью величинами:  $\bar{G}_{\tau, \tau}$ ,  $\bar{G}_{\tau, k}$ ,  $\delta$ ,  $\varepsilon$ ,  $\bar{n}_{\tau, \tau}$ ,  $\bar{n}_{\tau, k}$ ,  $\tau$  (при этом предполагаем, что относительные потери давления  $\xi_b$  и  $\xi$  также выражаются через эти же величины). Между указанными семью величинами существует пять условий связи (7.14) и (7.15), т. е. для полного определения из условий (7.14) и (7.15) всех величин необходимо две из них задать произвольно. Следовательно, режим двигателя определяется полностью при задании двух критериев.

Условие равенства расходов через турбину и компрессор запишем в виде

$$\Phi_\tau\left(\lambda\varepsilon, \frac{\bar{n}_{\tau, k}}{\sqrt{\bar{\tau}}}\right) = \Phi_k(\varepsilon, \bar{n}_{\tau, k}) \frac{\sqrt{\bar{\tau}}}{\bar{\varepsilon}(1 - \xi_b)}. \quad (7.16)$$

Равенство (7.16) определяет связь между тремя параметрами:  $\varepsilon$ ,  $\bar{n}_{\tau, k}$  и  $\tau$  и является характеристикой газотурбинной установки. Оно дает возможность по двум заданным величинам (например,  $\varepsilon$  и  $\bar{n}_{\tau, k}$ ) найти третью (например,  $\tau$ ). Знание всех трех величин позволяет определить любой другой параметр.

Составим уравнение мощности

$$N = GH = G \left[ c_{p\tau} T_c (1 - \delta^{-m_\tau}) \eta_\tau - c_{p\tau} T_a (\varepsilon^{m_b} - 1) \frac{1}{\eta_k} \right].$$

Поделив это уравнение на расчетное значение  $N_0$  и переходя к безразмерному приведенному расходу  $\bar{G}_{\tau, k}$ , получим

$$\bar{N}_\tau = \frac{\bar{N}}{\bar{p}_a \sqrt{\bar{T}_a}} = \bar{G}_{\tau, k} \frac{c_{p\tau} \bar{\tau} (1 - \delta^{-m_\tau}) \eta_\tau - c_{p\tau} (\varepsilon^{m_b} - 1) \frac{1}{\tau_0 \eta_k}}{c_{p\tau_0} (1 - \delta_0^{-m_{\tau_0}}) \eta_{\tau_0} - c_{p\tau_0} (\varepsilon_0^{m_{b_0}} - 1) \frac{1}{\tau_0 \eta_{k_0}}}. \quad (7.17)$$

Если принять в рабочем диапазоне температур и давлений средние теплоемкости и показатели изэнтропии постоянными (т. е.  $c_{p\tau} = c_{p\tau_0}$ ,  $m_\tau = m_{\tau_0}$ ,  $c_{p\tau} = c_{p\tau_0}$ ,  $m_b = m_{b_0}$ ), то из (7.17) следует, что безразмерная приведенная мощность  $\bar{N}_\tau = \bar{N}/(\bar{p}_a \sqrt{\bar{T}_a})$ , в конечном счете, зависит от двух критериев:  $\varepsilon$  и  $\bar{n}_{\tau, k}$ , так как все величины в правой части (7.17) определяются после задания этих критериев.

Расход тепла определим из баланса тепла камеры сгорания:

$$BQ_p \eta_{k,c} = c_p G (T_c - T_b) = c_p G T_a (\tau - T_b/T_a). \quad (7.18)$$

Отнеся к расчетным величинам левую и правую части равенства (7.18), получим

$$q_\tau = \frac{\bar{q}}{\bar{p}_a \sqrt{\bar{T}_a}} = \bar{G}_{\tau, k} \frac{\bar{\tau} - \left[ 1 + (\varepsilon^{m_b} - 1) \frac{1}{\eta_k} \right] \frac{1}{\tau_0}}{1 - \left[ 1 + (\varepsilon_0^{m_{b_0}} - 1) \frac{1}{\eta_{k_0}} \right] \frac{1}{\tau_0}}. \quad (7.19)$$

$(\bar{q} = \bar{B})$ ,

где  $q = q_1 \eta_{k,c}$  — расход тепла в камере сгорания (за вычетом потерь тепла: недожог, тепловые потери в окружающую среду и др.).

Равенством (7.19) определяется безразмерный приведенный расход тепла  $\bar{q}_\tau = \bar{q}/\bar{p}_a \sqrt{\bar{T}_a}$  как функция двух независимых критериев  $\varepsilon$  и  $\bar{n}_{\tau, k}$ .

К. п. д. установки также может быть представлен как функция

двух независимых критериев:

$$\eta = \frac{H}{q_1} = \frac{c_{p_r} \bar{v} (1 - \delta^{-m_r}) \eta_r - c_{p_v} (\varepsilon^{m_v} - 1) \frac{1}{\tau_0 \eta_k}}{c_p \left[ \bar{v} - \left( 1 + \frac{\varepsilon^{m_v} - 1}{\eta_k} \right) \frac{1}{\tau_0} \right]} \eta_{к.с.} \quad (7.20)$$

Подобным образом легко установить, что температуры  $T$  и давления  $p$  газа и воздуха в любой точке ГТУ определяются в виде отношений  $T/T_a$  и  $p/p_a$  при задании двух критериев, например,  $\varepsilon$  и  $\bar{n}_{п.к.}$ .

Вообще, любая пара безразмерных величин из числа рассмотренных может быть принята за определяющие критерии и тогда все остальные могут быть выражены как функции этих двух определяющих величин. Использование критериальных зависимостей между параметрами дает большие удобства как при экспериментальных исследованиях характеристик, так и при расчетах, так как критериальная форма уменьшает число независимых параметров, от которых зависит режим работы ГТУ, от четырех до двух. Например, двигатель достаточно испытать при вполне конкретных атмосферных условиях: при одной комбинации значений  $p_a$  и  $T_a$ . Обработка и представление данных испытаний в критериальной форме дает возможность легко определить характеристики двигателя при любых иных атмосферных условиях.

В качестве примеров на рис. 7.18, 7.19 и 7.20 представлены универсальные характеристики одновальной ГТУ без регенерации. Расчет этих характеристик приведен в § 7.5.

Разобрав основные черты переменного режима ГТУ на примере простейшего двигателя, посмотрим теперь, в какой степени отмеченные свойства присущи двигателям сложных схем.

Допустим, что ГТУ имеет многовальную схему, но такую, при которой полезная мощность снимается только с одного вала. В остальном выполняются те же условия, что и в простейшей схеме: камера сгорания одна, промежуточные холодильники и регенератор отсутствуют (например схема, изображенная на рис. 7.12). Легко видеть, что режим работы таких схем также определяется четырьмя независимыми параметрами: подачей топлива в камеру сгорания; частотой вращения (или тормозным моментом, или мощностью) на выходном валу; температурой, давлением атмосферного воздуха.

Частоты вращения «свободных» валов не являются новыми независимыми параметрами, так как к уже существующим условиям совместности для каждого свободного вала добавляется еще одно дополнительное условие совместности: равенство между суммой мощностей всех турбин и суммой мощностей всех компрессоров, расположенных на каждом свободном валу. Следовательно, выделение, допустим, турбины и компрессора в агрегат, кинематически не связанный с турбиной полезной мощности, не увеличивает число степеней свободы ГТУ, так как при этом одновременно появляется и дополнительное условие связи — уравнение мощности для

выделенного вала. Число таких условий, конечно, всегда равно числу свободных валов и поэтому число степеней свободы установки остается прежним. Переход к безразмерным параметрам и в этом случае позволяет уменьшить число независимых критериев до двух. Эта возможность следует из того факта, что уравнение мощности для каждого свободного вала всегда может быть представлено в критериальной форме.

Значит, ведя рассуждения в терминах критериальных зависимостей, можно сказать, что каждому «свободному» валу соответствует появление нового параметра — приведенной частоты вращения и новой критериальной связи — уравнения мощности. Число дополнительных параметров всегда равно числу дополнительных критериальных связей, а поэтому общее число независимых критериев, определяющих режим работы рассматриваемых многовальных установок, остается по-прежнему равным двум. Вообще справедливо следующее положение: появление любых дополнительных внутренних связей между критериями, характеризующими режим работы двигателя, не изменяет числа степеней свободы установки, если число связей равно числу появляющихся критериев.

На основании этого положения можно проанализировать влияние регенератора, холодильников, дополнительных камер сгорания и т. п. на число независимых параметров, определяющих режим работы установки. Например, при введении регенератора появляется новый параметр — температура воздуха за регенератором  $T_e$  и новый температурный критерий  $T_e/T_a$ :

$$\frac{T_e}{T_a} = \frac{T_b}{T_a} + \frac{T_d - T_b}{T_a} \delta = \left( 1 + \frac{\varepsilon^{m_v} - 1}{\eta_k} \right) (1 - \sigma) + \frac{T_c}{T_a} \left( 1 - \frac{\delta^{m_r} - 1}{\delta^{m_r}} \eta_r \right) \sigma.$$

Из этого равенства следует, что новый критерий может быть выражен через ранее введенные, если степень регенерации есть функция введенных критериев.

Как уже отмечалось степень регенерации мало меняется с изменением режима работы, но, вообще, зависит от дополнительного критерия — числа Рейнольдса. Следовательно, установка с регенератором имеет двухпараметрические характеристики в предположении, что степень регенерации постоянна. Если же учитывать изменение степени регенерации с числом Рейнольдса, то характеристики двигателя становятся трехпараметрическими.

При включении в схему промежуточных охладителей появляется новая величина — температура воздуха за охладителем

$$T_{a2} = T_{b1} - \sigma_{ох} (T_{b1} - T'_{ох}), \quad (7.21)$$

где  $\sigma_{ох}$  — степень охлаждения, зависящая вообще не только от числа Рейнольдса для воздушного потока в охладителе, но и от числа Рейнольдса для водяного потока; температура охлаждающей воды при входе в охладитель  $T'_{ох}$  является внешней по отношению

к двигателю характеристикой, и поэтому ясно, что при введении промежуточных холодильников число независимых параметров возрастает. Характеристики остаются двухпараметрическими при следующих допущениях: а) степень охлаждения не зависит от режима и б) абсолютная температура охлаждающей воды при входе в холодильник при изменении атмосферных условий изменяется пропорционально температуре воздуха  $T_{a1}$ . Тогда условие (7.21) можно записать в виде зависимости

$$\frac{T_{a2}}{T_{a1}} = \left(1 + \frac{\epsilon^{m_a} - 1}{\eta_k}\right) (1 - \sigma_{ox}) + \frac{T_{ox}'}{T_{a1}} \sigma_{ox},$$

из которой ясно, что новый температурный критерий  $T_{a2}/T_{a1}$  при сделанных предположениях выражается через ранее введенные.

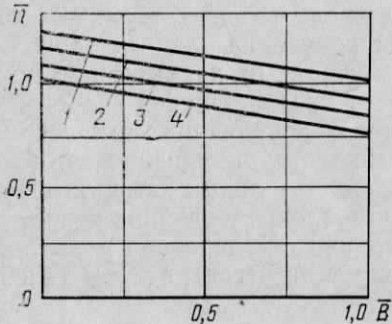


Рис. 7.17. Характеристика системы регулирования (линии 1, 2, 3, 4 соответствуют определенному положению синхронизатора)

Рассмотрим регулировочные связи. Всякий двигатель, как правило, снабжен автоматическим регулированием, обеспечивающим дополнительную связь между некоторыми параметрами работы двигателя. Например, при регулировании по скорости имеется связь между подачей топлива в камеру сгорания и частотой вращения вала в виде

$$\bar{B} = f(\bar{n}), \quad (7.22)$$

где характер функции  $f$  к тому же может произвольно меняться, при этом сохраняется возможность произвольно изменять подачу топлива в камеру сгорания.

Характеристика системы регулирования показана на рис. 7.17. Каждая линия соответствует определенному положению органа ручного регулирования (синхронизатора).

Существует регулирование по нагрузке, регулирование по температуре перед турбиной и др. Соотношение (7.22) запишем в виде

$$\bar{q}_n = \bar{p}_a \sqrt{\bar{T}_a} f(\bar{n}_n \sqrt{\bar{T}_a}). \quad (7.23)$$

Величины  $\bar{q}_n$  и  $\bar{n}_n$ , вообще можно принять за независимые параметры, определяющие режим работы двигателя. Введение регулирования по скорости (7.23) устанавливает связь между параметрами  $\bar{q}_n$  и  $\bar{n}_n$  и, казалось бы, это должно привести к уменьшению числа независимых параметров до одного. Однако сама характеристика (7.23), как видно, включает переменные величины  $\bar{p}_a$  и  $\bar{T}_a$ , которые могут меняться независимо друг от друга. Следовательно, введение системы регулирования по скорости накладывает одну дополнительную связь, но вводит дополнительно два произвольных параметра, от которых зависит закон регулирования, выраженный в виде связи между критериями. Значит, при введении в характеристики двигателя дополнительной связи (7.23) эти характеристики становятся трехпараметрическими, и для пользования и при обработке результатов испытаний они неудобны. Поэтому целесообразно не вводить регулировочные связи непосредственно в характеристики, а пользоваться обычной двухпараметрической характеристикой (рис. 7.19 или 7.20), считая при этом, что между расходом топлива и частотой вращения существует дополнительная связь (см. рис. 7.17). Исходные совмещенные характеристики приведены на рис. 7.18.

Вопросы регулирования ГТУ рассмотрены в [15].

Расчет параметров работы ГТУ рассмотрим на примерах.

Допустим, что задано значение  $n$  и известно положение синхронизатора. По статической характеристике регулирования (см. рис. 7.17) найдем расход топлива и затем определим критерии, используя атмосферные параметры  $p_a$  и  $T_a$ :

$$\bar{q}_n = \bar{B} / (\bar{p}_a \sqrt{\bar{T}_a}); \quad \bar{n}_n = \bar{n} / \sqrt{\bar{T}_a}.$$

По значениям  $\bar{q}_n$  и  $\bar{n}_n$  на характеристике двигателя (рис. 7.19) находим приведенную мощность  $\bar{N}_n$  и затем рассчитываем относительную мощность

$$\bar{N} = \bar{p}_a \sqrt{\bar{T}_a} \bar{N}_n.$$

Допустим, что ГТУ приводит во вращение винт или любой агрегат, имеющий пропеллерную характеристику. Тогда дополнительная связь между параметрами представится в виде кубической зависимости:

$$\bar{N} = \bar{n}^3. \quad (7.24)$$

При заданной  $\bar{n}$  находим по (7.24) потребную мощность  $\bar{N}$  и вычисляем критерии:

$$\bar{n}_n = \frac{\bar{n}}{\sqrt{\bar{T}_a}}, \quad \bar{N}_n = \frac{\bar{N}}{\bar{p}_a \sqrt{\bar{T}_a}},$$

после чего по  $\bar{n}_n$  и  $\bar{N}_n$  и характеристике двигателя (рис. 7.20) находим приведенный расход тепла  $\bar{q}_n$ , а затем определяем и относительный расход топлива  $\bar{B} = \bar{p}_a \sqrt{\bar{T}_a} \bar{q}_n$ .

Для некоторых схем ГТУ приведенная частота вращения  $\bar{n}$  ала полезной мощности мало влияет на режим работы установки. Как показано в § 7.1, к такому типу относятся установки, в которых

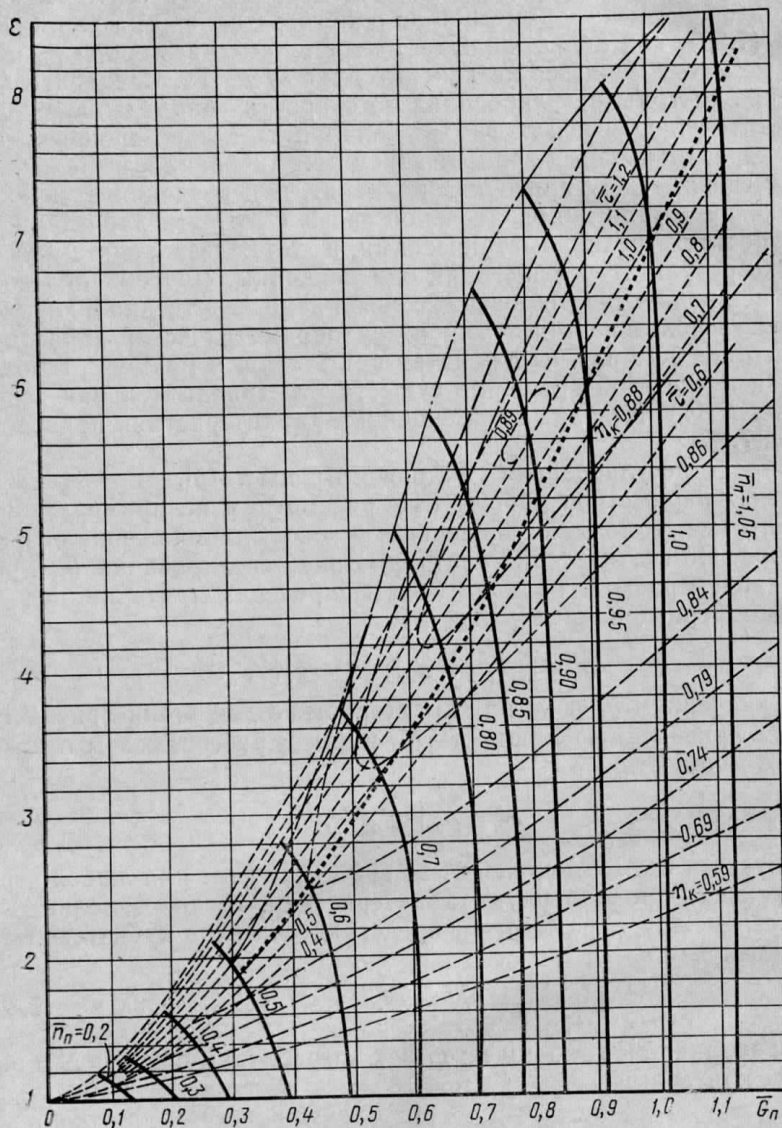


Рис. 7.18. Совмещенные характеристики турбины и компрессора

турбина полезной мощности кинематически не связана с воздушными компрессорами и представляет отдельный агрегат, по отношению к которому все остальные агрегаты схемы образуют турбо-

компрессорный генератор газа, обеспечивающий питание этой силовой турбины.

Расходная характеристика отдельно взятой силовой турбины обычно слабо зависит от  $n$ . Следовательно, изменение  $n$  турбины полезной мощности лишь в малой степени повлияет на режим работы всей турбокомпрессорной группы. Поэтому иногда можно пренебречь этим влиянием и считать, что режим работы турбокомпрес-

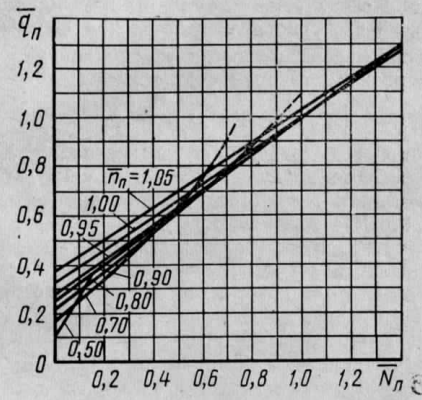


Рис. 7.19. Универсальные характеристики одновальной ГТУ

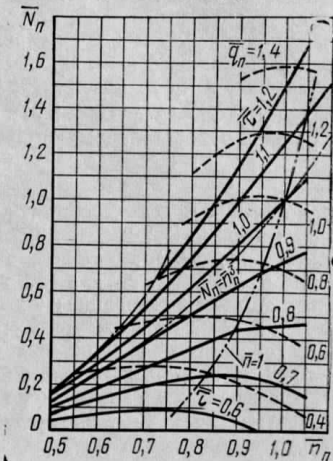


Рис. 7.20. Универсальные характеристики одновальной ГТУ

сорной группы не зависит от частоты вращения ТПМ и зависит только от одного параметра — приведенного расхода тепла  $\bar{q}_n$ . В этом случае, следовательно, характеристики турбокомпрессорной группы становятся однопараметрическими и [22] в меру справедливости предположения о независимости расходной характеристики силовой турбины от ее частоты вращения. Выходная мощность турбины в большей степени зависит от  $n$ , чем расходная характеристика. Поэтому на характеристику двигателя вида

$$\bar{q}_n = \bar{q}_n(\bar{n}_n, \bar{N}_n) \quad (7.25)$$

частота вращения турбины полезной мощности  $\bar{n}_n$  оказывает большее влияние, чем на характеристики, определяющие режим работы турбокомпрессорного генератора газа, тем не менее ГТУ с выделенной турбиной полезной мощности отличаются сравнительно слабой зависимостью характеристики (7.25) от  $n$  вала ТПМ по сравнению с теми схемами, в которых турбина полезной мощности одновременно служит и для привода, по крайней мере, одного воздушного компрессора, входящего в схему установки.

Сравнение универсальных характеристик одновальной ГТУ и ГТУ с выделенной турбиной полезной мощности, иллюстрирующее указанные особенности рассмотренных типов ГТУ, произведено в примерах, приведенных в § 7.5.

## § 7.5. Примеры расчета универсальных характеристик ГТУ

**Пример 7.1.** Расчет характеристик одновальной ГТУ.

Рассмотрим на примере расчет универсальных характеристик одновальной ГТУ (см. рис. 1.1). Топливом для ГТУ служит природный газ.

Условия номинального режима ГТУ характеризуются следующими величинами: мощность на клеммах электрического генератора  $N_{э0} = 25\,000$  кВт; температура газа перед турбиной  $t_{c0} = 800^\circ\text{C}$ ; температура воздуха перед воздушным компрессором  $t_{a0} = 15^\circ\text{C}$ ; отношение давлений компрессора  $\varepsilon_0 = 7,0$ ; отношение давлений турбины  $\delta_0 = 6,65$ ; относительная потеря давления между компрессором и турбиной  $\xi_{b0} = 0,03$ ; суммарная относительная потеря давления в фильтре и выходе турбины  $\xi_{a0} = 0,02$ ; изэнтропический к. п. д. турбины  $\eta_{т0} = 0,88$ ; изэнтропический к. п. д. компрессора  $\eta_{к0} = 0,88$ ; относительный расход воздуха на охлаждение  $\Delta\bar{G}_b = \Delta G_b/G_b = 0,01$ ; относительная величина утечки воздуха принята равной относительному приросту расхода газа за счет топлива:

$$\overline{\Delta G}_{yT} \approx \overline{\Delta G}_T;$$

теплоемкость воздуха (средняя для процесса сжатия в компрессоре)  $c_{pв} = 1,003$  кДж/(кг·К); газовая постоянная для воздуха  $R_{в} = 0,287$  кДж/(кг·К); показатель  $m_{в} = R_{в}/c_{pв} = 0,286$ ; теплоемкость газа (средняя для процесса расширения в турбине)  $c_{pг} = 1,130$  кДж/(кг·К); теплоемкость газа (средняя для процесса в камере сгорания)  $c_p \approx c_{pг} = 1,130$  кДж/(кг·К); газовая постоянная для газа  $R_{г} = 0,290$  кДж/(кг·К); показатель  $m_{г} = R_{г}/c_{pг} = 0,256$ ; механический к. п. д. (отнесенный к мощности турбины)  $\eta_{м} = 0,995$ ; к. п. д. камеры сгорания  $\eta_{к.с} = 0,99$ ; к. п. д. электрического генератора  $\eta_{э.г} = 0,97$ .

1. Расчет характеристики номинального режима. Используя принятые величины, определим характеристики номинального режима:

а) удельная работа турбины

$$H_T = c_{pг} T_c (1 - \delta_0^{-m_{г}}) \eta_{т0} \eta_{м} = 1,130 \cdot 1073 (1 - 6,65^{-0,256}) 0,88 \cdot 0,995 = 409 \text{ кДж/кг};$$

б) удельная работа компрессора (отнесенная к 1 кг газа)

$$H_K = c_{pв} T_a \frac{\varepsilon_0^{m_{в}} - 1}{\eta_{к0}} (1 + \overline{\Delta G}_b) (1 - \overline{\Delta G}_T) (1 + \overline{\Delta G}_{yT}) = 1,003 \cdot 288 \frac{7^{0,286} - 1}{0,88} 1,01 = 247 \text{ кДж/кг};$$

в) удельная работа ГТУ (отнесенная к 1 кг газа)

$$H_e = H_T - H_K = 409 - 247 = 162 \text{ кДж/кг};$$

г) температура воздуха за компрессором

$$T_b = T_a \left( 1 + \frac{\varepsilon_0^{m_{в}} - 1}{\eta_{к0}} \right) = 288 \left( 1 + \frac{0,746}{0,88} \right) = 523 \text{ К};$$

д) подведенное тепло

$$q_1 = c_p (T_c - T_b) = 1,130 (1073 - 523) = 611 \text{ кДж/кг};$$

е) расход газа через турбину:

$$G = N_{э0} / (H_e \eta_{э.г}) = 25\,000 / (162 \cdot 0,97) = 159 \text{ кг/с};$$

ж) эффективный к. п. д. газотурбинной установки

$$\eta_e = \eta_{к.с} H_e / q_1 = 0,99 \cdot 162 / 611 = 0,263;$$

з) электрический к. п. д.

$$\eta_{э} = \eta_e \eta_{э.г} = 0,263 \cdot 0,97 = 0,255.$$

2. Расчет универсальных характеристик одновальной ГТУ. Принимаемая характеристика компрессора изображена на рис. 7.18.

В качестве расходной характеристики турбины возьмем зависимость (6.47), которая в § 7.2 преобразована к параметрам компрессора и получила вид (7.4). Подставляя в (7.4) значения постоянных величин, получим формулу

$$\varepsilon = \frac{1}{1 - 0,05 \bar{G}_n^2} \sqrt{1 + 46 \bar{\tau} \bar{G}_n^2 (1 - 0,0625 \bar{G}_n^2)},$$

по которой рассчитывается  $\varepsilon$  в зависимости от  $\bar{G}_n$  для разных значений  $\bar{\tau}$ . Линии  $\bar{\tau} = \text{const}$  нанесены на диаграмме компрессора (рис. 7.18).

Приведенная относительная мощность и приведенный относительный расход тепла рассчитываются по формулам (7.17) и (7.19), которые после подстановки числовых значений постоянных величин приобретают вид

$$\bar{N}_n = 7,5 \bar{G}_n \left[ \bar{\tau} (1 - \delta^{-m_{г}}) \eta_{т} - \frac{\varepsilon^{m_{в}} - 1}{4,13 \eta_{к}} \right]; \quad (7.26)$$

$$q_n = 1,98 \bar{G}_n \left[ \bar{\tau} - \frac{1}{3,73} \left( 1 + \frac{\varepsilon^{m_{в}} - 1}{\eta_{к}} \right) \right]. \quad (7.27)$$

К. п. д. турбины находится по характеристике, полученной расчетным путем и изображенной на рис. 6.17, в зависимости от параметра  $\bar{x}_{ср}$ , определяемого формулой (6.50а). Формула (6.50а) может быть представлена в виде:

$$\bar{x}_{ср} = \frac{\bar{n}_n}{\sqrt{\bar{\tau}}} \sqrt{\frac{1 - \delta_0^{-m_{г}}}{1 - \delta^{-m_{г}}}} = 0,621 \frac{\bar{n}_n}{\sqrt{\bar{\tau} (1 - \delta^{-m_{г}})}}. \quad (7.28)$$

По последним четырем формулам с использованием характеристик рис. 7.18 производится расчет, последовательность которого ясна из табл. 7.1. В табл. 7.1 дан расчет для  $\bar{n}_n = 1$ ; аналогичным образом производился расчет и для других значений  $\bar{n}_n$ .

Таблица 7.1

$\bar{\tau}$	Принято	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0	1,1	1,2
$\varepsilon$	По рис. 7.18	5,56	5,96	6,35	6,71	7,0	7,28	7,50
$\bar{G}_n$	» » 7.18	1,015	1,013	1,011	1,007	1,000	0,993	0,981
$\eta_{к}$	» » 7.18	0,870	0,880	0,880	0,880	0,880	0,880	0,880
$\lambda$	По (6.66)	0,948	0,949	0,949	0,949	0,950	0,951	0,952
$\delta$	По (7.14)	5,27	5,66	6,03	6,37	6,65	6,92	7,13
$\bar{x}_{ср}$	По (7.28)	1,359	1,240	1,146	1,066	1,000	0,947	0,901
$\eta_{т}$	По рис. 6.17	0,804	0,836	0,857	0,870	0,880	0,882	0,803
$\bar{N}_n$	По (7.26)	-0,067	0,201	0,462	0,725	1,000	1,258	1,506
$\bar{q}_n$	По (7.27)	0,275	0,457	0,639	0,819	1,000	1,175	1,347

На основании результатов расчета составлена табл. 7.2 (мощность  $\bar{N}_n$  в зависимости от  $\bar{n}_n$  и  $\bar{\tau}$ ) и построены графики (рис. 7.19). Графики представляют собой зависимость  $\bar{q}_n$  от  $\bar{N}_n$  при различных значениях  $\bar{n}_n$ , т. е. являются одной из универсальных характеристик ГТУ. Рис. 7.19 показывает, что зависимость  $\bar{q}_n = \bar{q}_n(\bar{N}_n)$  при числах  $\bar{n}_n$ , близких к номинальным, мало отличается от линейной.

Таблица 7.2

$\bar{\tau}$	$\bar{n}_{II}$							
	0,50	0,60	0,70	0,80	0,90	0,95	1,00	1,05
0,60	0,045	0,062	0,0818	0,0673	0,0458	-0,0020	-0,0670	-0,1540
0,70	0,070	0,124	0,184	0,216	0,242	0,233	0,201	0,155
0,80	—	—	0,277	0,359	0,436	0,453	0,462	0,465
0,90	—	—	0,374	0,494	0,626	0,678	0,725	0,777
1,00	—	—	0,461	0,621	0,820	0,900	1,000	1,084
1,10	—	—	0,535	0,740	0,995	1,116	1,258	1,390
1,20	—	—	0,594	0,846	1,164	1,303	1,506	1,688

С помощью характеристик рис. 7.19 и табл. 7.2 построены универсальные характеристики двигателя на рис. 7.20, дающие наиболее наглядное представление о работе двигателя при частичных нагрузках. Характеристики на рис. 7.20 представляют собой зависимость  $\bar{N}_{II}$  от  $\bar{n}_{II}$  при различных постоянных значениях  $\bar{\tau}$  и  $\bar{q}_n$ , позволяют решать основные задачи, связанные с режимами эксплуатации двигателя. Характеристики, подобные изображенным на рис. 7.20, являются основой для разработки системы регулирования двигателя.

**Пример 7.2.** Расчеты характеристик двухвальной ГТУ без промежуточного подвода тепла.

Рассчитаем универсальные характеристики двухвальной ГТУ мощностью  $N_{30} = 25\ 000$  кВт (по схеме а рис. 7.6), приняв начальные значения параметров газа перед турбиной (высокого давления) и воздуха перед компрессором такими же, как и в примере 7.1. К. п. д. турбины высокого давления  $\eta_{T10} = 0,9$ , к. п. д. турбины низкого давления  $\eta_{T20} = 0,87$ . Отношения давлений ТВД определяется из баланса мощностей свободного вала. Производя вычисления, находим  $\delta_{10} = 2,75$  и  $\delta_{20} = 2,42$ . Существование дополнительной связи в виде баланса мощностей турбокомпрессорного вала приводит к тому, что характеристика турбокомпрессора (режимная линия) является однопараметрической\* и изображается в диаграмме компрессора одной кривой (изображена точками на рис. 7.18).

Определение режимной линии турбокомпрессора производится следующим образом. Наносится вероятная режимная линия в диаграмме компрессора, вдоль которой в зависимости от  $\epsilon$  определяются (в первом приближении)  $\bar{G}_n$ ,  $\eta_k$  и  $\lambda = 1 - \xi_0 \bar{G}_n^2$ . Общее отношение давлений двух турбин рассчитывается для принятого ряда значений  $\epsilon$  по зависимости  $\delta = \lambda \epsilon$ . Отношение давлений ТВД  $\delta_1$  определяется формулой (6.58) по значениям  $\delta$ .

Относительная температура  $\bar{\tau}_1 = \bar{T}_{c1}/\bar{T}_a$  находится из баланса мощности турбокомпрессорного вала:

$$\bar{\tau}_1 = \frac{c_{pB}}{c_{pG} \eta_k \eta_{T1} c_{pG}} \frac{\epsilon^{m_B} - 1}{1 - \delta_1^{-m_G}}, \quad (7.29)$$

где  $T_{c1}$  — температура газа перед ТВД.

К. п. д. турбины высокого давления  $\eta_{T1}$  можно определить по рис. 6.17 пропорциональным пересчетом приведенных там значений в отношении 0,9/0,88. По найденным значениям  $\bar{\tau}$  и  $\delta$  следует вычислить относительный приведенный расход  $\bar{G}_{n,k}$ , воспользовавшись формулой (6.47):

$$\bar{G}_n = \frac{\bar{G} \sqrt{\bar{T}_a}}{P_a} = \frac{1}{\sqrt{\bar{\tau}}} \cdot \frac{\bar{P}_d}{P_a} \sqrt{\frac{\delta^2 - 1}{\delta_0^2 - 1}} \approx \frac{1}{\sqrt{\bar{\tau}}} \sqrt{\frac{\delta^2 - 1}{\delta_0^2 - 1}}. \quad (7.30)$$

\* В предположении, что расходная характеристика ТНД не зависит от частоты вращения.

При вычислении  $\bar{G}_n$  можно принять  $\bar{P}_d/\bar{P}_a \approx 1$ , что равносильно предположению о независимости относительной потери давления в воздушном фильтре и выхлопе из турбины от режима работы. При малых величинах сопротивлений это предположение не приводит к ощутимой ошибке.

Весь расчет по изложенной схеме ведется для нескольких принимаемых значений  $\epsilon$ . Для каждого значения  $\epsilon$  находится соответствующее значение  $\bar{G}_n$ , что позволяет построить режимную линию в диаграмме компрессора.

Расчет характеристики турбокомпрессора (режимной линии) сведен в табл. 7.3.

Таблица 7.3

$\epsilon$	Принято	3,4	7,7	7	6	5	4	3
$\lambda$	$\lambda = 1 - \xi_0 \bar{G}_n^2$	0,94	0,945	0,95	0,960	0,970	0,975	0,980
$\eta_k$	По рис. 7.18	0,88	0,88	0,88	0,88	0,88	0,87	0,85
$\eta_{T1}$	" " 6.17	0,900	0,900	0,900	0,895	0,890	0,885	0,880
$\delta$	$\delta = \lambda \epsilon$	7,90	7,27	6,65	5,76	4,85	3,90	2,94
$\delta_1$	По (6.58)	2,82	2,78	2,76	2,68	2,59	2,43	2,16
$\bar{\tau}_1$	" (7.29)	1,110	1,060	1,000	0,930	0,843	0,758	0,680
$\bar{\tau}_2$	$\bar{\tau}_2 = \bar{T}_{c2}/\bar{T}_a$	1,110	1,060	1,000	0,940	0,860	0,785	0,722
$\delta_2$	$\delta_2 = \delta/\delta_1$	2,80	2,62	2,41	2,15	1,87	1,61	1,36
$\bar{G}_n$	По (7.30)	1,140	1,075	1,000	0,900	0,775	0,660	0,515
$\bar{N}_{II0}$	" (7.31)	1,460	1,230	1,000	0,747	0,512	0,303	0,138

После построения режимной линии можно переходить к определению полезной мощности ГТУ. Здесь следует иметь в виду, что расход газа и располагаемый теплоперепад силовой турбины (ТНД) однозначно определяются частотой вращения турбокомпрессорного вала, т. е. зависит от одного параметра. Следовательно, теоретическая мощность\* ТПМ при неизменной частоте вращения турбокомпрессора остается постоянной независимо от частоты вращения силовой турбины. Действительная мощность ГТУ зависит от частоты вращения силовой турбины, поскольку с изменением последнего меняется параметр  $\bar{x}_{ср}$ , определяющий величину к. п. д. силовой турбины.

Дальнейший расчет сводится к определению теоретической мощности, параметра  $\bar{x}_{ср}$ , к. п. д. силовой турбины и ее мощности.

Теоретическая (приведенная безразмерная) мощность определяется выражением

$$\bar{N}_{II0} = \frac{\bar{N}_0}{\bar{P}_a \sqrt{\bar{T}_a}} = \frac{\bar{G}_n \bar{T}_{c2}}{\bar{P}_a \sqrt{\bar{T}_a}} \cdot \frac{1 - \delta_2^{-m_G}}{1 - \delta_{20}^{-m_G}}$$

или

$$\bar{N}_{II0} = \bar{G}_n \bar{\tau}_2 \frac{1 - \delta_2^{-m_G}}{1 - \delta_{20}^{-m_G}} \quad (\bar{\tau}_2 = \bar{T}_{c2}/\bar{T}_a), \quad (7.31)$$

где  $\bar{N}_0$  — относительная теоретическая мощность;  $T_{c2}$  — температура газа перед ТНД.

\* Напомним, что теоретической мощностью турбины называется мощность при к. п. д., равном единице.



Параметр  $\bar{x}_{ср}$  рассчитывается по формуле (6.50а) по частоте вращения и теплоперепаду ТНД. К. п. д. силовой турбины находится пропорциональным пересчетом значений к. п. д. по рис. 6.17 в отношении 0,87/0,88.

Полезная мощность определяется по формуле

$$\bar{N}_п = \bar{N}_п0 \bar{\eta}_{г2} \quad (\bar{\eta}_{г2} = \eta_{г2}/\eta_{г20}).$$

Расход тепла  $\bar{q}_п$  вычисляется так же, как и в примере 7.1.

Результаты расчетов представлены на рис. 7.21, где по оси абсцисс отложена величина  $\bar{n}_п = n_2/\sqrt{T_a}$  ( $n_2$  — частота вращения силовой турбины).

Проведем сопоставления характеристик одновальной и двухвальной ГТУ по данным примеров 7.1 и 7.2. Прежде всего следует отметить, что в двухвальной ГТУ зависимость мощности ГТУ от частоты вращения силовой турбины как при  $\bar{\tau} = \text{const}$ , так и при  $\bar{q}_п = \text{const}$  существенно более пологая, чем в одновальной. Это объясняется тем, что при постоянных  $\bar{\tau}$  и  $\bar{q}_п$  режим работы турбокомпрессора двухвальной ГТУ остается неизменным; неизменной остается и теоретическая мощность ТНД. Поэтому изменение мощности двухвальной ГТУ при  $\bar{\tau} = \text{const}$  (или  $\bar{q}_п = \text{const}$ ) происходит исключительно вследствие изменения к. п. д. силовой турбины. Существенное уменьшение к. п. д. (мощности) ГТУ наблюдается только при малых частотах вращения. Второй важной особенностью характеристик двухвальной ГТУ является большой допустимый диапазон изменения частоты вращения. Если компрессор двухвальной ГТУ не попадает в область неустойчивой работы даже при малых  $n$  (силовой турбины), то компрессор одновальной ГТУ при  $\bar{\tau} = 1$  попадает в эту область уже при  $\bar{n} = 0,5$ . Следует также отметить, что линии  $\bar{\tau} = \text{const}$  и  $\bar{q}_п = \text{const}$  двухвальной ГТУ совпадают, поскольку вся характеристика  $\bar{N}_п = \bar{N}_п(\bar{n}_п)$  при  $\bar{\tau} = \text{const}$  и  $\bar{q}_п = \text{const}$  соответствует неизменному режиму работы турбокомпрессора.

**Пример 7.3.** Влияние атмосферных условий на характеристики газотурбинных установок.

Рассмотрим использование универсальных характеристик для определения режимов работы ГТУ при изменении атмосферных условий. Пусть требуется установить зависимость мощности и к. п. д. одновальной и двухвальной ГТУ от температуры воздуха при использовании ГТУ для привода электрического генератора, т. е. при постоянной частоте вращения ( $n=1$ ). Атмосферное давление считаем постоянным:  $\bar{p}_a = 1$ .

Универсальные характеристики этих ГТУ представлены на рис. 7.20 и рис. 7.21.

Поставим условие, что температура перед турбиной должна поддерживать постоянную и равной номинальной температуре:  $\bar{T}_c = 1$ . Такое условие соответствует рациональному регулированию ГТУ: повышение  $T_c$  сверх номинального значения обычно недопустимо по условиям прочности турбины, а снижение температуры  $T_c$  невыгодно, так как вызывает уменьшение к.п.д. установки.

Задав несколько значений  $T_a$ , вычислим относительные приведенные параметры:

$$\bar{n}_п = \bar{n}/\sqrt{\bar{T}_a} = 1/\sqrt{\bar{T}_a}; \quad \bar{\tau} = \bar{T}_c/\bar{T}_a = 1/\bar{T}_a.$$

По значениям  $\bar{n}_п$  и  $\bar{\tau}$  на характеристиках (рис. 7.20 и 7.21) найдем приведенную мощность  $\bar{N}_п$ , приведенный расход тепла  $\bar{q}_п$ , а затем вычислим мощность  $\bar{N}$  и к. п. д. ГТУ по зависимостям:

$$\bar{N} = \bar{N}_п \bar{p}_a \sqrt{\bar{T}_a} = \bar{N}_п \sqrt{\bar{T}_a}, \quad \eta = \eta_0 \bar{N}_п / \bar{q}_п.$$

Например, при  $t_a = 0^\circ \text{C}$  находим:

$$\bar{n}_п = \frac{1}{\sqrt{\bar{T}_a}} = \frac{1}{\sqrt{273/288}} = 1,026; \quad \bar{\tau} = \frac{1}{\bar{T}_a} = \frac{1}{0,948} = 1,053.$$

По рис. 7.20 находим:  $\bar{N}_п = 1,190$ ;  $\bar{q}_п = 1,136$  ( $\bar{q}_п$  — находим линейным интерполированием).

Вычисляем относительную мощность и к. п. д.:

$$\bar{N} = \bar{N}_п \sqrt{\bar{T}_a} = 1,190 \sqrt{0,948} = 1,160; \quad \bar{\eta} = \bar{N}_п / \bar{q}_п = 1,190/1,136 = 1,047,$$

т. е. при снижении температуры воздуха, засасываемого компрессором, на  $15^\circ$  и при неизменной температуре перед турбиной мощность ГТУ возрастает на  $16\%$ , а к. п. д. — на  $4,7\%$  (относительных).

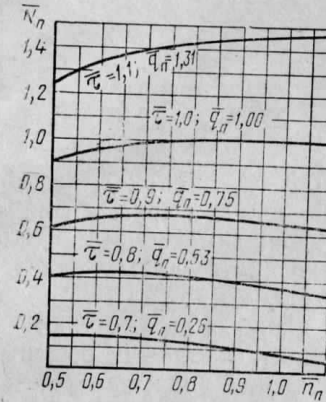


Рис. 7.21. Универсальные характеристики двухвальной ГТУ без промежуточного подвода тепла

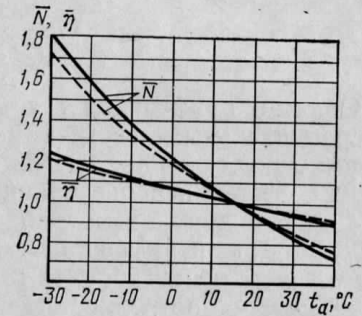


Рис. 7.22. Влияние начальной температуры воздуха  $t_a$  на характеристики ГТУ (при постоянной температуре газов перед турбиной):

— двухвальная ГТУ;  
- - - одновальная ГТУ

При этих же условиях для двухвальной установки найдем по рис. 7.21:  $\bar{N}_п = 1,244$ ;  $\bar{q}_п = 1,165$  (линейной интерполяцией).

Вычислим относительную мощность и к. п. д.:

$$\bar{N} = 1,244 \sqrt{0,948} = 1,210; \quad \bar{\eta} = 1,244/1,165 = 1,067.$$

На рис. 7.22 показано влияние начальной температуры на мощность и к. п. д. рассмотренных установок. Из этих данных видно, что начальная температура существенно влияет на мощность и к. п. д. установок, в особенности двухвальных ГТУ.

## Области применения и конструкции газотурбинных установок

Области применения газотурбинных установок определяются их сравнительными свойствами по отношению к другим типам первичных двигателей аналогичного назначения (некоторые общие сведения о сферах использования ГТУ в хозяйстве даны во введении).

По сравнению с паротурбинными установками ГТУ обладают следующими преимуществами; более низкой стоимостью; малой массой и малыми габаритами на единицу мощности; быстрым запуском; малой потребностью в охлаждающей воде; простотой автоматизации управления ГТУ; меньшей потребностью в обслуживающем персонале. В то же время в ГТУ нельзя (пока) использовать твердое топливо.

Экономичность и единичная мощность ГТУ при освоенных сейчас температурах газа в простых схемных решениях существенно уступают экономичности и единичной мощности паротурбинных установок. ГТУ обладают определенными преимуществами по отношению к двигателям внутреннего сгорания, главными из которых являются малая масса и малые габариты на единицу мощности, малый расход масла при работе двигателя. В то же время ГТУ, как правило, уступают ДВС по экономичности.

Выбор двигателя для конкретного назначения определяется совокупностью требований, в числе которых для стационарных двигателей главными являются минимальная приведенная стоимость производимой двигателем единицы энергии (сравнение по приведенным затратам), а для транспортных, кроме того, — малая удельная масса и малые габариты двигателя (возможность требуемой концентрации мощности), а также характеристика надежности. Последняя важна также и для стационарных двигателей, однако в случае возможности прогнозирования надежности влияние степени надежности в конечном счете учитывается при определении приведенных затрат на производство единицы энергии. Определяющей характеристикой при выборе типа установки для выработки электроэнергии в крупных энергетических системах является число часов использования этого двигателя за год. ГТУ обладает преимуществом: имеет низкую приведенную стоимость электроэнергии при работе в пиковом режиме, т. е. при работе меньше 2000 ч в год.

## § 8.1. Газотурбинные установки на тепловых электростанциях

На тепловых электростанциях ГТУ применяются: в качестве пиковых агрегатов при продолжительности работы 500—2000 ч в год; для резервирования и, в частности, как резервные двигатели для покрытия собственных нужд станции; в комплексе с паротурбинными установками (в ПГУ). В некоторых случаях ГТУ используются как основные (базовые) агрегаты с продолжительностью работы до 6500 ч в год.

Совершенствование ГТУ, в первую очередь освоение высоких температур газа (до 1300—1500°С) и повышение единичной мощности (до 200—300 МВт), расширит области применения ГТУ; в дальнейшем их роль в крупной энергетике будет неуклонно расти. Новые возможности использования ГТУ в крупной энергетике возникают в связи с разработкой и созданием высокотемпературных газовых реакторов. При достижении температуры гелия на выходе из реактора более 700°С появляется возможность применения одноконтурной схемы АЭС с ГТУ замкнутого типа.

В настоящем параграфе рассматриваются примеры выполнения и проекты газотурбинных установок, предназначенных для выработки электроэнергии на тепловых электростанциях.

**Пиковые ГТУ.** За последние годы возникла острая необходимость в турбинах для покрытия пиковых нагрузок. Это объясняется главным образом возрастанием суточной неравномерности потребления электроэнергии: коэффициент неравномерности потребления энергии в европейской части СССР в настоящее время составляет 0,60. Кроме того, растет доля мощности крупных паротурбинных блоков, отличающихся малой маневренностью.

Для покрытия пиковых нагрузок наиболее целесообразно применение ГТУ. Действительно, удельная стоимость ГТУ в 1,5—2 раза меньше стоимости крупных ПТУ, обслуживание их значительно проще, а время пуска из холодного состояния при соответствующем конструктивном выполнении порядка 5 мин. При характерном для пиковых турбин числе часов работы в году 500—2000 применение ГТУ оказывается более рентабельным, чем ПТУ, даже при сравнительно низком к. п. д. (23—25%).

В США на пиковые ГТУ приходится около 8% всей установленной мощности. Крупнейшая фирма США «Дженерал Электрик» выпускает пиковые ГТУ мощностью до 95 МВт при начальной температуре до 1066°С с к. п. д. около 31%. Время пуска этих ГТУ, выполненных по простейшей схеме, около 5 мин, а коэффициент надежности 99,7%.

Пиковые ГТУ производятся рядом фирм: «Брун—Бовери» (Швейцария), «Фиат» (Италия), «Вестингауз» (США), «КВУ» (ФРГ) и др.

В СССР Ленинградским металлическим заводом (ЛМЗ) производится газотурбинная установка ГТ-100-750 мощностью 100 МВт, которая может быть использована в пиковом или полупиковом режиме работы.

**Газотурбинная установка ГТ-100-750-2 конструкции и производства ЛМЗ.** Головная газотурбинная установка этого типа эксплуатируется с 1970 г. на Краснодарской ТЭЦ. На пиковой газотурбинной электростанции в г. Инота (Венгерская Народная Республика) установлено два агрегата ГТ-100-750-2, которые работают по пиковому режиму с ежедневными пусками на периоды утреннего и вечернего максимумов потребления электроэнергии. К 1977 г. в эксплуатации находились пять агрегатов этого типа.

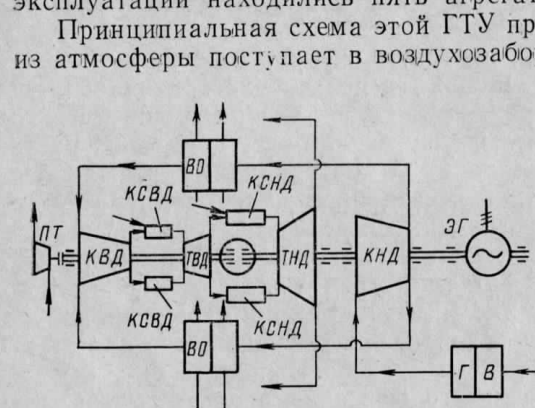


Рис. 8.1. Принципиальная схема ГТ-100-750-2

Принципиальная схема этой ГТУ приведена на рис. 8.1. Воздух из атмосферы поступает в воздухозаборное устройство В, масляные фильтры которого очищают воздух от пыли, затем в глушитель Г и далее в компрессор низкого давления КНД; КНД и ТНД расположены на генераторном валу. Отношение давлений в КНД  $\epsilon_1 = 4,3$ , к.п.д.  $\eta_{к1} = 0,88$ , а расход воздуха  $G = 447$  кг/с. Из КНД воздух по двум воздухопроводам подается в промежуточные охладители ВО, где его температура снижается с 176 до 35° С. Затем воздух сжимается в КВД, расположенном на свободном валу, и приводимом ТВД. Отношение давлений в КВД  $\epsilon = 6,3$ . Из КВД воздух идет в камеры сгорания высокого давления КСВД, откуда газы с температурой 750° С поступают в ТВД. Из ТВД газы идут в камеры сгорания низкого давления КСНД и затем в ТНД. Отработавший газ с температурой около 390° С поступает в шумоглушители и далее в дымовую трубу. В зимнее время тепло уходящих газов используется для подогрева воды в теплофикационных подогревателях.

Пуск ГТУ осуществляется посредством специальной пусковой турбины ПТ, соединенной через редуктор и распепную муфту со свободным валом. Пусковая турбина работает на паре или газе. Полная продолжительность пуска около 45 мин из холодного состояния и около 30 мин после 12-часовой остановки.

ГТ-100-750-2 может работать как на жидком, так и на газообразном топливе. Для этого в каждой из 12 жаровых труб камеры сгорания установлена комбинированная горелка, рассчитанная на сжигание жидкого и газообразного топлив.

К. п. д. ГТУ, пересчитанный на номинальные параметры воздуха и газа ( $t_{a1} = 5^\circ \text{C}$ ,  $t_c = 750^\circ \text{C}$ ,  $t_{a2} = 15^\circ \text{C}$ ), около 28,5%.

Пуск и управление ГТ-100-750-2 полностью автоматизированы и осуществляются с помощью электронной вычислительной машины (ЭВМ).

Компоновка ГТ-100-750-2, установленной на Краснодарской

ТЭЦ, показана на рис. 8.2. Все турбины, компрессоры и генератор расположены соосно и установлены на высоком фундаменте (на отметке 6,6 м). Два воздухоохладителя расположены по бокам ниже компрессоров. Из ТНД газ поступает в два короба, расположенных под землей, и далее в дымовую трубу, рассчитанную на две ГТУ. На компоновке видны теплофикационные подогреватели и система шиберов, позволяющих направлять газы в подогреватели.

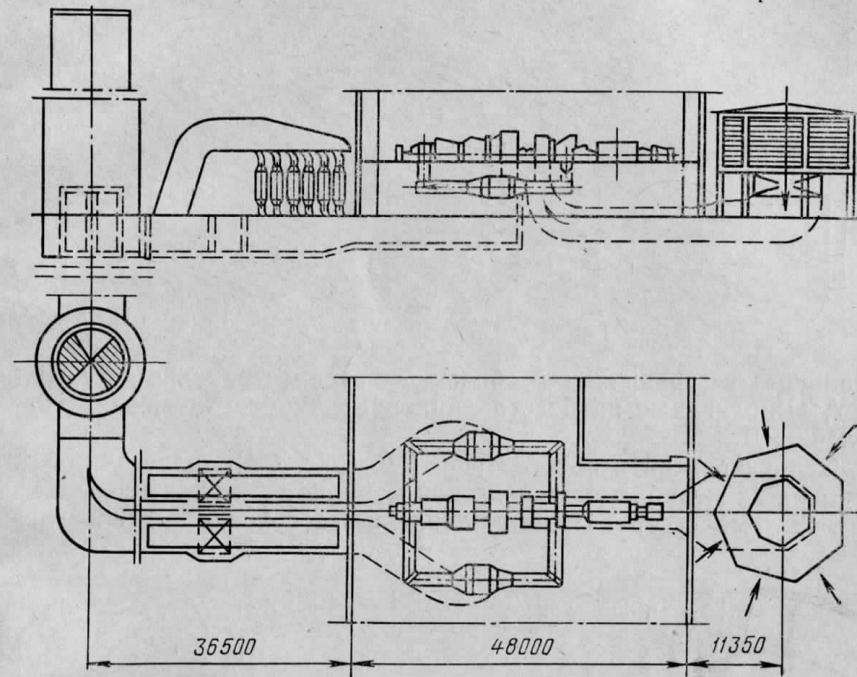


Рис. 8.2. Компоновка ГТ-100-750-2

Продольный разрез ГТ-100-750-2 показан на рис. 8.3. Выполнение ГТУ обеспечило ей сравнительную компактность, несмотря на сложную схему.

КНД выполнен однопоточным при расходе воздуха около 450 кг/с. КНД состоит из восьми ступеней с постоянным наружным диаметром  $d_n = 2,07$  м и высотой рабочих лопаток первой ступени  $l_1 = 520$  мм. Окружная скорость концов рабочих лопаток  $u_{пл} = 325$  м/с, а осевая скорость изменяется от 170 м/с в первой ступени до 130 м/с в последней ступени. Ротор КНД выполнен дисковым сборным, а ротор КВД — барабанного типа. Ротор ТВД — дисковый, приболчен к ротору КВД. Пятиступенчатый ротор ТНД также выполнен дисковым. Диски турбины выполнены из нержавеющей стали; охлаждение дисков осуществляется через монтажные щели хвостовиков рабочих лопаток.

**Пиковые ГТУ на базе авиационных двигателей.** Для покрытия острых пиков (с количеством часов работы в году до 1000 ч) и спе-

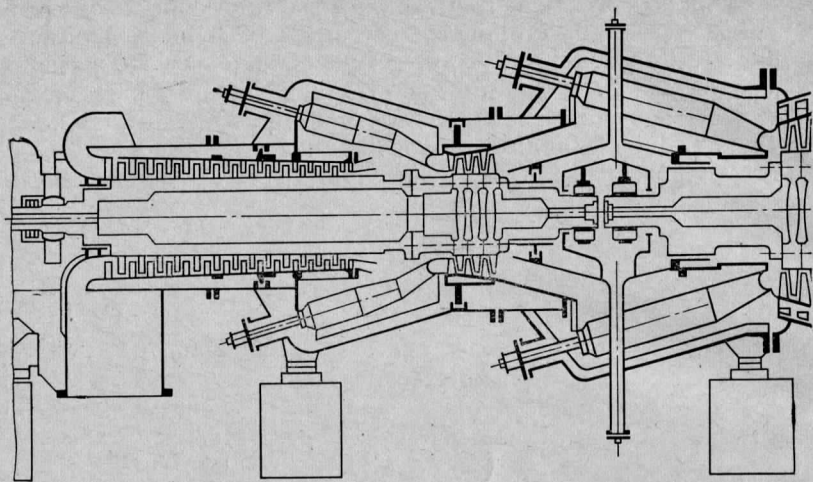


Рис. 8.3. Продольный

циального резервирования большое распространение получили ГТУ, выполненные на базе авиационных турбореактивных двигателей ТРД.

Отличительной особенностью ТРД (рис. 8.4) является то, что турбина не вырабатывает полезной мощности и служит только как привод компрессора. Поэтому давление за турбиной значительно

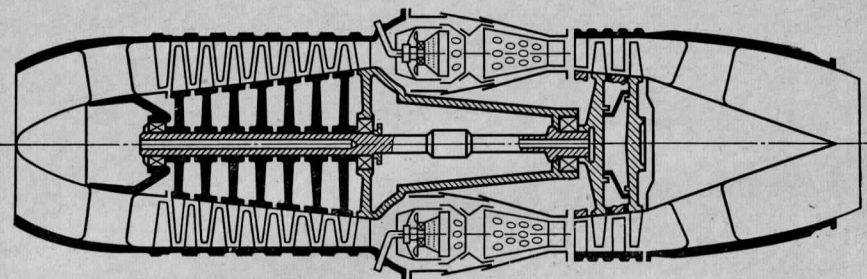
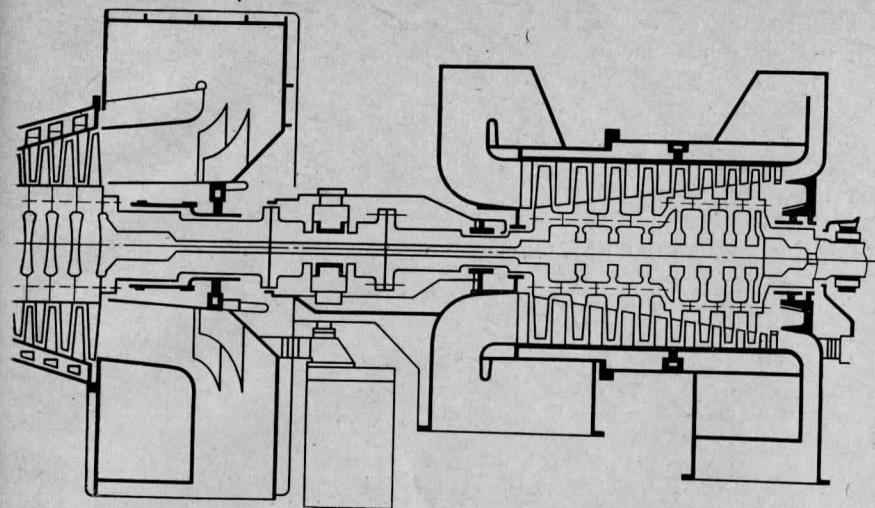


Рис. 8.4. Схема турбореактивного двигателя

больше атмосферного. Избыточная энергия преобразуется в реактивном сопле в кинетическую энергию; сила тяги получается за счет реакции вытекающей струи, а также за счет избыточного (по отношению к атмосферному) давления на срезе сопла. Взамен реактивного сопла избыточный теплоперепад можно использовать в специально спроектированной турбине (ТНД), приводящей генератор. В результате такой реконструкции получается двухвальная ГТУ, в которой ТРД выполняет функцию генератора газа.

Преимущества выполнения пиковой ГТУ на базе ТРД очевидны. Во-первых, ТРД выпускаются серийно и поэтому стоимость их



разрез ГТ-100-750-2

невелика. Во-вторых, ТРД весьма надежны, а долговечность их может быть заметно увеличена ценой небольшого снижения начальной температуры газа\*. В-третьих, пуск ТРД осуществляется за 1—2 мин, а время пуска ТНД также невелико (3—5 мин), поскольку температура газов перед ней мала. Таким образом, пуск ГТУ осуществляется за 3—5 мин.

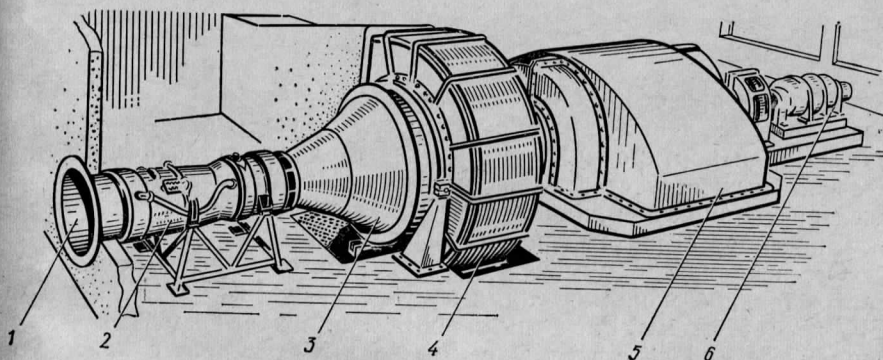


Рис. 8.5. Пиковая ГТУ на базе ТРД мощностью 10 МВт фирмы «Инглиш Электрик»:

1—входной патрубок; 2—ТРД; 3—диффузор; 4—ТНД; 5—электрогенератор; 6—возбудитель

Представление о внешнем виде ГТУ на базе ТРД дает рис. 8.5. ГТУ выполнена фирмой «Инглиш Электрик» на базе ТРД «Эвон» фирмы «Роллс-Ройс». Силовая турбина этой ГТУ — консольная двухступенчатая.

\* Экономичность ТРД в этих условиях снижается по сравнению с расчетной.

Применяя несколько ТРД в сочетании с одной силовой турбиной, можно существенно увеличить мощность ГТУ. Примером может служить ГТУ мощностью 100 МВт фирмы «Дженерал Электрик», изображенная на рис. 8.6. Генераторами газа в этой ГТУ служат 10 ТРД, подающие газ в одноступенчатую силовую турбину. Большой расход газа вынудил выполнить турбину тихоходной ( $n=1200$  об/мин).

**Базовые ГТУ.** Газотурбинные установки как базовые сейчас имеют ограниченное применение на электростанциях небольшой

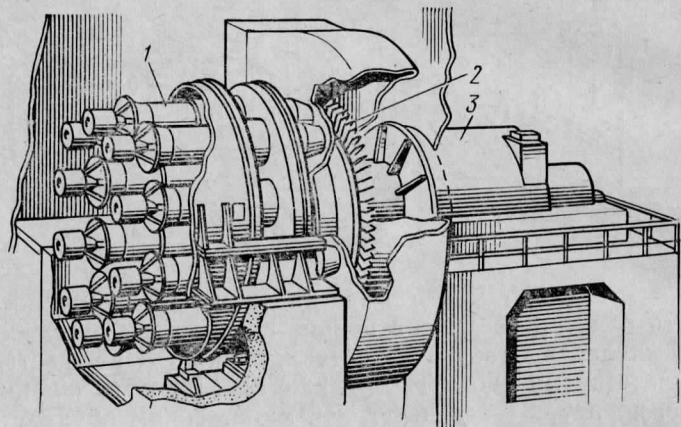


Рис. 8.6. Пиковая ГТУ на базе ТРД мощностью 100 МВт фирмы «Дженерал Электрик»:

1—ТРД; 2—силовая турбина; 3—генератор

мощности и при особых условиях, когда жидкое или газообразное топливо более дешевое или более доступное (требует меньших затрат на транспортировку), чем твердое топливо, в районах с недостатком (или отсутствием) охлаждающей воды. На передвижных электростанциях для временного снабжения электроэнергией строек и поселков строителей применяются преимущественно ГТУ.

Ограниченность применения ГТУ как базовых агрегатов объясняется технико-экономическими показателями, полученными для ГТУ простой схемы. Расчетные проработки показывают, что усложнением схемы ГТУ с введением нескольких ступеней охлаждения воздуха в процессе сжатия и нескольких ступеней промежуточно-го подогрева можно заметно улучшить технико-экономические показатели, и при одновременном резком повышении начальной температуры газов перед турбинами можно достигнуть показателей, сопоставимых с современными крупными паротурбинными блоками. Однако и при этом остается нерешенной проблема сжигания твердого топлива, что препятствует широкому применению ГТУ в крупной энергетике как базовых агрегатов.

В отдаленных и развивающихся районах в Советском Союзе успешно работают как базовые несколько газотурбинных электро-

станций, в том числе Небид-Дагская ГРЭС мощностью 48 МВт (четыре ГТУ по 12 МВт изготовления Невского машиностроительного завода им. В. И. Ленина (НЗЛ)), Якутская ГРЭС (первая очередь состоит из четырех ГТУ по 25 МВт производства ЛМЗ). В установках этого типа обоснованным является применение регенератора, а в некоторых случаях и двухступенчатого сжатия воздуха в компрессорах. На рис. 8.7 показана схема газотурбинной установки ГТ-25-700 Ленинградского металлического завода. Установка выполнена с промежуточным охлаждением воздуха и с регенерацией тепла отработавших газов. Предусмотрен режим работы ГТУ при отключенном регенераторе и подогреве воды в теплофикационных подогревателях (на схеме не показаны). В этом случае кроме электроэнергии ГТУ дает тепло в количестве 140 ГДж/ч.

Техническая характеристика ГТ-25-700: мощность при температуре наружного воздуха  $17^\circ\text{C}$  — 25000 кВт; расход воздуха — 190 кг/с; температура газа перед турбиной —  $700^\circ\text{C}$ ; отношение давлений компрессоров — 10; степень регенерации — 0,80; к.п.д. установки на клеммах генератора — 28%; топливо — природный газ или мазут. При работе в теплофикационном режиме к.п.д. повышается до 65%.

Установка выполнена одновальной; продольный разрез ее показан на рис. 8.8 [36]. Компрессор низкого давления 1 имеет отношение давлений 3,16 при девяти ступенях, компрессор высокого давления 2 — одиннадцатиступенчатый с отношением давлений 3,16. Напорный патрубок КНД имеет осерадиальный диффузор с направляющими лопатками в месте поворота потока.

Газовая турбина 3 имеет семь ступеней. Ротор в зоне первых четырех ступеней охлаждается воздухом, протекающим через зазоры между хвостами лопаток елочного типа и гребнями ротора. Применение охлаждения ротора позволило выполнить вал турбины из перлитной стали. Корпус турбины — двухстенный. Наружный корпус охлаждается воздухом, протекающим между ним и экраном. Камера сгорания — выносная, вертикальная и располагается рядом с турбиной на подвижных пружинных опорах, обеспечивающих свободу температурных перемещений камеры относительно корпуса турбины. Теплообменные аппараты установки — трубчатого типа. В воздухоохладителе применены трубки с провололочной оплеткой для повышения коэффициента теплопередачи со стороны воздуха; для регенератора использованы гладкие трубки.

**Газотурбинная установка МС 7001** фирмы «Дженерал Электрик». Примером высокотемпературной ГТУ, предназначенной для

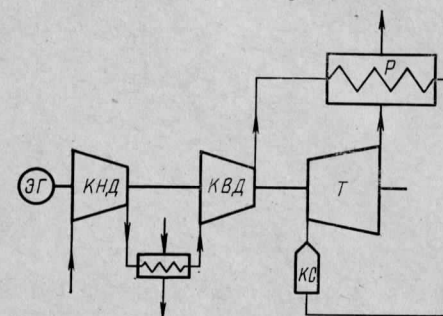


Рис. 8.7. Схема газотурбинной установки ГТ-25-700

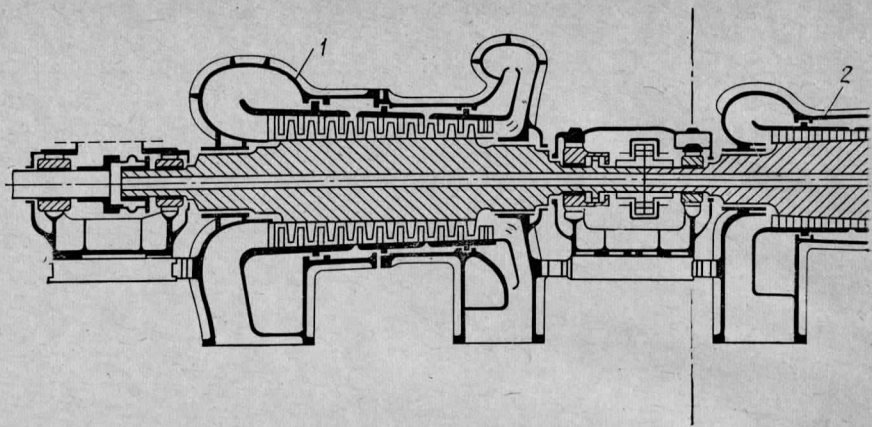


Рис. 8.8. Газотурбинная установка ГТ-25-700

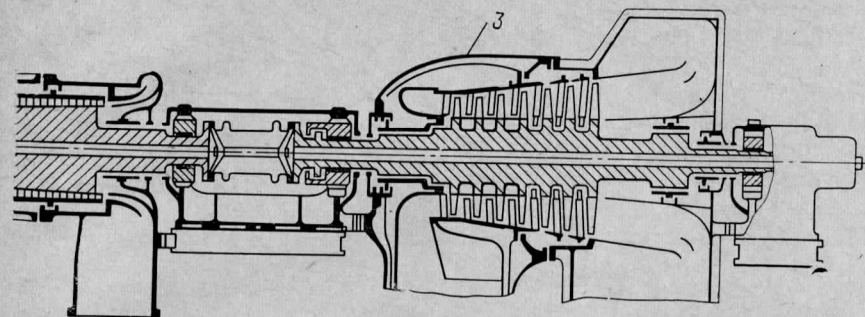
работы как в пиковом, так и в базовом режимах, может служить ГТУ типа MS7001 фирмы «Дженерал Электрик» (США), показанная на рис. 8.9. Технические данные этой ГТУ мощностью 60—70 МВт приведены в табл. 8.1.

Топливом является дистиллат. Для получения максимальной мощности применяется ввод в камеру сгорания водяного пара (до 4% от расхода газа).

Установка выполнена по одновальнй схеме и расположена на раме 1. Воздушный компрессор 4 выполнен семнадцатиступенчатым с осесимметричным входным патрубком 2, направляющими аппаратами на входе 3 и комбинированным лопаточным и коническим диффузором на выходе 7. В нескольких местах проточной части компрессора предусмотрены отборы воздуха для уплотнения и охлаждения элементов турбины. Ротор компрессора 5 — наборный, состоит из отдельных дисков, стянутых болтами между собой и с концевыми участками компрессорного вала. Камеры сгорания 6 — секционного типа; по окружности располагается десять отдельных камер; газ из камер подается в газосборник 9, из которого он по-

Таблица 8.1

Характеристики	Базовый режим	Пиковый режим	Режим максимальной мощности
Мощность при температуре наружного воздуха 15°С, МВт . . . . .	59,0	65,2	80,3
Расход воздуха, кг/с . . . . .	239	—	—
Температура газа перед турбиной, °С	980	1066	—
Отношение давлений компрессора . . .	9,5—9,7	—	—
К. п. д. установки (нетто для комплектной электростанции), % . . . . .	30,7	31,3	32,6
Частота вращения, об/мин . . . . .	3600	3600	3600



Ленинградского металлического завода

тупает к входу в сопловой аппарат первой ступени турбины. Турбина 10 — трехступенчатая с внутренним воздушным охлаждением соплового аппарата и рабочих лопаток первой ступени. Предусмотрено также воздушное охлаждение дисков турбины и внешнего корпуса. За турбиной установлен комбинированный конический и лопаточный осесимметричный диффузор 12, обеспечивающий снижение потерь с выходной скоростью. Ротор турбины 11 — наборный, со стяжными болтами; с ротором компрессора он соединен жесткой муфтой и образует единую жесткую трехпорную конструкцию. Средний (промежуточный) подшипник 8 ротора находится в воздушной камере, через которую проходит охлаждающий воздух от компрессора к диску первой ступени турбины. К подшипнику подается охлажденный воздух и масло для охлаждения и смазки. На отдельной раме, служащей одновременно масляным баком, располагается вспомогательное оборудование: маслоохла-

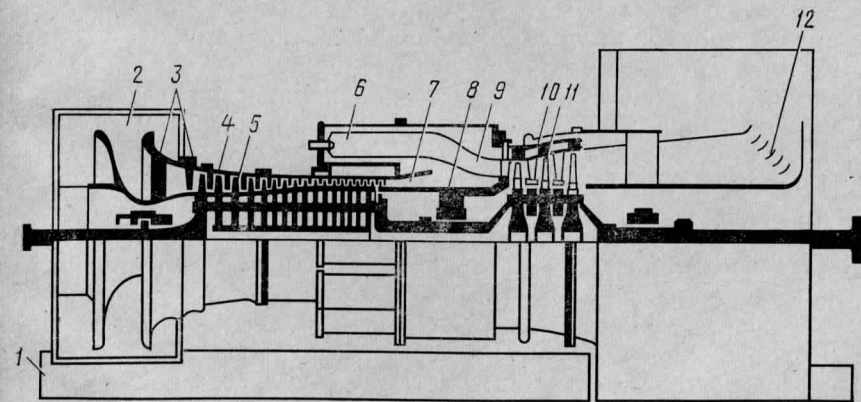


Рис. 8.9. Газотурбинная установка MS 7001 фирмы «Дженерал Электрик»

датель, масляный насос, пусковой двигатель с редуктором и расцепным устройством.

ГТУ этого типа выпускается фирмой в варианте с регенерацией тепла отходящих газов. При некотором снижении мощности из-за потерь давления в регенераторе к. п. д. установки с регенерацией увеличивается при базовом режиме до 37,7% и в пиковом режиме до 38,8%.

**Применение ГТУ в сочетании с ПТУ в парогазотурбинных установках.** Газотурбинная установка в сочетании с паротурбинной образует комбинированную парогазотурбинную установку (ПГУ).

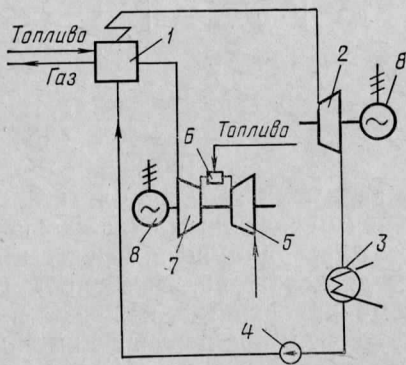


Рис. 8.10. Принципиальная схема парогазотурбинной установки с низконапорным парогенератором:

1—парогенератор; 2—паровая турбина; 3—конденсатор; 4—насос; 5—воздушный компрессор; 6—камера сгорания; 7—газовая турбина; 8—электрические генераторы

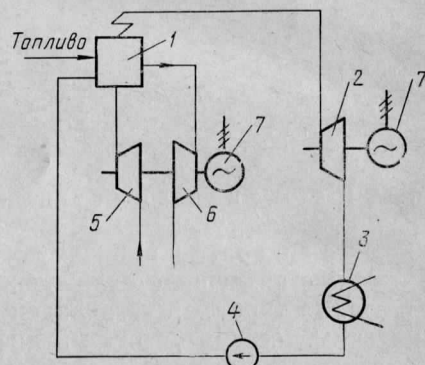


Рис. 8.11. Принципиальная схема парогазотурбинной установки с высоконапорным парогенератором:

1—парогенератор; 2—паровая турбина; 3—конденсатор; 4—насос; 5—воздушный компрессор; 6—газовая турбина; 7—электрические генераторы

Сочетание этих двух установок позволяет уменьшить удельный расход тепла на выработку энергии по сравнению с отдельно взятыми газотурбинной или паротурбинной установками.

Из многочисленных схем парогазотурбинных установок особого внимания заслуживают три: 1) с низконапорным парогенератором; 2) с высоконапорным парогенератором; 3) с подогревом питательной воды теплом отходящих газов ГТУ.

Принципиальная схема парогазотурбинной установки с низконапорным парогенератором (НПГ) представлена на рис. 8.10. Паротурбинная установка, входящая в схему, почти не отличается от обычной. Особенностью газотурбинной установки является выход газов из турбины в топку котла, куда также подается дополнительное топливо для подогрева газов. Поскольку в топку котла подаются газы, имеющие повышенную температуру, то расход тепла для подогрева топочных газов снижается, что является причиной увеличения к. п. д. всей установки. Снижение удельного расхода тепла комбинированной парогазотурбинной установкой по сравнению с ПТУ может составлять 3—5%.

Рассматриваемые парогазотурбинные установки являются хорошим средством увеличения экономичности уже действующих тепловых электрических станций.

Второй вариант сочетания ПТУ и ГТУ с высоконапорным парогенератором (ВПГ) представлен на рис. 8.11. Котел паровой турбины в этой схеме работает под давлением, достигающим до 0,4—0,6 МПа. Воздух в топку парогенератора подается компрессором, приводимым газовой турбиной.

Покидающие топку парогенератора газы с температурой порядка 750°С направляют в газовую турбину, а оттуда в экономайзер (на схеме не показан). Температура газов за экономайзером равна 150—250°С, т. е. существенно ниже, чем в обычной ГТУ. В то же время максимальная температура рабочей среды за счет включения в схему ГТУ повышается по сравнению с ПТУ. Эти обстоятельства и вызывают увеличение к.п.д. парогазотурбинной установки по сравнению с отдельно взятыми ГТУ и ПТУ. Снижение удельного расхода тепла в установке такого типа может составлять 5—8%. Однако дело не только в снижении расхода тепла. Применение компактного (с повышенным давлением в топке) парогенератора существенно снижает капитальные затраты на сооружение тепловой станции. Поэтому экономия в себестоимости электроэнергии может достигать 10—15% (по сравнению с ПТУ).

Недостатком парогазотурбинных установок является усложнение тепловой схемы и снижение надежности станции в целом. Кроме того, следует отметить, что установки с ВПГ могут работать только на жидком или газообразном топливе, так как пока не найдены эффективные способы борьбы с эрозией лопаточного аппарата газовых турбин при работе на твердых топливах, продукты сгорания которых содержат во взвешенном состоянии твердые частицы. Энергетические установки с ВПГ вследствие использования ими только газообразного или жидкого топлива целесообразно размещать преимущественно на ТЭЦ в черте городов. ПГУ со сбросом газов в парогенератор используют дефицитное топливо только

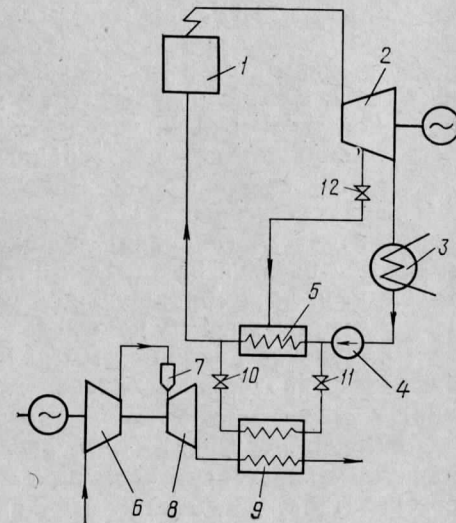


Рис. 8.12. Схема ПГУ с подогревом питательной воды теплом отходящих газов:

1—парогенератор; 2—паровая турбина; 3—конденсатор; 4—насос; 5—подогреватель питательной воды; 6—воздушный компрессор; 7—камера сгорания; 8—газовая турбина; 9—газоподогреватель питательной воды; 10, 11—завихирки на линии питательной воды; 12—завихирка на линии отбора

для газотурбинной части установки, и поэтому могут применяться и в районах с ограниченным ресурсом этих топлив.

Схема с подогревом питательной воды теплом отходящих газов ГТУ приведена на рис. 8.12. В базовом режиме работает только ПТУ по обычной схеме с регенерацией, а ГТУ не работает. Подогрев питательной воды производится в системе подогревателей 5 теплом отборного пара от паровой турбины через задвижки 12. Задвижки 10 и 11 при этом закрыты. В пиковом режиме включается в работу ГТУ, закрываются задвижки 12 на линиях отбора, открываются задвижки 10 и 11. При этом подогрев питательной воды производится в газодляном подогревателе 9 теплом отходящих газов ГТУ. В результате суммарная мощность всей комбинированной установки значительно повышается: во-первых, увеличивается мощность паровой турбины (вследствие отключения регенеративных отборов в часть низкого давления идет больший расход пара); во-вторых, ГТУ дает дополнительную мощность. Общая дополнительная (пиковая) мощность может достигать 50% от мощности базовой части. При определенных условиях возрастает также к. п. д. комбинированной установки по сравнению с ПТУ и ГТУ, рассматриваемых по отдельности.

Применение данной схемы целесообразно также и в тех случаях, когда требуется увеличение мощности уже действующей станции.

В Советском Союзе эксплуатируются несколько ПГУ с высоконапорным парогенератором и со сбросом газов от ГТУ в топку парогенератора. Рассмотрим одну из установок с ВПГ, работающих на Невинномысской ГРЭС.

**Парогазовая установка ПГУ-200.** В состав энергетического блока ПГУ-200 входят: паровая турбина мощностью 160 МВт; газотурбинная установка ГТ-35/44-770 мощностью 32,2 МВт производства ХТГЗ; ВПГ конструкции ЦКТИ — Таганрогского котлостроительного завода (ТКЗ).

Упрощенная тепловая схема ПГУ-200 изображена на рис. 8.13. Высоконапорный парогенератор 2 имеет производительность 450 т/ч при давлении острого пара 13,7 МПа и температуре 570°С. Промежуточный перегрев пара осуществляется до температуры 570°С. Давление в топке парогенератора и камере сгорания составляет 0,54 МПа. В паровой ступени использована серийная турбина К-160-130 с соответствующей системой регенеративного подогрева питательной

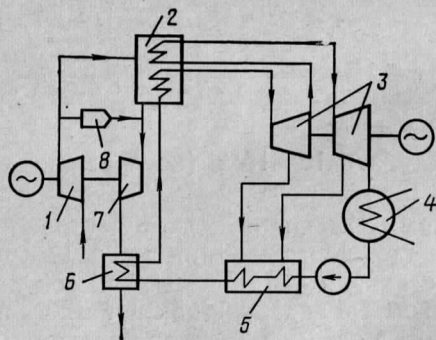


Рис. 8.13. Принципиальная тепловая схема парогазотурбинной установки ПГУ-200:

1—воздушный компрессор; 2—парогенератор; 3—паровая турбина; 4—конденсатор; 5—регенеративные подогреватели; 6—экономайзер; 7—газовая турбина; 8—дополнительная камера сгорания

воды. Компрессор 1 газотурбинного агрегата подает воздух в топку ВПГ. Из топки газы, охладившись до температуры 770°С, поступают в газовую турбину 7, расширяются в ней и по выходе направляются в экономайзер 6, где теплом отходящих газов подогревается питательная вода. Дополнительная камера сгорания 8 служит для поддержания номинальной температуры газов перед газовой турбиной при частичных нагрузках и тем самым для поддержания высокой экономичности всего блока в этих режимах.

Размещение оборудования блока ПГУ-200 отличается компактностью. ГТУ и ВПГ расположены в машинном зале. Паровая турбина размещена рядом на той же отметке, что и ГТУ. Малые габариты ВПГ позволили разместить его в машинном зале, что уменьшает кубатуру главного корпуса ПГУ примерно в два раза по сравнению с ПТУ обычного типа. Входящая в состав ПГУ-200 газотурбинная установка ГТ-35/44-770 выполнена по простой одновальной схеме без регенерации. Она может быть также использована как самостоятельный агрегат для пиковой или резервной нагрузки.

Техническая характеристика установки приведена в табл. 8.2.

Таблица 8.2

Наименование величин	ГТУ (как самостоятельный агрегат)	ГТ-35/44-770 (в составе ПГУ-200)
Мощность при температуре наружного воздуха 15°С, кВт . . . . .	32 200	34 700
Расход воздуха, кг/с . . . . .	215	213
Температура газа перед турбиной, °С . . . . .	770	770
Отношение давлений компрессора . . . . .	6,4	6,7
К. п. д. на клеммах генератора, % . . . . .	23,5	—

Топливо: основное — природный газ; резервное — жидкое газотурбинное.

### § 8.2. Замкнутые газотурбинные установки

До сих пор рассматривались схемы ГТУ с разомкнутым процессом, когда рабочее тело (воздух) забиралось из атмосферы и выбрасывалось в виде газа в атмосферу.

Существуют также ГТУ с замкнутым процессом (замкнутая ГТУ). Схема замкнутой ГТУ представлена на рис. 8.14. Воздух сжимается в КНД, охлаждается в промежуточном охладителе О, сжимается в КВД, подогревается в регенераторе Р и в специальном нагревателе Н поверхностного типа. Таким нагревателем может служить, например, теплообменник с топкой, аналогичной топке котла, или ядерный реактор. Нагреватель с топкой часто называют воздушным котлом. Сжатый горячий воздух поступает в турбину Т, а оттуда в регенератор Р и водяной охладитель ПО, в котором происходит дополнительное снижение температуры возду-



ха перед компрессором. Этот охладитель (называемый далее предварительным) выполняет роль нижнего источника тепла и должен быть весьма больших размеров, поскольку в нем отводится значительная доля тепла, сообщенного в нагревателе. Утечки воздуха из контура через уплотнения компенсируются с помощью небольшого компрессора (на схеме не показан), нагнетающего воздух в аккумулятор высокого давления, из которого он поступает в систему через золотник, управляемый регулятором.

ГТУ с замкнутым процессом термодинамически эквивалентна соответствующей ГТУ разомкнутого типа. Поэтому все полученные в предыдущем изложении выводы термодинамического анализа полностью применимы к замкнутым ГТУ. Однако замкнутая ГТУ обладает рядом специфических особенностей, определяющих ее преимущества и недостатки. Рассмотрим основные из этих особенностей.

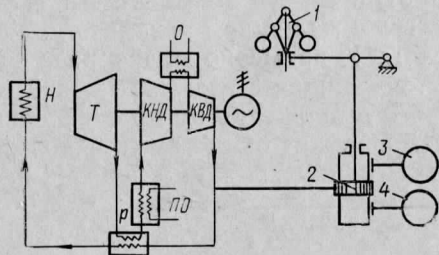


Рис. 8.14. Схема замкнутой газотурбинной установки:

1—регулятор; 2—золотник; 3—аккумулятор высокого давления; 4—аккумулятор низкого давления

существенно больше атмосферного (в 5—10 раз). Это позволяет увеличить плотность воздуха (также в 5—10 раз) и массовый расход его через машины. Применение замкнутых ГТУ, следовательно, открывает дополнительные возможности повышения мощности ГТУ. Изменение давления в системе соответствует изменение массового расхода и мощности при сохранении объемного расхода, температур воздуха и отношения давлений  $\epsilon$  и  $\delta$ . Поэтому при изменении мощности замкнутой ГТУ к.п.д. компрессора и турбины изменяются только вследствие изменения числа Рейнольдса, доли механических потерь и утечек. Иначе говоря, в замкнутых ГТУ обеспечивается чисто количественный способ регулирования мощности вплоть до самых малых нагрузок. Так, согласно опытным данным, уменьшение мощности замкнутой ГТУ вдвое вызывает уменьшение к.п.д. ГТУ с 32 до 30%, т. е. всего на 6% (относительно). В нагревателе возможно использование любого вида топлива, в том числе твердого топлива и ядерного «горючего». В системе замкнутой ГТУ можно исключить эрозию или отложение пыли в проточной части машин и агрегатов.

Основные недостатки замкнутых ГТУ. По сравнению с ГТУ разомкнутого процесса замкнутые ГТУ включают дополнительный теплообменник — предварительный охладитель, а вместо камеры сгорания — воздухонагреватель. В замкнутой ГТУ на органическом топливе воздухонагреватель обычно имеет большие габариты и массу, чем парогенератор (котел) паротурбинной

установки равной мощности, а предварительный охладитель сопоставим по этим показателям с конденсатором ПТУ. Поэтому замкнутая ГТУ в отличие от ГТУ разомкнутого процесса не имеет заметных преимуществ в размерах и массе при сравнении с паротурбинной установкой. Замкнутая ГТУ потребляет значительное количество воды для охлаждения воздуха в предварительном охладителе. Кроме того, охлаждающая вода должна быть достаточно холодной, чтобы обеспечить низкую температуру воздуха перед компрессором. Высокое давление в системе предвзывает повышенные требования к уплотнениям турбин и компрессоров. Утечки в элементах ГТУ снижают к. п. д. турбины и компрессора, что ведет к снижению экономичности ГТУ. Так, при утечке газа через переднее уплотнение турбины в 1% к. п. д. ГТУ уменьшается на 2—4%.

Одна из перспективных областей применения замкнутых ГТУ — атомные электростанции и атомные транспортные установки. Принципиальные схемы атомных электростанций показаны на рис. 8.15.

Одноконтурная схема (рис. 8.15, а) применима в том случае, если теплоноситель не радиоактивизируется в реакторе. Таким теплоносителем может быть гелий или неон. ГТУ в одноконтурной схеме работает как обычная замкнутая ГТУ с той лишь разницей, что роль воздушного котла выполняет атомный реактор АР. Выделяемое в реакторе тепло сообщается газу, нагревая его до температуры порядка 900° С. Горячий газ идет в турбину Т, затем проходит последовательно регенератор Р и охладитель ОХ и далее сжимается в компрессоре К. Сжатый газ поступает в регенератор (в его холодную часть) и далее в реактор. Если газ не активизируется, то отсутствует необходимость в биологической защите при эксплуатации ГТУ (но не реактора).

Двухконтурная схема, показанная на рис. 8.15, б, сложнее одноконтурной, однако обладает тем преимуществом, что во втором — газотурбинном — контуре может быть применен воздух. В первом контуре в этом случае должен циркулировать инертный газ, например гелий.

Известна и трехконтурная схема (рис. 8.15, в), в первом контуре которой циркулирует радиоактивный натрий, во втором — также натрий (но нерадиоактивный), в третьем — гелий. Второй контур здесь введен с целью отказаться от биологической защиты при эксплуатации ГТУ.

Одноконтурная замкнутая гелиевая ГТУ оказывается перспективной в связи с успехами в развитии высокотемпературных газоохлаждаемых ядерных реакторов с гелием в качестве теплоносителя. Опыт работы промышленных образцов высокотемпературных реакторов показывает реальную возможность получить температуру гелия на выходе из реактора на уровне 800—900° С. Экспериментальный гелиевый реактор «УНТРЕХ» (США) имеет температуру гелия на выходе 1300° С при давлении 3,5 МПа. Расчеты показывают, что при температурах больше 800° С АЭС с замкнутыми одноконтурными ГТУ на гелии имеют преимущества по сравне-

нию с АЭС с ПТУ: больший к. п. д.; меньшие капитальные затраты; меньшую себестоимость электроэнергии. Преимущества такой установки связаны с особенностью гелия как рабочего тела. Кроме почти полного отсутствия радиоактивности следует выделить такие свойства, как высокий коэффициент теплоотдачи  $\alpha$ , большую теплоемкость  $c_p$  и большую скорость звука.

Коэффициент теплоотдачи гелия при той же относительной потере давления в два раза больше, чем воздуха, что позволяет резко уменьшить поверхности теплообменников. Теплоемкость гелия в пять раз больше теплоемкости воздуха. Скорость звука в гелии

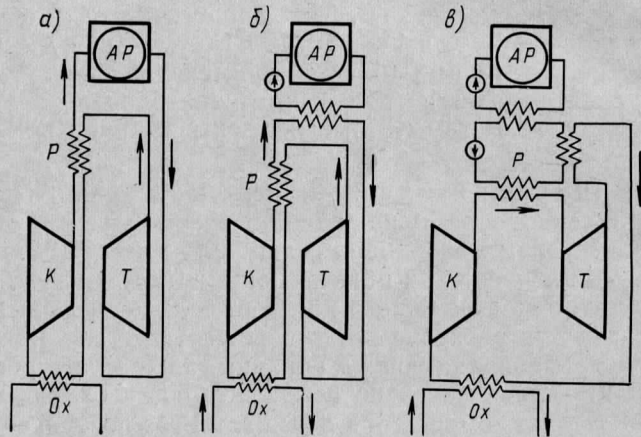


Рис. 8.15. Схемы атомных электростанций

примерно в три раза больше, чем в воздухе, что позволяет применять очень большие окружные скорости. Правда, поскольку величина окружных скоростей ограничивается условиями прочности, число ступеней гелиевых турбин и компрессоров больше, чем воздушных турбин и компрессоров. При сравнении, однако, следует иметь в виду, что оптимальная степень сжатия при работе на гелии значительно меньше, чем при работе на воздухе (вследствие большей степени регенерации).

Агрегатная мощность замкнутых ГТУ на гелии по различным расчетам достигает 1200—1500 МВт; к. п. д. оценивается от 40 до 48%.

В многих странах выполнены эскизные проекты АЭС с замкнутыми ГТУ на гелии. Эти проработки наряду с преимуществами ГТУ этого типа выявили специфические проблемы, возникающие при создании таких агрегатов.

Специалисты считают, что блоки АЭС с одноконтурными ГТУ на гелии должны иметь так называемую интегральную компоновку оборудования, предусматривающую размещение ГТУ в одном железобетонном корпусе вместе с реактором (за исключением электрического генератора) с минимальной протяженностью трубопро-

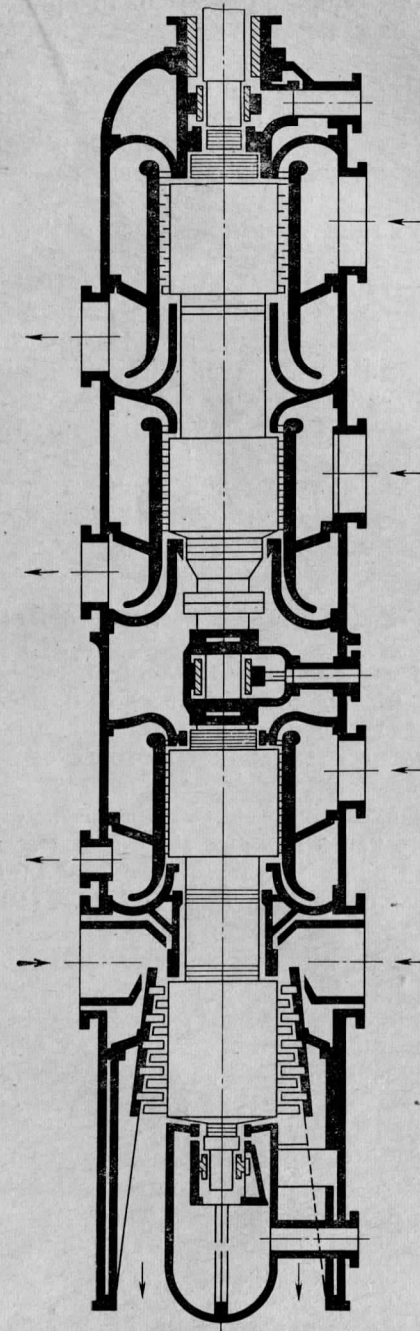


Рис. 8.16. Замкнутая ГТУ на гелии мощностью 1200 МВт (проект)

водов между реактором и ГТУ, а также между отдельными элементами ГТУ. Специальные меры должны быть приняты для предотвращения утечки гелия из контура через уплотнения турбин и компрессоров.

Высокие температуры рабочего тела требуют применения специальных сталей и сплавов, развитой системы охлаждения ответственных элементов ГТУ, строго симметричных конструкций корпусов. Окончательное суждение о преимуществах АЭС с замкнутыми ГТУ по сравнению с работающим уже АЭС с ПТУ может быть вынесено после накопления данных об опыте создания и эксплуатации этих установок.

Примером одноконтурной установки, работающей на гелии, является установка мощностью 1200 МВт, эскизный проект которой разработан фирмой «ББЦ-Зульцер» [28]. На рис. 8.16 изображен гелиевый газотурбинный агрегат этой установки, состоящий (слева направо) из газовой турбины и трех компрессоров: высокого, среднего и низкого давлений. Начальные параметры гелия перед турбиной:  $p_c=6,0$  МПа;  $t_c=950^\circ\text{C}$ ; частота вращения вала 3000 об/мин. При столь значительной мощности агрегат достаточно компактен вследствие применения интегральной конструкции и сравнительно высокого давления гелия.

### § 8.3. Применение ГТУ для привода нагнетателей природного газа

Быстрое развитие газовой промышленности в СССР и необходимость подачи газа на большие расстояния привели к созданию разветвленной сети газопроводов и компрессорных станций, газовые компрессоры (нагнетатели природного газа) которых обеспечивают транспортировку газа. На современных газопроводах с большой пропускной способностью компрессорные станции необходимо устанавливать через каждые 100—150 км. Основным двигателем, служащим для привода нагнетателей, является ГТУ, причиной чего послужили ее основные преимущества: газ является сравнительно дешевым топливом; эксплуатация ГТУ значительно проще, чем эксплуатация ПТУ; возможна полная автоматизация пуска и управления ГТУ!

Всего в эксплуатации находится более 200 компрессорных станций с газотурбинным приводом компрессоров с общей установленной мощностью более 4000 МВт. Газотурбинные установки этих станций выполнены как с регенераторами, так и без них с диапазоном единичной мощности от 4,2 до 16 МВт.

Основные типы ГТУ для привода нагнетателей природного газа, установленные на газоперекачивающих станциях, и их технические характеристики приведены в табл. 8.3.

Пример газоперекачивающего агрегата типа ГТК-16 Уральского турбомоторного завода показан на рис. 8.17. Установка ГТК-16 выполнена по обычной для приводных агрегатов схеме с разрезным валом. Турбина и компрессор имеют один общий корпус, в который встроена кольцевая камера сгорания. Масляная система

Таблица 8.3

Наименование величин	Типы ГТУ (в эксплуатации)						Проекты ГТУ			
	ГТ-700-5	ГТ-750-6	ГТК-10	ГТ-6-750	ГТК-16	ГТН-9	ГТН-6	ГТН-16	ГТН-25	ГТН-40
Завод-изготовитель . . . . .	НЗЛ	НЗЛ	НЗЛ	УТМЗ	УТМЗ	ЛМЗ	УТМЗ	УТМЗ	УТМЗ	НЗЛ
Номинальная мощность, МВт . . . . .	4,4	6,0	10,0	6,0	16,0	9,0	6,3	16,0	25,0	40,0
Температура газа перед турбиной, $^\circ\text{C}$ . . . . .	700	750	780	760	810	750	780	900	1020	950
Расход воздуха, кг/с . . . . .	45,4	53,5	86,0	45,5	100,0	78,0	47,0	85,0	103,0	206,0
Отношение давлений в компрессоре . . . . .	3,9	4,6	4,6	6,5	7,5	4,5	6,2	11,2	13,2	4,3/3,5*
Степень регенерации . . . . .	0,70	0,65	0,70	0	0	0,65	0	0	0	0
К. п. д. установки, % . . . . .	25,0	27,0	28,0	23,2	26,0	26,0	24,0	29,0	31,0	30,6
Частота вращения компрессорного (в числителе) и силового (в знаменателе) валов, об/мин . . . . .	5000 5500	5200 5600	5200 4800	6000 6100	4900 4600	4000 5000	6200 6150	6850 6500	7100 5500	4370 5100 3900
Количество ступеней в компрессоре . . . . .	11	11	11	12	13	11	12	15	14	8/8
Количество ступеней в турбине	2/1	2/1	1/1	3/2	3/2	2/1	3/2	2/1	2/2	1/1/1
Удельная масса турбогруппы, кг/кВт . . . . .	10,4	8,3	4,7	8,4	6,0	11,2	7,7	4,4	3,2	2,5
Удельная масса установки (без нагнетателя), кг/кВт . . . . .	20,2	15,0	10,5	8,4	6,0	25,0	7,7	4,4	3,2	2,5

\* Двухкаскадный компрессор: числитель — для первого каскада; знаменатель — для второго.

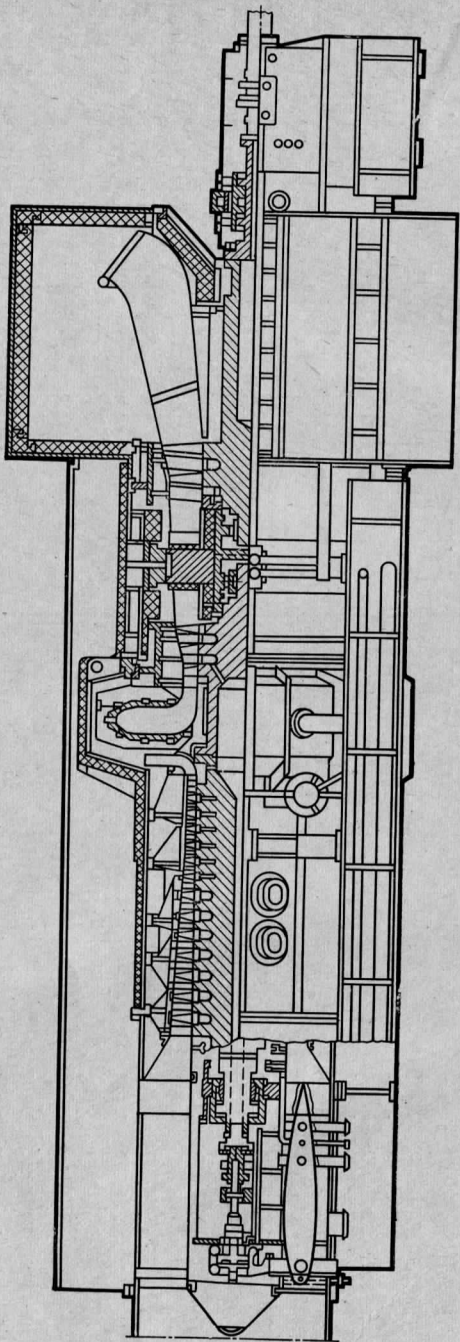


Рис. 8.17. ГТК-16 Уральского турбомоторного завода

ГТК-16 выполнена общей для ГТУ и нагнетателя. Охлаждение масла — воздушное, поэтому для работы установки вообще не требуется вода.

Развитие газовой промышленности, рост добычи и потребление газа требуют индустриализации, сокращения сроков, удешевления строительства и эксплуатации компрессорных станций. Этим требованиям отвечает бесподвальная блочная конструкция газоперекачивающих агрегатов, отличающаяся размещением всего агрегата, включая нагнетатель с системами смазки, регулирования и автоматического управления, на единой раме-маслобаке. Весь газоперекачивающий агрегат поставляется на станцию в собранном состоянии и может быть подсоединен и пущен в работу без вскрытия и ревизии. В последних трех колонках табл. 8.3 даны характеристики проектируемых блочных агрегатов мощностью 16, 25 и 40 МВт.

Создание блочных агрегатов на увеличенные мощности возможно за счет значительной их форсировки: увеличения начальной температуры газов и отношения давлений, быстроходности и нагрузки ступеней турбомашин. Во избежание неустойчивых режимов в рабочем диапазоне мощности в агрегатах ГТН-16 и ГТН-25 УТМЗ принята конструкция компрессоров с поворотными направляющими лопатками у первых четырех венцов, а в агрегате ГТН-40 НЗЛ устойчивость достигается применением двухкаскадного компрессора с двумя компрессорными турбинами и одной турбиной полезной мощности.

Схема турбоагрегата ГТН-40 НЗЛ изображена на рис. 8.18. Здесь компрессор низкого давления *КНД* (первый каскад) приводится турбиной среднего давления *ТСД*, компрессор высокого давления *КВД* (второй каскад) — турбиной высокого давления *ТВД*, а *ТНД* является турбиной полезной мощности, приводящей нагнетатель.

Существенное повышение начальной температуры газа в названных агрегатах вызвало необходимость применения воздушного охлаждения либо направляющих лопаток первой ступени (ГТН-16), либо и рабочих лопаток первой ступени и направляющих лопаток второй ступени (ГТН-25). В агрегате ГТН-40 направляющие и рабочие лопатки *ТВД* также выполняются с воздушным охлаждением.

Из данных табл. 8.3 следует, что форсированные блочные ГТУ нового поколения имеют более высокую экономичность при значительно меньшей удельной массе, чем ГТУ с относительно низкой начальной температурой газов.

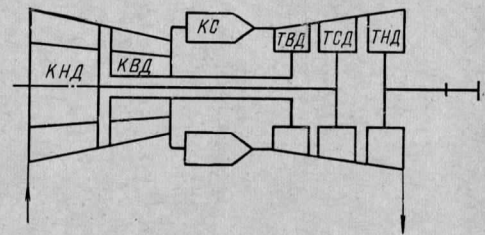


Рис. 8.18. Схема газотурбинной установки ГТН-40 Невского машиностроительного завода им. Ленина

## § 8.4. Судовые ГТУ

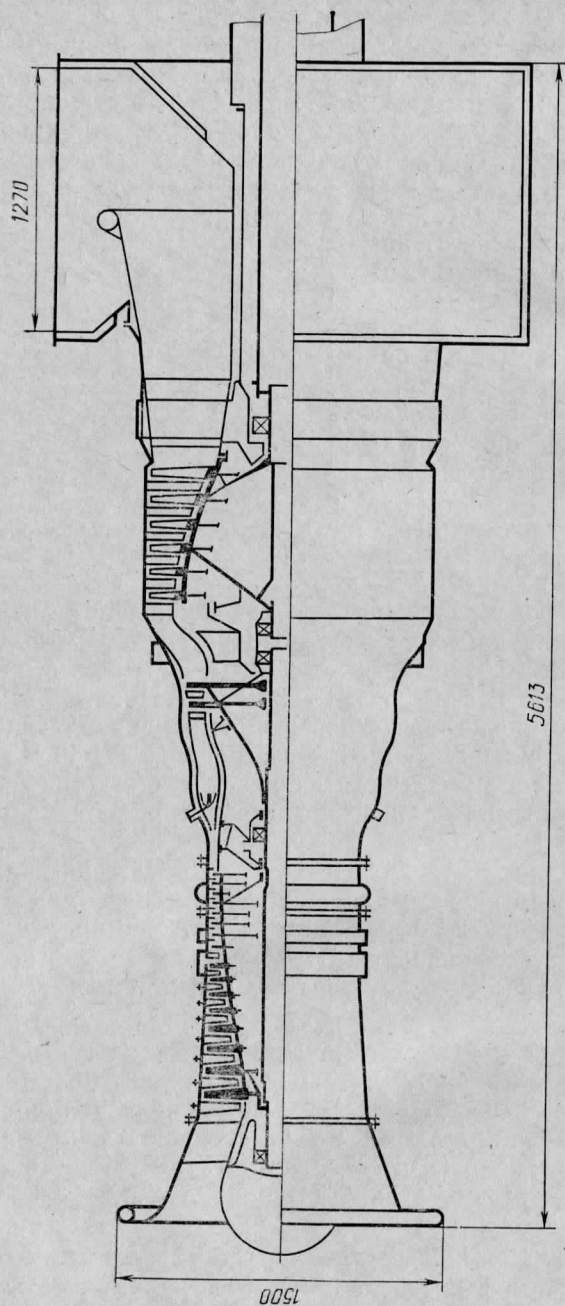


Рис. 8.19. Судовой газотурбинный двигатель LM-2500 фирмы «Дженерал Электрик»

Применение ГТУ на кораблях и транспортных судах определяется их особенностями: малыми габаритами и массой на единицу мощности, высокой маневренностью. Для двигателей, кораблей важно иметь высокую экономичность на малых нагрузках, составляющих 15—30% от максимальной мощности. Экономичность на максимальной мощности не имеет большого значения, так как режимы максимальной мощности составляют не более 5—10% времени эксплуатации двигателей. Характеристики ГТУ не отвечают этим требованиям, так как экономичность ГТУ в зависимости от сложности схемы более или менее резко снижается с уменьшением нагрузки.

Попытка создания всережимного двигателя сложной схемы для кораблей не увенчалась успехом. Наибольшее распространение получили ГТУ простой схемы двухвальные с отдельной турбиной полезной мощности, а также трехвальные с двухкаскадным компрессором и отдельной силовой турбиной, работающей через редуктор на винт.

В военно-морском флоте ГТУ широко применяются в качестве ускорительных двигателей, которые запускаются только в периоды необходимого полного хода. Экономический ход корабля обеспечивается отдельным двигателем, мощность которого составляет 15—30% от общей мощности установок корабля. Как ускорительный двигатель, ГТУ не имеет себе конкурентов — она отличается меньшими габаритами и массой, чем любой другой двигатель. Пониженная экономичность не имеет большого значения из-за малого времени работы ускорительного двигателя. К этому надо добавить, что повышение параметров ускорительных ГТУ (температуры и отношения давлений компрессора) в последнее время существенно улучшило экономические показатели ГТУ и расширило использование ГТУ не только как ускорительных, но и как главных двигателей кораблей. В последнем случае целесообразно использовать несколько (например, три или четыре) двигателей, каждый из которых связан с винтом через расцепные муфты. На экономическом ходе работает один двигатель, при максимальной мощности запускаются все двигатели, обеспечивая полный ход корабля.

По такой схеме выполнена силовая установка эскадренных миноносцев США, которая состоит из четырех ГТУ типа LM-2500 фирмы «Дженерал Электрик». Газотурбинный двигатель LM-2500 (рис. 8.19) выполнен по простой схеме с отдельной турбиной полезной мощности. Турбокомпрессорный вал состоит из шестнадцатиступенчатого компрессора и двухступенчатой ТВД. Для устойчивости работы компрессора на частичных нагрузках направляющие лопатки входного аппарата компрессора в первых шести его ступенях выполнены поворотными. Турбина низкого давления — шестиступенчатая, вращающая гребной винт через расцепную муфту и редуктор. Отношение давлений компрессора  $\epsilon=17$ ; начальная температура газов  $t_c=1100^\circ\text{C}$ . При температуре воздуха  $15^\circ\text{C}$  мощ-

ность двигателя составляет 19 700 кВт, а к. п. д.  $\eta_e = 36\%$ . Ресурс двигателя в этих условиях равен 500 ч. При сниженной мощности до 15 900 кВт к. п. д. понижается до 34,5%, но ресурс увеличивается до 8000 ч. Высокий уровень температуры газа достигнут в результате применения системы охлаждения направляющих и рабочих лопаток ТВД, температура металла которых не превышает 800° С.

Для транспортных судов требуется высокая экономичность двигателей в главном базовом режиме, совпадающем с режимом максимальной мощности. В этих условиях для судов создаются двигатели большого ресурса с применением регенерации. Топливо в отличие от корабельных ГТУ применяется тяжелое, типа мазутов, что предопределяет пониженную температуру газов перед турбиной во избежание ванадиевой и серной коррозии, а также требует применения специальных присадок и системы топливоподготовки.

Конструкции ГТУ различного назначения рассмотрены в [18; 33].

### **§8.5. Перспективы развития газовых турбин в энергетике СССР**

Для определения роли и значения ГТУ в энергетике СССР необходимо учитывать основные объективные особенности распределения промышленного потенциала и топливных ресурсов на территории страны.

а) Основной промышленный потенциал и население, т. е. основные потребители электроэнергии (около 80%) расположены в европейской части, включая Урал.

б) Основные запасы органического топлива — угля, нефти и газа (около 85%), а также основные гидроресурсы (около 80%) расположены в Восточных районах.

в) Неравномерность суточного и недельного графика потребления электроэнергии в европейской части СССР существенно выше, чем в восточных районах, где значительная доля электрической нагрузки определяется энергоемкими производствами, равномерно потребляющими электроэнергию в течение суток и недели.

В европейской части СССР неравномерность нагрузки энергосистем характеризуется ночным снижением до 60% по отношению к максимальной нагрузке. Полупиковая нагрузка составляет около 30% и пиковая — около 10% от максимальной нагрузки энергосистемы.

Недостаток природных запасов органического топлива в европейской части СССР определяет техническую линию интенсивного развития АЭС и максимальное использование гидроресурсов в этом районе для того, чтобы уменьшить количество топлива, транспортируемого из восточных районов.

Преимущественное строительство АЭС и ГЭС в европейской части СССР будет способствовать существенному сокращению транспортных потоков топлива с востока на запад, разгрузит железно-

дорожный и водный транспорт, даст значительный экономический эффект.

В то же время использование АЭС и ГЭС для покрытия переменной части графика электрической нагрузки экономически не всегда оправдано и вследствие того, что эти типы станций требуют наибольших удельных капитальных затрат, характеризующихся стоимостью  $K_y$  сооружения станции в расчете на 1 кВт установленной мощности. Удельная стоимость сооружения АЭС колеблется от 200 до 270 руб/кВт, для ГЭС  $K_y = 300 \div 340$  руб/кВт.

Более обоснованно для покрытия переменной части графика и в особенности для пиковой нагрузки использовать типы станций, имеющих малые капитальные вложения.

Для европейской части СССР перспективными типами установок для покрытия пиковых и частично полупиковых нагрузок являются следующие установки с применением газовых турбин.

**Пиковые газовые турбины мощностью 150—200 МВт** при использовании их 1000—1500 ч в год для покрытия пиковой нагрузки. Их особенности и технические характеристики приведены в § 8.1. Удельная стоимость составит около 80 руб/кВт.

Недостатком такого решения является необходимость использования привозного или транспортируемого по трубопроводам жидкого или газообразного топлива. Однако количество топлива, необходимое для покрытия всей пиковой нагрузки в европейской части страны составит около 1,5% от общего расхода топлива для нужд электроэнергетики в этом районе.

**Воздушно-аккумулирующие газотурбинные установки (ВАГТУ)** следует считать наиболее подходящими для покрытия пиковой и частично полупиковой нагрузки в энергосистеме европейской части.

Принцип действия ВАГТУ следующий. Сжатый воздух, аккумулярованный в подземной емкости объемом несколько миллионов кубометров при давлении 5,0—7,0 МПа, подается в камеру сгорания для сжигания топлива. Продукты сгорания при температуре 800—1000° С поступают в газовую турбину, приводящую электрический генератор. Электроэнергия подается в сеть в периоды пиков электрической нагрузки (2—4 ч в сутки). Все остальное время газовая турбина остановлена.

Для пополнения подземной воздушной емкости служит воздушный компрессор, приводимый электродвигателем. Компрессор работает в ночные часы (7—8 ч в сутки), а также в субботние и воскресные дни, в периоды снижения нагрузки энергосистемы.

Для работы компрессоров используется электроэнергия, вырабатываемая на базовых станциях, которые таким образом нагружены в периоды снижения нагрузки энергосистемы. Подсчеты доказывают, что газовые турбины ВАГТУ могут быть созданы с единичной мощностью 500 МВт и выше, при этом капитальные затраты с учетом расходов на воздухохранилище составляют около 65 руб/кВт, т. е. меньше, чем для любой известной энергетической установки. Расход жидкого или газообразного топлива снижается примерно в два раза, а электрическая мощность, развиваемая од-

ной газовой турбиной, увеличивается примерно в три раза по сравнению с вариантом применения обычных пиковых ГТУ.

Существенным преимуществом перед пиковыми ГТУ является также то, что применение ВАГТУ обеспечивает более равномерную нагрузку и более экономичные режимы базовых станций за счет работы компрессорных установок ВАГТУ в ночные часы и в конце недели.

Для восточных районов СССР с более равномерным графиком нагрузки энергосистем и имеющимися ресурсами органического топлива наиболее перспективным является использование ГТУ в комбинированных парогазовых установках, рассмотренных в § 8.1. При этом новые возможности открываются в связи с разрабатываемой в настоящее время проблемой газификации твердого топлива под давлением.

Парогазовая установка с газификацией твердого топлива имеет в своем составе газогенератор, в котором под давлением производится газификация твердого топлива.

Получающееся газообразное топливо после очистки от соединений серы и твердых частиц используется в паротурбинной и газотурбинной частях ПГУ. Побочным продуктом газификации является товарная сера или серная кислота. Единичная мощность подобных ПГУ может достигать 800—1000 МВт.

Технико-экономическая оценка ПГУ с газификацией угля показывает увеличение тепловой экономичности на 5—10% и снижение капитальных затрат на 10—15% по сравнению с паротурбинными установками. Существенно (на 75%) снижаются выбросы в атмосферу вредных соединений серы и азота, что имеет важное значение при том большом вводе энергетических мощностей, какой предусматривается в восточных районах и Казахстане на базе использования Канско-Ачинского и Экибастузского угольных месторождений.

Помимо рассмотренных возможностей применения газовых турбин в установках различного типа: ГТУ, ПГУ, ВАГТУ и т. д., для определения перспективности этого двигателя важно установить возможности его собственного совершенствования.

Одной из примечательных особенностей современного развития газовых турбин (пожалуй, важнейшей) является тенденция увеличения начальной температуры рабочих газов, и это качество в значительной степени определяет возможности дальнейшего совершенствования как автономных ГТУ, так и любых сложных энергетических установок, в которые входит газовая турбина как элемент.

Есть основание считать, что в ближайшее десятилетие начальная температура газов в стационарных энергетических газовых турбинах благодаря применению новых конструкционных материалов и совершенствованию систем охлаждения (в первую очередь — жидкостного) достигнет 1300—1500°С. При этом существенно повышается единичная мощность и КПД газотурбинных установок.

## Литература

1. Абианц В. Х. Теория авиационных газовых турбин. — М.: Машиностроение, 1965.
2. Паровые и газовые турбины. Атлас конструкций/Арсеньев Л. В., Кантор С. А., Носовицкий А. И. и др. — М.: Машиностроение, 1970.
3. Викторов Г. В. Гидродинамическая теория решеток. — М.: Высшая школа, 1969.
4. Дейч М. Е., Трояновский Б. М. Исследования и расчеты ступеней осевых турбин. — М.: Машгиз, 1964.
5. Дейч М. Е., Зарянкин А. Е. Газодинамика диффузоров и выхлопных патрубков турбомашин. — М.: Энергия, 1970.
6. Дейч М. Е., Филиппов Г. А., Лазарев Л. Я. Атлас профилей осевых турбин. — М.: Машиностроение, 1965.
7. Дорфман Л. А. Гидродинамическое сопротивление и теплоотдача вращающихся тел. — М.: Физматгиз, 1960.
8. Жаров Г. Г., Венцолис Л. С. Судовые высокотемпературные газотурбинные установки. — М.: Судостроение, 1973.
9. Газовые турбины двигателей летательных аппаратов/Жирицкий Г. С., Локай В. И., Максимова М. К., Стрункин В. А. — М.: Машиностроение, 1971.
10. Зальф Г. А., Звягинцев В. В. Тепловой расчет паровых турбин. — М.: Машгиз, 1961.
11. Зарянкин А. Е., Шерстюк А. Н. Радиально-осевые турбины малой мощности. — М.: Машиностроение, 1976.
12. Зысина-Моложен Л. М., Зысин Л. В., Поляк М. П. Теплообмен в турбомашинках. — М.: Машиностроение, 1974.
13. Кантор С. А. Применение линеаризованного анализа для расчета сложных ГТУ. — Труды ВНИТОС, т. VI, М., 1955, вып. 3.
14. Расчет нестационарных температурных полей в пластинках и оболочках с применением вычислительной машины/Карпин Е. Б., Костюк А. Г., Зуева Г. К. и др. — Теплоэнергетика, 1966, № 3.
15. Кириллов И. И. Автоматическое регулирование паровых и газовых турбин. — М.: Машгиз, 1961.
16. Кириллов И. И. Газовые турбины и газотурбинные установки. — М.: Машгиз, 1956.
17. Кириллов И. И. Теория турбомашин. — М.: Машиностроение, 1972.
18. Коссов М. А., Окунев М. Ю. Автомобильные газотурбинные двигатели. — НИИАВТОПРОМ, 1971.
19. Костюк А. Г., Соколов В. С. Об электро моделировании температурных полей в роторах турбин. — Теплоэнергетика, 1959, № 10.
20. Костюк А. Г. Температурное поле турбинного диска. — Известия АН СССР: ОТН, 1954, № 6.
21. Костюк А. Г. Температурное поле и температурные напряжения в охлаждаемых дисках газовых турбин при нестационарных тепловых режимах. — Известия АН СССР, ОТН. Механика и машиностроение, 1962, № 4.
22. Котляр И. В. Переменный режим работы газотурбинных установок. — М.: Машгиз, 1961.
23. Москвитц, Ломбардо. Испытания турбины ТРД с пористым охлаждением лопаток воздухом при температуре газа на входе 1510°С — Энергетические машины и установки. 1971, № 2.

24. *Пфенингер Х.* Применение газовых турбин для покрытия пиковых нагрузок. — В кн.: Газовые турбины. — М.: ИЛ, 1958.
25. Расчет и проектирование камер сгорания ГТУ — Труды ЦКТИ. 1967, вып. 75.
26. *Ривкин С. Л.* Термодинамические свойства газов. — М.: Энергия, 1973.
27. *Сироткин Я. А.* Аэродинамический расчет лопаток осевых турбомашин. — М.: Машиностроение, 1972.
28. *Трояновский Б. М.* Турбины для атомных электростанций. — М.: Энергия, 1978.
29. *Тырышкин В. Г.* К вопросу о рациональном проектировании лопаток турбинной ступени с учетом сжимаемости. — Котлотурбостроение, 1949, № 3.
30. *Уваров В. В.* Газовые турбины. — М.: ОНТИ, 1935.
31. *Уваров В. В.* Профилирование длинных лопаток газовых и паровых турбин. — М.: Оборонгиз, 1945.
32. *Фильчаков П. Ф., Панчишкин Н. И.* Интеграторы ЭГДА-6/51 и ЭГДА-6/53. — Киев: Изд-во Киевского Гос. университета, 1955.
33. *Шварц В. А.* Конструкция газотурбинных установок. — М.: Машиностроение, 1970.
34. *Швец И. Т., Дыбан Е. П.* Воздушное охлаждение деталей газовых турбин. — Киев: Наукова думка, 1974.
35. *Шерстюк А. Н.* Насосы, вентиляторы и компрессоры. — М.: Высшая школа, 1972.
36. Газотурбинные установки. Атлас конструкций и схем/ *Шубенко-Шубин Л. А., Лисецкий П. А., Шварц В. А., Корж П. И.* — М.: Машиностроение, 1976.
37. *Щегляев А. В.* Паровые турбины. — М.: Энергия, 1976.

## ОГЛАВЛЕНИЕ

	Стр.
Предисловие . . . . .	3
Введение . . . . .	4
<b>Глава I. Схемы и циклы газотурбинных установок . . . . .</b>	<b>11</b>
§ 1.1. Цикл простой газотурбинной установки . . . . .	11
§ 1.2. Цикл газотурбинной установки с регенерацией тепла . . . . .	15
§ 1.3. Влияние температур $T_a$ , $T_c$ и к. п. д. агрегатов на характеристики газотурбинной установки . . . . .	19
§ 1.4. Влияние сопротивления газового и воздушного трактов . . . . .	22
§ 1.5. Влияние механических потерь и утечек в уплотнениях на к.п.д. газотурбинной установки . . . . .	24
§ 1.6. ГТУ с промежуточным подводом тепла и промежуточным охлаждением воздуха . . . . .	25
§ 1.7. Выбор оптимальных давлений в сложных схемах ГТУ . . . . .	30
§ 1.8. Расчет тепловой схемы газотурбинной установки . . . . .	37
<b>Глава II. Газовые турбины . . . . .</b>	<b>41</b>
§ 2.1. Тепловой расчет турбин . . . . .	41
§ 2.2. Расчет ступени турбины . . . . .	46
§ 2.3. Влияние геометрических и режимных параметров на эффективность лопаточных аппаратов . . . . .	50
§ 2.4. Расчет поля скоростей в турбомашине . . . . .	56
§ 2.5. Выбор закона изменения окружных проекций скоростей в ступени турбины . . . . .	61
§ 2.6. Профилирование рабочих и направляющих лопаток . . . . .	66
§ 2.7. Примеры расчета турбин . . . . .	69
<b>Глава III. Охлаждение газовых турбин . . . . .</b>	<b>77</b>
§ 3.1. Влияние начальной температуры газа на качества газотурбинных установок . . . . .	77
§ 3.2. Способы охлаждения элементов ГТУ . . . . .	81
§ 3.3. Некоторые сведения из теории теплопроводности . . . . .	88
§ 3.4. Расчет коэффициентов теплоотдачи . . . . .	94
§ 3.5. Гидравлические сопротивления и теплообмен в каналах системы охлаждения . . . . .	97
§ 3.6. Расчет охлаждения лопаток . . . . .	99
§ 3.7. Расчет охлаждения дисков . . . . .	106
§ 3.8. Термическое сопротивление зоны замкового крепления лопаток . . . . .	111
§ 3.9. Температурное состояние рабочего колеса . . . . .	113
<b>Глава IV. Компрессоры . . . . .</b>	<b>116</b>
§ 4.1. Особенности компрессоров газотурбинных установок . . . . .	116
§ 4.2. Тепловой расчет компрессора . . . . .	118
§ 4.3. Ступень компрессора . . . . .	121
§ 4.4. Профилирование рабочих и направляющих лопаток компрессора . . . . .	126
§ 4.5. Примеры расчета компрессоров . . . . .	133
<b>Глава V. Камеры сгорания . . . . .</b>	<b>138</b>
§ 5.1. Назначение, устройство и принцип работы камеры сгорания ГТУ . . . . .	138





**ИЗДАТЕЛЬСТВО «ВЫСШАЯ ШКОЛА»**

**ВЫПУСТИТ В СВЕТ В 1979 Г.**

**ДЛЯ СТУДЕНТОВ ВУЗОВ,  
А ТАКЖЕ ДЛЯ ИНЖЕНЕРНО-ТЕХНИЧЕСКИХ РАБОТНИКОВ  
СЛЕДУЮЩИЕ УЧЕБНЫЕ ПОСОБИЯ:**

**Паперно Л. Б. Проектирование устройств релейной защиты на бесконтактных элементах:** Учебное пособие. — 20 л., ил. — В пер. 1 р.

В книге изложены основные принципы построения устройств релейной защиты и автоматики энергосистем на бесконтактных элементах и рассмотрены вопросы выбора их параметров.

В первом разделе рассмотрены вопросы составления структурных схем устройств релейной защиты и обоснования технических требований к ним; описаны методика разработки принципиальной схемы устройства; даны рекомендации по расчету параметров элементов устройства. Второй раздел посвящен проектированию отдельных органов, входящих в бесконтактные устройства релейной защиты и автоматики.

*Предназначается для студентов электроэнергетических факультетов, обучающихся по специальности «Автоматизация производства и распределения электроэнергии». Может быть полезна для аспирантов и работников энергосистем.*

**Турчин Н. Я. Инженерное оборудование тепловых электростанций и монтажные работы:** Учебное пособие. — 25 л., ил. — В пер.: 1 р. 10 к.

Книга является одной из первых, в которой изложен комплексный курс по изучению устройства и работы тепловых и атомных электростанций (ТЭС и АЭС). В ней подробно рассмотрены все разделы курса «Технологическое оборудование тепловых электростанций», предусмотренные утвержденной программой: технологическая часть и компоновки тепловых и атомных электростанций; правила выбора строительных площадок и др.

*Предназначается для студентов инженерно-строительных и энергетических специальностей вузов. Может быть полезна инженерно-техническим работникам, занятым проектированием и сооружением тепловых электростанций.*

### **УВАЖАЕМЫЕ ТОВАРИЩИ!**

Издательство «Высшая школа» выпускает учебники, учебные и методические пособия, плакаты. Подробнее познакомиться с учебной литературой вам поможет аннотированный план выпуска литературы на 1979 год (вузы и техникумы), который имеется в книжных магазинах.

Предварительные заявки на книги вы можете сделать в магазинах Книготорга или потребительской кооперации.