

ПОБЕДИТЕЛЬ

***конкурса
рукописей учебников
МЭИ 2020/2021***

МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

НАЦИОНАЛЬНЫЙ ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ «МЭИ»

Т.В. Богомолва

ПЕРЕМЕННЫЕ РЕЖИМЫ ПАРОТУРБИННЫХ УСТАНОВОК

Учебник

по курсу «Переменные режимы паротурбинных установок»
для студентов, обучающихся по направлению
13.04.03 «Энергетическое машиностроение»

Москва
Издательство МЭИ
2022

УДК 621.16
ББК 31.363.2
Б 744

*Утверждено учебным управлением НИУ «МЭИ»
в качестве учебного издания*

Подготовлено на кафедре паровых и газовых турбин НИУ «МЭИ»

Рецензенты: А.Е. Булкин, канд. техн. наук, проф. НИУ «МЭИ»;
В.А. Черников, докт. техн. наук, доц. СПбПУ

Богомолова, Т.В.

Б744 Переменные режимы паротурбинных установок: учебник /
Т.В. Богомолова. – М.: Издательство МЭИ, 2022. – 208 с.

ISBN 978-5-7046-2592-6

Рассмотрены переменные режимы работы турбинных ступеней, групп ступеней, особенности нерасчетных режимов последних ступеней паровых турбин и турбоустановок различного назначения для ТЭС, АЭС, ПГУ, влияние эксплуатационных изменений, таких как начальные и конечные параметры, засоление, технологические отклонения и др. Представлены методы расчета турбин на переменных режимах и программное обеспечение этих расчетов. Даны примеры расчета практически важных задач для определения характеристик переменных режимов ступеней и паровых турбин в целом.

Для студентов и аспирантов ЭнМИ, ИТАЭ, изучающих дисциплины «Паротурбинные установки», «Турбины ТЭС и АЭС» и другие, а также для выполнения курсового и дипломного проектирования. Может быть использовано инженерами и научными сотрудниками, работающими в области паровых и газовых турбин.

**УДК 621.16
ББК 31.363.2**

ISBN 978-5-7046-2592-6

© Национальный исследовательский
университет «МЭИ», 2022

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	7
1. ОСНОВНЫЕ РЕЖИМЫ РАБОТЫ ПАРОТУРБИННЫХ УСТАНОВОК.....	10
2. СПОСОБЫ ИЗМЕНЕНИЯ РЕЖИМА РАБОТЫ ПАРОВОЙ ТУРБИНЫ В ЗАВИСИМОСТИ ОТ ЕЕ КОНСТРУКЦИИ.....	12
2.1. Способы изменения расхода пара.....	12
2.1.1. Дроссельное парораспределение.....	13
2.1.2. Сопловое парораспределение.....	15
2.1.3. Регулирование мощности турбины способом скользящего давления.....	18
2.2. Экономичность турбины в зависимости от способов парораспределения.....	22
3. ПЕРЕМЕННЫЙ РЕЖИМ РАБОТЫ ТУРБИННОЙ СТУПЕНИ.....	26
3.1. Критерии для анализа переменного режима работы ступени....	26
3.2. Переменный режим турбинных решеток.....	29
3.3. Изменение степени реактивности ступени.....	36
3.3.1. Влияние отношения скоростей.....	36
3.3.2. Влияние объемного расхода и частоты вращения.....	39
3.3.3. Влияние изменения площади решеток.....	42
3.3.4. Влияние утечек через уплотнения.....	44
3.4. Изменение КПД ступени.....	46
3.4.1. Влияние отношения скоростей на КПД ступени.....	48
3.4.2. Влияние отношения давлений $\varepsilon_{ст}$ на КПД ступени.....	50
3.4.3. Влияние числа Рейнольдса на КПД ступени.....	51
3.4.4. Обобщенная зависимость КПД ступени от изменения $u/c_{ф}$	52
3.5. Изменение теплоперепада отдельной ступени.....	54
3.6. Изменение расхода пара через ступень.....	56
3.7. Особенности работы ступени на влажном паре.....	62
4. ПЕРЕМЕННЫЙ РЕЖИМ ГРУППЫ СТУПЕНЕЙ.....	67
4.1. Распределение давлений при изменении расхода и параметров пара.....	67
4.2. Изменение теплоперепадов группы ступеней при изменении расхода и параметров пара.....	72
4.3. КПД группы ступеней при изменении режима.....	75
4.4. Влияние переменной частоты вращения и изменения площади решеток на расход пара.....	77
5. ОСОБЕННОСТИ РАБОТЫ ПОСЛЕДНИХ СТУПЕНЕЙ ПРИ ПЕРЕМЕННЫХ РЕЖИМАХ.....	80
5.1. Причины перестройки потока с образованием возвратно-вихревых зон при режимах малых нагрузок.....	86
5.2. Влияние основных характеристик ступени на работу ступени при малых нагрузках.....	93

5.2.1. Влияние пространственного профилирования.....	94
5.2.2. Влияние веерности.....	95
5.2.3. Влияние корневой реактивности.....	100
5.3. Расчет переменного режима последней ступени.....	106
6. ПЕРЕМЕННЫЙ РЕЖИМ РАБОТЫ ПАРОВОЙ ТУРБИНЫ.....	113
6.1. Программа расчета переменного режима работы турбины.....	114
6.2. Осевые усилия при изменении расхода пара.....	129
6.3. Оценка надежности элементов турбины при отклонении режима от расчетного.....	137
7. ВЛИЯНИЕ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ ИЗМЕНЕНИЙ НА РАБОТУ ТУРБИНЫ.....	143
7.1. Отклонение начальных параметров пара и температуры промежуточного перегрева.....	144
7.1.1. Изменение начального давления.....	144
7.1.2. Изменение температур свежего пара и промежуточного перегрева.....	149
7.1.3. Изменение начальной степени сухости пара.....	153
7.2. Влияние конечного давления на мощность и экономичность турбины.....	155
7.3. Холостой ход турбоагрегата.....	164
7.4. Влияние отложений в проточной части турбины.....	166
7.5. Работа турбины с удаленными диафрагмами и лопатками.....	171
8. ОСОБЕННОСТИ ПЕРЕМЕННОГО РЕЖИМА ТУРБИН АЭС.....	179
9. ОСОБЕННОСТИ ПЕРЕМЕННОГО РЕЖИМА ПАРОВОЙ ТУРБИНЫ ПГУ.....	186
10. ПЕРЕМЕННЫЙ РЕЖИМ РАБОТЫ ТЕПЛОФИКАЦИОННЫХ ТУРБИН.....	191
10.1. Диаграмма режимов турбины с противодавлением.....	193
10.2. Диаграмма режимов турбины с одним регулируемым отбором пара.....	194
10.3. Диаграмма режимов турбины с двумя регулируемыи отборами пара.....	198
10.4. Диаграмма режимов турбины с двумя отопительными отборами пара.....	201
СПИСОК РЕКОМЕНДУЕМОЙ ЛИТЕРАТУРЫ.....	207
СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ.....	207

ВВЕДЕНИЕ

При проектировании паровая турбина и другое оборудование турбоустановки рассчитываются на определенный режим работы, характеризующийся заданными начальными и конечными параметрами пара, параметрами промперегрева, заданной электрической мощностью, величиной производственных и теплофикационных отборов, температурой охлаждающей воды и др. параметрами. Этот режим называется расчетным. Он соответствует максимальной экономичности турбоустановки и является основой для расчета прочностных характеристик и надежности эксплуатации. Этот режим выбирается, как наиболее вероятный режим эксплуатации данной турбоустановки. Так, для мощных турбин и турбин атомных станций расчетным режимом должен стать режим номинальной мощности, а для турбин малой мощности таким режимом может быть и режим частичной мощности.

В условиях эксплуатации режимы работы зависят в первую очередь от графика электрической и тепловой нагрузок энергосистемы. При этом все турбоагрегаты делятся на следующие группы: турбоагрегаты, работающие в режимах, близких к номинальному (базовые нагрузки) и турбоагрегаты, работающие в широком диапазоне нагрузок (полупиковые и пиковые). Маневренные агрегаты небольшой мощности несут полупиковую и пиковую нагрузку. Поскольку в настоящее время вводятся все более мощные турбоагрегаты, то неуклонно сокращается доля конденсационных энергоблоков органического топлива, которые сейчас играют основную роль в покрытии полупиковых и даже пиковых нагрузок. Так в переменные режимы втягиваются турбины, ранее предназначенные для несения базовых нагрузок.

Однако не только график нагрузки определяет нерасчетные режимы. При эксплуатации по тем или иным причинам возникают отклонения от расчетных параметров пара на входе в турбину, изменяется давление в конденсаторе. Другими причинами отклонения режима от расчетного является засоление турбины, технологические неточности изготовления лопаток и других узлов, а также различные изменения, вносимые в тепловую схему турбоустановки и конструкцию турбины при рекон-

струкции и модернизации. В транспортных турбинах и турбинах, служащих для привода насосов и воздуходувных машин, изменяется число оборотов.

Прежде чем изучать переменные режимы работы ПТУ нужно хорошо представлять переменные режимы работы отдельной ступени и ее элементов: сопловой и рабочей решеток. Основные характеристики решеток и ступени в целом, такие как степень реактивности, мощность, и, в первую очередь, потери в ступени зависят от режима ее работы.

Турбина состоит из отдельных отсеков. Это, прежде всего, цилиндры высокого (ЦВД), среднего (ЦСД) и низкого (ЦНД) давлений. Внутри цилиндра также можно выделить отсеки – это группы ступеней, разделяемые камерами для регенеративных или теплофикационных отборов. В отсеках характеристики отдельных ступеней турбины при переменных режимах могут изменяться по-разному и совсем не так, как в отдельно работающей ступени. Поэтому переменные режимы группы ступеней выделены в отдельную главу.

Последние ступени паровых турбин особенно остро реагируют на изменение режима работы турбины, причем, поскольку течение в них трехмерное, при изменении режима работы турбины в них происходит сложная перестройка потока, перераспределение расхода по высоте и искажение обтекания лопаточных венцов. Поэтому особенности работы последних ступеней при переменных режимах выделены в отдельный раздел.

Далее рассматриваются вопросы экономичности и надежности паротурбинной установки в целом при изменении режима ее работы; влияния эксплуатационных изменений на работу турбины, таких как начальные и конечные параметры пара и промежуточного перегрева, отложения в проточной части турбины и др. Уделено внимание особенностям переменного режима работы турбин АЭС и ПГУ.

Изложение материала базируется на основополагающей монографии теории переменных режимов Г.С. Самойловича и Б.М. Трояновского [3].

Цель освоения дисциплины – формирование знаний в области переменных режимов паротурбинных установок и приобретение навыков их использования для решения задач энергетического машиностроения.

Задачи дисциплины:

– рассчитывать основные характеристики ступеней турбин и паротурбинной установки в целом при изменении ее режима работы;

– оценивать надежность эксплуатации паротурбинной установки и ее отдельных узлов при отклонении режима работы от расчетного;

– принимать и обосновывать конкретные технические решения при проектировании и эксплуатации паротурбинных установок с учетом их работы в заданном диапазоне режимов работы;

– анализировать причины возникновения аварийных ситуаций и предупреждать их.

Основная компетенция, закрепляющаяся при изучении данной дисциплины, – способность к проектно-конструкторской деятельности в сфере энергетического машиностроения.

1. ОСНОВНЫЕ РЕЖИМЫ РАБОТЫ ПАРОТУРБИННЫХ УСТАНОВОК

Все нерасчетные режимы турбоустановок можно условно разделить на две группы: переменные режимы и переходные режимы.

Переменными режимами называются такие режимы, при которых изменение параметров и основных характеристик режима происходят очень медленно, так что фактор времени при описании процессов в турбоустановке можно не учитывать. При этом можно считать, что при изменении режима турбина проходит ряд квазистационарных состояний.

Переходные режимы в турбомашинах протекают стремительно и при их описании необходимо учитывать фактор времени. К таким режимам прежде всего относятся аварийные режимы, которые характеризуются параметрами, выходящими за пределы требований технических регламентов, и ведут к угрозе повреждения оборудования и ограничению подачи электрической и тепловой энергии.

В данном учебнике рассматриваются только переменные режимы. Ниже приведены режимы, которые можно смело отнести к переменным, не делая существенных погрешностей при таком представлении.

1. Режимы частичной мощности турбоустановки, когда для регулирования мощности тем или иным способом снижается расход через турбину G_0 .

2. Режимы максимальных нагрузок, осуществляемые допусаемым увеличением расхода G_0 через турбину.

3. Режимы с изменением отбираемого расхода пара тепловому потребителю G_T .

4. Режимы с отклонением параметров пара на входе в турбину p_0 , t_0 или параметров промперегрева $p_{\text{пп}}$, $t_{\text{пп}}$ от расчетных по условиям работы котельной установки, котла утилизатора или реактора.

5. Режимы с изменением вакуума в конденсаторе p_k .

6. Режимы работы с измененной проточной частью турбины в процессе ее модернизации или из-за отложения солей, а также эрозионного и механического износов.

7. Режимы с измененной тепловой схемой турбоустановки (отключение подогревателей, замена оборудования).

8. Режимы пуска или останова турбины. Эти режимы строго говоря являются нестационарными (переходными), но при правильном выборе темпа пуска (останова) также могут считаться переменными.

9. Режимы холостого хода. При холостом ходе отключаются расходы пара на подогрев питательной воды, тогда, пренебрегая протечками в концевых уплотнениях ЦВД и однопоточных ЦСД, расход свежего пара равен расходу пара в конденсатор. Обычно при холостом ходе понижают температуру свежего пара и промперегрева.

10. Моторный режим турбоагрегата, когда рабочий пар не подается в головную часть турбины через ее паровпускные органы, а генератор не отключен от сети и работает как двигатель, потребляя определенную активную мощность от сети и вращая ротор турбины с синхронной частотой. Потребляемая электроэнергия из сети затрачивается на преодоление вентиляционных, механических и других потерь как в турбине, так и в генераторе. Для охлаждения металла в проточную часть турбины подается небольшое количество охлаждающего пара.

Для оценки изменения экономичности и надежности основных элементов паровой турбины при переменных режимах ее эксплуатации обычно выполняют соответствующие тепловые и прочностные расчеты, основываясь на заводских данных по размерам сопловых и рабочих решеток ее отдельных ступеней и характеристиках расчетного режима.

2. СПОСОБЫ ИЗМЕНЕНИЯ РЕЖИМА РАБОТЫ ПАРОВОЙ ТУРБИНЫ В ЗАВИСИМОСТИ ОТ ЕЕ КОНСТРУКЦИИ

2.1. Способы изменения расхода пара

Изменение расхода пара, проходящего через турбину, для регулирования ее мощности может производиться двумя принципиально разными путями:

1) при неизменных начальных параметрах пара p_0^* и t_0^* перед стопорными клапанами турбины и соответствующим открытием (прикрытием) регулирующих клапанов;

2) изменением давления пара p_0^* перед стопорными клапанами турбины при неизменном открытии регулирующих клапанов (способ скользящего давления).

Первый путь осуществляется системой парораспределения турбины, а второй – котлом на ТЭС, парогенератором или реактором на АЭС, котлом утилизатором в бинарных ПГУ, при этом часто одновременно с изменением давления меняется и температура t_0^* .

Системы парораспределения турбины подразделяются на следующие типы [2]:

1) дроссельное парораспределение, при котором весь расход свежего пара, подводимого к турбине, регулируется одним или несколькими одновременно открывающимися клапанами, после которых пар направляется к общей сопловой группе;

2) сопловое парораспределение, при котором расход свежего пара, подводимого к турбине, протекает через несколько регулирующих клапанов, каждый из которых подводит пар к своему сопловому сегменту, причем открытие клапанов производится последовательно;

3) наружное обводное парораспределение, при котором после полного открытия регулирующих клапанов, подводящих пар к сопловой решетке первой ступени, для дальнейшего увеличения мощности пар подводится через обводной клапан к одной из промежуточных ступеней в обход нескольких первых ступеней;

4) внутреннее обводное парораспределение, при котором пар из камеры регулирующей ступени подается через обводной клапан к одной из промежуточных ступеней в обход нескольких первых нерегулируемых ступеней, причем одновременно с открытием обводного клапана открывается дополнительная сопловая группа, подводящая пар к регулирующей ступени. Это позволяет сохранять давление и температуру в камере регулирующей ступени постоянными при увеличении расхода пара.

2.1.1. Дроссельное парораспределение

При дроссельном парораспределении на частичных нагрузках весь расход пара, подводимого к турбине, подвергается дросселированию при $h_0^* \approx \text{const}$ (рис. 2.1 а). При этом давление перед первой ступенью понижается, поэтому теплоперепад проточной части турбины H_0 становится меньше, чем теплоперепад H_{00} на расчетном режиме.

Относительный внутренний КПД турбины при частичном пропуске пара выражается соотношением $\eta_{oi}^T = \frac{H_i}{H_{00}}$.

Умножая числитель и знаменатель в выражении для η_{oi}^T на располагаемый теплоперепад, взятый по состоянию пара за дроссельным клапаном, получим

$$\eta_{oi}^T = \frac{H_i}{H_0} \frac{H_0}{H_{00}} = \eta_{oi}^{np} \gamma_{др}. \quad (2.1)$$

Таким образом, при дроссельном парораспределении η_{oi}^T можно представить, как произведение двух величин, первая из которых внутренний относительный КПД проточной части турбины при частичном режиме η_{oi}^{np} , вторая – коэффициент дросселирования $\gamma_{др} = H_0 / H_{00}$.

Коэффициент дросселирования $\gamma_{др}$ показывает, какую долю исходного располагаемого теплоперепада H_{00} составляет теплоперепад H_0 с учетом дросселирования пара в регулирующем клапане. Он не зависит от конструкции проточной части турбины

и определяется только относительным расходом пара и его параметрами. На рисунке 2.1 б представлен коэффициент дросселирования $\gamma_{др}$ для турбин с начальными параметрами пара $p_0^* = 12,7$ МПа, $t_0^* = 565^\circ\text{C}$ и различными противодавлениями p_2 .

Кривые для различных противодавлений показывают, что при уменьшении расхода по мере увеличения противодавления снижение коэффициента дросселирования происходит все интенсивнее.

Внутренний относительный КПД проточной части турбины при частичных режимах $\eta_{oi}^{пр}$ изменяется в основном только за счет ухудшения работы последних ступеней, так как теплоперепады и КПД первых и промежуточных ступеней в широком диапазоне изменения расхода практически сохраняются постоянными (см. раздел 4). На экономичность также влияет изменение средней степени влажности $y_{ср}$ в проточной части турбины при дросселировании. В некоторых режимах за счет уменьшения влажности внутренний относительный КПД проточной части турбины при частичных режимах $\eta_{oi}^{пр}$ может даже увеличиться.

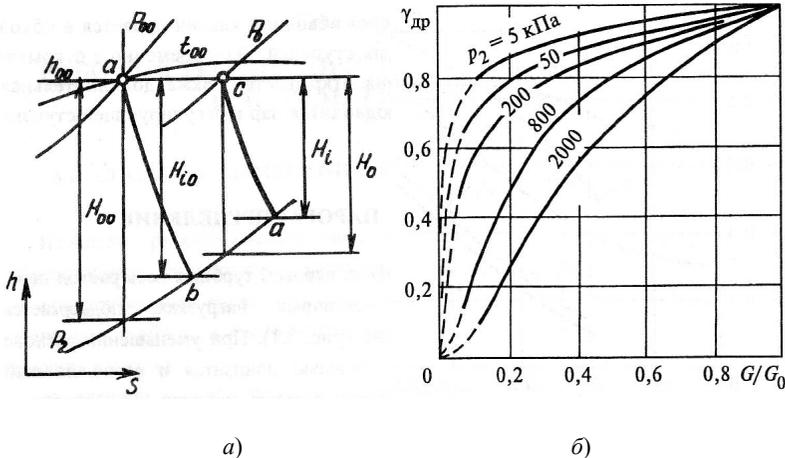


Рис. 2.1. Процесс расширения пара в h, s -диаграмме для турбины с дроссельным парораспределением (а); коэффициенты дросселирования для турбин с начальными параметрами пара $p_0^* = 12,7$ МПа, $t_0^* = 565^\circ\text{C}$ (б)

Таким образом, с уменьшением нагрузки турбины с дроссельным парораспределением снижение КПД турбины определяется в основном потерями на дросселирование свежего пара, а также из-за уменьшения экономичности последних ступеней, которые работают с $\frac{u}{c_\phi} > \left(\frac{u}{c_\phi} \right)_{\text{опт}}$. Некоторое влияние на

КПД имеет изменение влажности в проточной части турбины при дросселировании свежего пара.

Очевидно, что экономичность турбин с противодавлением снижается на частичных режимах более интенсивно, чем экономичность конденсационных турбин, что обусловлено характером изменения коэффициента дросселирования $\gamma_{\text{др}}$.

Поэтому дроссельное парораспределение для турбин с противодавлением не должно применяться, за исключением вспомогательных турбин небольшой мощности.

2.1.2. Сопловое парораспределение

При сопловом парораспределении выпуск пара в турбину управляется несколькими регулирующими клапанами, открытие которых происходит последовательно. Вследствие этого потери от дросселирования пара при уменьшенном расходе пара относятся не ко всему количеству пара, а только к той его части, которая протекает через частично открытый клапан. Поэтому экономичность турбины с сопловым парораспределением при изменении пропуска пара сохраняется более устойчиво, чем турбины с дроссельным парораспределением.

Процесс расширения пара в регулирующей ступени для двух потоков, проходящих через регулирующие клапаны, показан на рис.2.2 а. Первый поток с расходом G_A протекает через полностью открытые клапаны, подходит к сопловым сегментам регулирующей ступени без дросселирования и имеет за ступенью параметры, соответствующие т. А. Второй поток с расходом G_B проходит через частично открытый клапан, подвергаясь дросселированию, и заканчивает процесс расширения в т. В. В камере регулирующей ступени оба потока смешиваются (т. С), причем энтальпия определяется из уравнения смешения:

$$h_{p.ст.} = \frac{G_A h_A + G_B h_B}{G_A + G_B} = h_0 - \left(\frac{G_A}{G} H_{II} + \frac{G_B}{G} H_{III} \right), \quad (2.2)$$

где H_{II}, H_{III} – использованные теплоперепады первого и второго потока.

В камере смешения выходная скорость обоих потоков полностью гасится, возникают потери с выходной скоростью $\Delta H_{в.с.}$. Кроме того в регулирующей ступени на всех режимах присутствуют потери от парциальности.

При изменении пропуска пара через турбину располагаемый теплоперепад регулирующей ступени меняется в широких пределах. Причем наибольший теплоперепад возникает в режиме одного полностью открытого клапана, так как давление перед полностью открытыми сопловыми сегментами остается постоянным, а давление в камере регулирующей ступени минимально именно в этом режиме.

На рисунке 2.2 б показано положение точки, соответствующей параметрам на выходе из регулирующей ступени после смешения потоков в h, s -диаграмме при изменении расхода пара для конденсационной турбины с четырьмя регулируемыми клапанами.

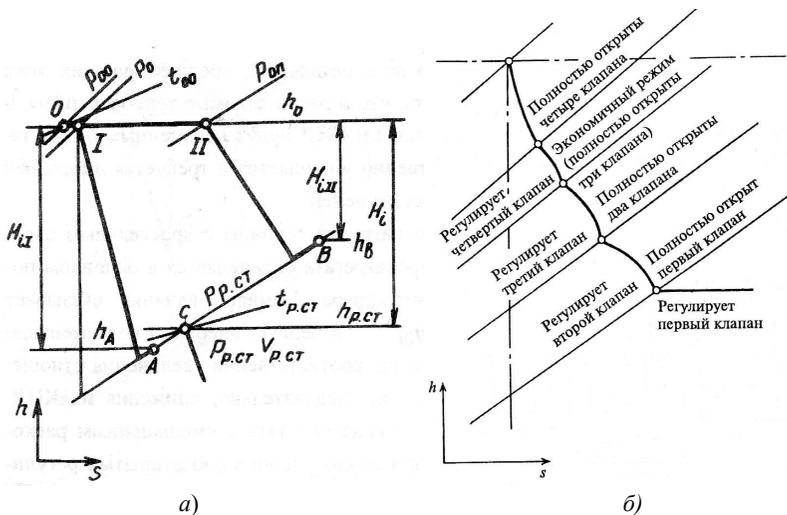


Рис. 2.2. Процесс расширения пара в h, s -диаграмме в регулирующей ступени турбины с сопловым парораспределением (а); состояние пара при различных расходах (б)

Для заданного расхода пара $G < G_0$, зная параметры пара перед регулирующими клапанами и давление в конденсаторе p_k , для конкретной турбины можно найти давление в камере регулирующей ступени $p_{p.ст}$ по уравнению Стодола-Флюгеля, распределение расходов пара через каждую сопловую группу, давлений за клапанами и все параметры пара [3].

Произведя этот расчет при различных расходах пара через турбину, можно построить диаграмму распределения потоков пара между отдельными группами сопл (рис. 2.3).

На диаграмме по оси абсцисс нанесено относительное количество пара, протекающего через турбину G/G_0 . На оси ординат рис.2.3 а относительный расход представлен суммой потоков пара через отдельные регулирующие клапаны. Таких клапанов в данном примере четыре. Три клапана обеспечивают расчетный режим, четвертый – перегрузочный.

На оси ординат рис. 2.3 б изображено относительное давление в камере регулирующей ступени p_1/p_0 и давления за клапанами. Из диаграммы видно, что по мере уменьшения количества пара, протекающего через турбину, расходы пара через полностью открытые клапаны постепенно возрастают до тех пор, пока давление в камере регулирующей ступени не понизится до критического значения $p_{p.ст}/p_0 = \varepsilon^*$.

При дальнейшем уменьшении расхода через турбину G расход через полностью открытые клапаны сохраняется по-

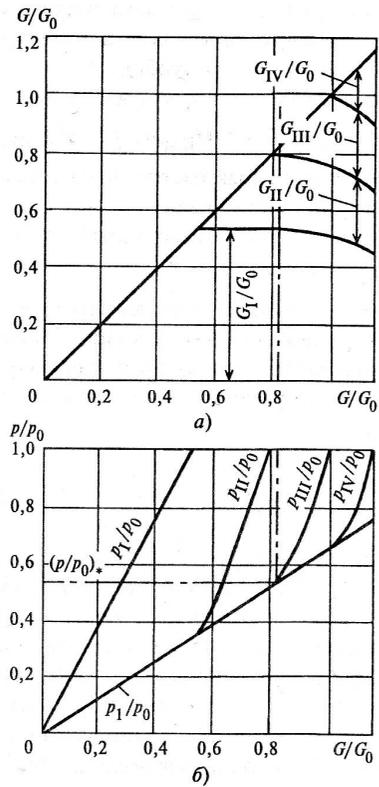


Рис. 2.3. Распределение потоков пара между сопловыми сегментами (а) и давлений (б) за регулирующими клапанами в конденсационной турбине

стоянным из-за критического характера течения в сопловых сегментах данных клапанов.

После построения диаграммы соплового распределения можно рассчитать переменный режим работы всей турбины и определить ее мощность.

Таким образом, при уменьшении расхода пара КПД турбины с сопловым парораспределением уменьшается вследствие увеличения теплоперепада регулирующей ступени, которая имеет более низкий КПД чем последующие нерегулируемые ступени, и

неоптимального отношения $\frac{u}{c_\phi} < \left(\frac{u}{c_\phi} \right)_{\text{опт}}$ в этой ступени, а также

уменьшения теплоперепада последних ступеней. Кроме того, в регулирующей ступени возникают потери от парциальности и трения диска и потери с выходной скоростью, а в случае режима с дросселированием в одном частично открытом клапане добавляются потери от дросселирования.

2.1.3. Регулирование мощности турбины способом скользящего давления

При блочной компоновке паротурбинной установки (ПТУ) пуск турбины производят одновременно с растопкой котла, т.е. на скользящих параметрах пара. При этом повышение нагрузки турбины вплоть до полной сопровождается постепенным ростом давления и температуры свежего пара.

При регулировании мощности котлом регулирующие клапаны турбины полностью открыты, и нагрузка турбины изменяется приблизительно пропорционально давлению свежего пара. Длительная работа агрегата при пониженном давлении повышает надежность и долговечность поверхностей нагрева котла и паропроводов, идущих к турбине. Поскольку температура t_0 при этом поддерживается постоянной, то не изменяется и температура большинства ответственных элементов турбины, не появляются дополнительные тепловые расширения (или укорочения) ротора турбины. Неравномерность прогрева по окружности корпуса турбины, свойственная частичным нагрузкам турбин с сопловым па-

пораспределением, при регулировании котлом отсутствует, уменьшаются напряжения в лопатках первой ступени как изгибающие, так и динамические, повышается надежность турбины и ее способность к маневрированию.

Поскольку регулирование скользящим давлением не требует регулирующей ступени, парциального подвода и сопловых коробок для отдельных групп сопел, то упрощается конструкция турбины и ее экономичность при номинальном режиме.

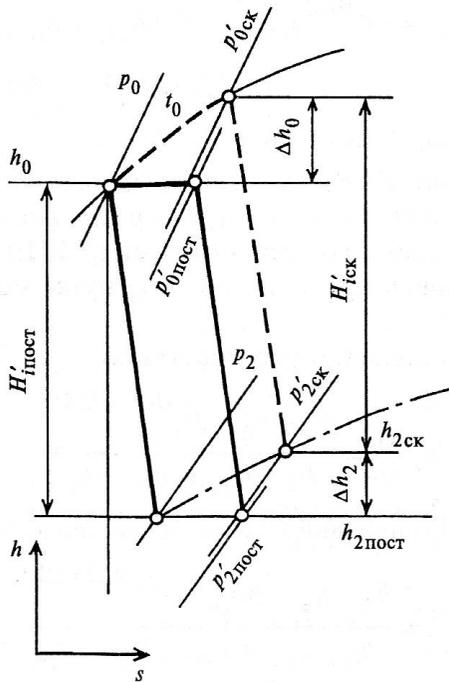


Рис. 2.4. Процесс расширения пара в h, s -диаграмме в ЦВД конденсационной турбины с дроссельным парораспределением при постоянном (-----) и скользящем (- - -) начальных давлениях

Сравним процесс расширения пара в h, s -диаграмме (рис. 2.4) в части высокого давления (ЦВД) конденсационной турбины с промежуточным перегревом и дроссельным парораспределением при расчетном и половинном расходах пара для двух случаев:

1) при постоянном давлении свежего пара $p_0 = \text{const}$ и $h_0 = \text{const}$ (сплошные линии);

2) при скользящем давлении свежего пара $p_0 = \text{var}$ и $t_0 = \text{const}$ (штриховые линии).

При неизменной температуре промежуточного перегрева $t_{п.п}$ давление за ЦВД будет меняться пропорционально расходу. Поэтому теплоперепады $H_0^{\text{CD+HD}}$, а, следовательно, и мощности цилиндров среднего и низкого давлений не будут зависеть от способа регулирования расхода пара.

Давление перед первой ступенью ЦВД будет определяться относительным расходом пара G/G_0 , причем при регулировании скользящим давлением ($t_0 = \text{const}$) оно будет несколько выше, чем при дроссельном регулировании ($h_0 = \text{const}$).

Соответственно и начальная энтальпия также будет выше, т.е. на входе в турбину мы получим дополнительный теплоперепад Δh_0 , который может использоваться в ЦВД. Энтальпия за ЦВД при этом тоже выше, но на несколько меньшее значение $\Delta h_{\text{ск}} = \Delta h_0 - \Delta h_2 > 0$. Поэтому даже при значительном снижении нагрузки теплоперепад, а, следовательно, и КПД проточной части ЦВД сохраняются почти постоянным, такими же, как на номинальном режиме.

Таким образом, при частичном пропуске пара использованный теплоперепад ЦВД $H_i^{\text{ВД}}$, а значит и внутренняя мощность ЦВД оказываются большими при регулировании скользящим давлением:

$$(N_i^{\text{ВД}})_{\text{ск}} - (N_i^{\text{ВД}})_{\text{пост}} = G(\Delta h_0 - \Delta h_2) = G\Delta h_{\text{ск}}.$$

Предполагая для простоты, что расход пара после промежуточного перегрева равен расходу свежего пара, запишем выражения для абсолютного внутреннего КПД турбинной установки при частичном пропуске пара для постоянного давления:

$$\eta_i^{\text{пост}} = \frac{h_0 - h_2 + H_i^{\text{CD+HD}}}{h_0 - h_{\text{п.в}} + h_{\text{пп}} - h_2} \quad (2.3)$$

и скользящего давления:

$$\eta_i^{\text{ск}} = \frac{h_0 - h_2 + \Delta h_{\text{ск}} + H_i^{\text{CD+HD}}}{h_0 - h_{\text{п.в}} + h_{\text{пп}} - h_2 + \Delta h_{\text{ск}}}. \quad (2.4)$$

Поскольку в формулах (2.3) и (2.4) числитель меньше знаменателя ($\eta_i < 1$) и $\Delta h_{\text{ск}} > 0$, то $\eta_i^{\text{ск}} > \eta_i^{\text{пост}}$, т.е. при всех режимах частичного пропуска пара экономичность ПТУ при работе со скользящим давлением пара всегда выше, чем при работе с постоянным давлением и дроссельным парораспределением.

Если учесть изменение расхода энергии на питательные насосы, который для турбин сверхкритического давления составляет около 4% от всего расхода, за счет снижения давления питательной воды пропорционально расходу, то выигрыш в КПД нетто будет еще больше.

Для турбин с сопловым парораспределением выигрыш в экономичности при регулировании на скользящих параметрах получается не на всех частичных режимах. Ведь располагаемый теплоперепад сопловой группы за частично открытым клапаном зависит от степени открытия клапана. Поэтому новые турбины, предназначенные для регулирования на скользящих параметрах, проектируются с дроссельным парораспределением. Однако часто турбины с сопловым парораспределением, например, энергоблок с турбиной К-800-23,5 ЛМЗ, переводятся на регулирование при скользящем давлении. Это объясняется преимуществами по надежности и маневренности, которыми обладает регулирование на скользящих параметрах.

Расчеты и испытания энергоблоков с турбинами, имеющими сопловое парораспределение, показали, что наивысшая экономичность ПТУ обеспечивается при смешанном способе регулирования мощности, когда определенный диапазон нагрузки осуществляется при $p_0 = \text{const}$, а другой при $p_0 = \text{var}$.

У энергоблоков утилизационных парогазовых установок (ПГУ) паровые турбины с дроссельным парораспределением часто работают при $p_0 = \text{var}$ и полностью открытых регулирующих клапанах.

При этом ощутимо повышается КПД турбоустановки, однако могут возникнуть проблемы обеспечения стабильного режима котла-утилизатора, в котором возможно вскипание при пониженных давлениях.

2.2. Экономичность турбины в зависимости от способов парораспределения

Анализируя различные способы изменения нагрузки турбины, можно выделить основные факторы, влияющие на экономичность турбины и турбоустановки в целом в широком диапазоне изменения режимов:

- 1) тип турбины (конденсационная или противодавленческая) и ее начальные параметры p_0^* и t_0^* ;
- 2) система парораспределения;
- 3) способ изменения расхода пара: при неизменных начальных параметрах пара p_0^* и t_0^* или на скользящих параметрах;
- 4) конструктивные особенности проточной части турбины и ее системы парораспределения (количество сопловых групп i и парциальность e).

На расчетном режиме дроссельное парораспределение дает выигрыш в экономичности примерно, так как при сопловом парораспределении регулирующая ступень вследствие парциальных потерь и потерь с выходной скоростью имеет более низкую экономичность, чем нерегулируемые ступени.

Сопловое парораспределение при постоянном давлении p_0^* оказывается более выгодным в широком диапазоне частичных нагрузок вследствие дросселирования только части расхода пара, проходящего через частично открытый клапан. Причем на некоторых выбранных при проектировании режимах с полностью открытыми клапанами такие потери отсутствуют.

На рисунке 2.5 показано расчетное сравнение различных видов парораспределения для турбоустановки мощностью 500 МВт. За исходный вариант (кривая 1) принято сопловое парораспределение с четырьмя клапанами, из которых первые два открываются одновременно, обеспечивая $\bar{G} = G / G_0 = 0,60$; при открытии третьего клапана $\bar{G} = 0,87$.

При режиме $\bar{G} = 1,0$ принимается, что $\Delta\eta = 0$. Если турбину выполнить с дроссельным парораспределением, то при этом режиме как при регулировании с $p_0^* = \text{const}$ (кривая 2), так и на скользящих параметрах (кривая 3), выигрыш в КПД на расчетном режиме составит 0,15 %.

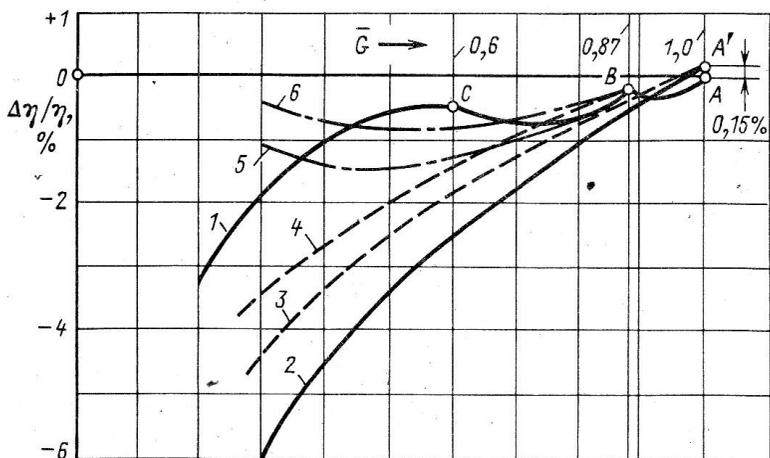


Рис. 2.5. Расчетное изменение экономичности турбины в зависимости от типа парораспределения турбины и способа регулирования нагрузки

При частичном режиме $\bar{G} = 0,60$ выигрыш в КПД турбины с сопловым парораспределением составит 2 % по сравнению с дроссельным и регулированием при $p_0^* = \text{const}$, а по сравнению с регулированием $p_0^* = \text{var}$ он будет составлять всего 1,5 %. Однако следует подчеркнуть, что по характеристикам надежности и маневренности сопловое парораспределение уступает дроссельному.

Для турбин с дроссельным парораспределением выигрыш в экономичности турбины при регулировании на скользящих параметрах по сравнению с дросселированием в регулирующих клапанах будет увеличиваться пропорционально уменьшению расхода при всех частичных режимах.

В ряде случаев применяется комбинированное регулирование (кривая 4). В этом случае сопловое парораспределение используется только в диапазоне $\bar{G} = 0,87 - 1,0$, т.е. при частичном открытии последнего четвертого клапана; при $\bar{G} < 0,87$ – первые три клапана полностью открыты и расход пара регулируется котлом.

В случае, когда для привода питательного насоса используется паровая турбина, мощность насосного агрегата регулируется в зависимости от расхода питательной воды, т.е. от \bar{G} и напора

насоса, который меньше при скользящем давлении, чему соответствует меньшая мощность насосного агрегата. Изменение экономичности турбоагрегата для этого случая изображается кривыми 5 (скользящее давление) и 6 (комбинированное регулирование).

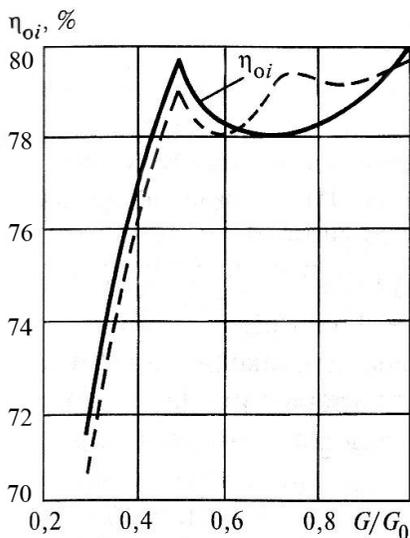


Рис. 2.6. Относительный внутренний КПД турбины с обводным парораспределением в зависимости от относительного расхода пара

Изменение внутреннего относительного КПД для турбин с наружным обводным парораспределением показано на рис. 2.6. При однократном обводе (сплошная линия) перегрузка турбины начинается с $\bar{G} = 0,5$ и сразу же вызывает интенсивное снижение КПД из-за потерь от дросселирования в обводном клапане, которое при $\bar{G} = 0,7$ достигает значения $\Delta\eta_{oi}/\eta_{oi} = 1,85\%$. При двукратном обводе (пунктирная линия), когда для уменьшения потерь от дросселирования для перепуска свежего пара предусматривают две камеры в проточной части турбины, КПД при открытии третьего клапана ($\bar{G} = 0,7$) достигает уровня, имевшего место перед началом открытия второго клапана.

Поскольку более точное определение экономичности турбины на переменном режиме возможно лишь при детальном рас-

смотрении экономичности всех ступеней, то необходимо сначала выяснить, как ведет себя отдельно работающая ступень турбины при изменении ее режима.

Пример 2.1. Турбина с начальными параметрами $p_0 = 12,8$ МПа; $t_0 = 545^\circ$ и давлением в конденсаторе $p_k = 3,5$ кПа без промпрегрева имеет дроссельное парораспределение. На расчетном режиме внутренний относительный КПД турбины $\eta_{oi} = 0,80$. Найти КПД турбины на режиме с начальным давлением $p_{01} = 6,4$ МПа.

Решение:

1. По h, s -диаграмме найдем теплоперепады на расчетном и переменном режиме, помня, что процесс дросселирования в регулирующих клапанах идет при постоянной энтальпии:

$$H_0 = 1485 \text{ кДж/кг}, H_{01} = 1396 \text{ кДж/кг}, \text{отсюда } \gamma_{др} = 1396/1485 = 0,94;$$

2. КПД на переменном режиме найдем из уравнения (2.1)

$$\eta_{oi} = 0,80 \cdot 0,94 = 0,75.$$

Контрольные вопросы

1. Турбины с каким типом парораспределения наиболее надежны?
2. Турбины с каким типом парораспределения имеют наивысшую экономичность на расчетном режиме?
3. Турбины с каким типом парораспределения наиболее экономичны при малых нагрузках?
4. Какой способ регулирования мощности имеет преимущество с точки зрения надежности для всех типов турбин?
5. Почему нельзя применять дроссельное парораспределение в турбинах с противодавлением?

3. ПЕРЕМЕННЫЙ РЕЖИМ РАБОТЫ ТУРБИНОЙ СТУПЕНИ

3.1. Критерии для анализа переменного режима работы ступени

Если считать режим течения установившимся, а теплообмен с внешней средой незначительным, то режим работы ступени, работающей на перегретом паре, однозначно определяется девятью размерными параметрами: давлением и температурой полного торможения p_0^* и T_0^* на входе в ступень, давлением p_2 на выходе из ступени, частотой вращения n , диаметром ступени d ; теплофизическими свойствами пара – газовой постоянной R , коэффициентом динамической вязкости μ , коэффициентом теплопроводности λ , удельной теплоемкостью при постоянном давлении c_p . Поскольку эти параметры выражаются через четыре единицы измерения k_2 , m , s , K , то согласно теории подобия режим может быть описан пятью безразмерными критериями [3].

1. Критерий геометрического подобия течения в ступени u/c_ϕ , где $u = \pi dn$ – окружная скорость; $c_\phi = \sqrt{2\bar{H}_0} = \sqrt{\frac{2k}{k-1} p_0^* v_0^* \left(1 - \left(\frac{p_2}{p_0} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right)}$; \bar{H}_0 – располагаемый теплоперепад ступени.

2. Критерий сжимаемости – число $M_\phi = c_\phi/a_2$, где скорость звука за ступенью $a_2 = \sqrt{k p_2 v_2}$. Вместо этого критерия можно использовать отношение давлений $\varepsilon_{ст} = p_2/p_0^*$.

3. Критерий вязкости – число Рейнольдса, определяемое также по фиктивной скорости c_ϕ и хорде профиля сопловой решетки в среднем сечении $Re_\phi = c_\phi b_{1cp}/v_2$.

4. Коэффициент изоэнтропы $\kappa = c_p/(c_p - R)$.

5. Число Прандтля $Pr = \mu c_p/\lambda$.

Для влажного пара следует добавить к этим пяти критериям еще степень влажности и характеристики дисперсности жидкой фазы.

При анализе переменного режима работы турбинной ступени изменением коэффициента изоэнтропы k и числа Прандтля Pr можно пренебречь, так как они определяются только теплофизическими свойствами пара и слабо зависят от температуры.

От числа Рейнольдса Re зависят потери в решетках, коэффициенты расхода, потери трения диска о пар и пр. Однако для большинства ступеней турбин в широком диапазоне режимов работы число Рейнольдса остается обычно в автомоделной области $Re > 5 \times 10^5$ и не может рассматриваться в качестве определяющего параметра переменного режима.

В ступенях, где скорости невелики $M_\phi < 0,3 \div 0,5$, и пар близок по свойствам к несжимаемой жидкости, можно пренебречь и влиянием M_ϕ , например, в нерегулируемых ступенях ЦВД.

Таким образом, при анализе работы турбинной ступени, работающей на перегретом паре, определяющим критерием переменного режима является отношение $x_\phi = u/c_\phi$, независимо от того, изменяются ли окружная скорость u (или) теплоперепад ступени H_0 . Удобно использовать также его относительное значение:

$$\bar{x}_\phi = \frac{n}{n_0} \sqrt{\frac{\frac{k}{1 - \epsilon_{ст}^{k-1}}}{\frac{k}{1 - \epsilon_{ст}^{k-1}}}} \frac{1}{\sqrt{\tau_0}}, \text{ где } \tau_0 = \frac{pV}{(pV)_0} \approx \frac{T}{T_0}. \quad (3.1)$$

Однако в ряде случаев нужно учитывать такие критерии, как числа M и Re . Например, при изменении мощности турбины режим течения в сопловой решетке регулирующей ступени изменится от сверхзвукового до дозвукового $M < 0,7$, при этом потери в решетках существенно зависят от числа M . При подсчете утечек, когда при малых проходных сечениях и небольших скоростях числа Re невелики, их влияние на потери от утечек, а также на осевые усилия может оказаться ощутимым.

Вместо фиктивного числа M_ϕ , для подсчета которого надо знать новый теплоперепад ступени H_0 (или новое отношение давлений $\epsilon_{ст}$), удобно использовать число $M_{2t} = w_{2t}/a_2$, подсчитываемое по относительной скорости выхода пара из рабочей решетки.

При этом $M_{2t} = \frac{GV_2 / F_2}{\mu_2 \sqrt{kp_2 V_{2t}}}$, где μ_2 – коэффициент расхода рабочей

решетки; F_2 – площадь рабочей решетки. Если считать, что коэффициенты скорости и расхода при изменении режима меняются незначительно, то отношение действительных чисел M_2 на заданном и расчетном режимах определяется следующим образом:

$$\frac{M_2}{M_{20}} = \frac{G}{G_0} \sqrt{\frac{p_{20} v_2}{p_2 v_{20}}} = \frac{GV_2}{(GV_2)_0} \sqrt{\frac{(p_2 v_2)_0}{p_2 v_2}}. \quad (3.2)$$

Если в условиях эксплуатации за ступенью произведение $p_2 v_2$ практически не меняется, то отношение чисел M_2 равно приведенному относительному расходу $M_2 / M_{20} = GV_2 / (GV_2)_0$.

Часто при анализе переменного режима работы ступени оказывается удобным использовать вместо параметра u/c_ϕ параметр $z = u/w_{2t}$, так как заданными являются параметры пара за ступенью.

Тогда относительная величина z/z_0 при неизменной площади рабочей решетки $F_2 = F_{20} = \text{const}$ примет следующее значение:

$$\bar{z} = \frac{z}{z_0} = \frac{u / w_2}{u_0 / w_{20}} = \frac{n}{n_0} \frac{(GV_2)_0}{GV_2}. \quad (3.3)$$

Таким образом, параметр z объединяет сразу два типа изменения режима – изменение числа оборотов турбины и изменение относительного объемного расхода $\overline{GV_2}$. Для стационарных турбин $\bar{z} = 1 / \overline{GV_2}$. Отношение z/z_0 можно использовать без значительной погрешности только при докритических режимах в решетках ступени. При сверхзвуковом течении возникает отклонение в косом срезе и площадь F_2 увеличивается.

Уравнения (3.1) и (3.2) привели к формулировке еще одного важного критерия переменного режима ступени – относительного объемного расхода $\overline{GV_2} = GV_2 / (GV_2)_0$.

Характеристики ступени на переменном режиме, в том числе последней, практически зависят только от отношения объемных пропусков пара, подсчитываемых по состоянию за ступенью. Влияние изменения влажности и числа Re , обычно учитывается в форме отдельных поправок.

Этот критерий, определенный по параметрам за последней ступенью, является также критерием переменного режима всей турбины.

3.2. Переменный режим турбинных решеток

Рассмотрение переменного режима работы ступени следует начать с характеристик турбинных решеток, из которых состоит ступень. Сначала проанализируем влияние параметров пара на расход через решетку. Принципиально нет разницы, идет ли речь о неподвижной сопловой или вращающейся рабочей решетке. Определяющим является тип решетки: суживающаяся или расширяющаяся. Большая часть решеток паровых турбин являются суживающимися. Для определения расхода пара через сопловую решетку важны параметры торможения перед решеткой p_0^* и T_0^* (для рабочей решетки этими параметрами являются параметры торможения в относительном движении $p_{0\text{отн}}^*$ и $T_{0\text{отн}}^*$) и давление за ней p_1 . В то же время для суживающихся и расширяющихся решеток зависимости расхода пара от давления различны.

При неизменных параметрах перед решеткой и переменном противодавлении p_1 расход пара через суживающиеся решетки при дозвуковых режимах $\varepsilon < 1$ меняется по закону, выражаемому через приведенный расход q ,

$$q = \frac{G}{G_*} = \sqrt{\left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{1+k}{1-k}} \frac{2}{k-1} \left(\frac{2}{\varepsilon^k} - \varepsilon \frac{k+1}{k}\right)}. \quad (3.4)$$

При сверхзвуковых режимах $\varepsilon \geq 1$ расход сохраняется постоянным $G = G_* = \text{const}$, причем критический расход G_* определяется выражением:

$$G_* = \chi \mu_1 F_* \sqrt{\frac{p_0^*}{v_0^*}}, \quad \text{где } \chi = \sqrt{k \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k+1}{k-1}}}, \quad (3.5)$$

для перегретого пара $\chi = 0,667$; μ_1 – коэффициент расхода решетки; F_* – площадь решетки в минимальном сечении.

В ряде случаев удобно вместо (3.4) пользоваться приближенным уравнением эллипса:

$$q = \frac{G}{G_*} = \sqrt{1 - \left(\frac{p - p_*}{p_0^* - p_*}\right)^2} = \frac{1}{1 - \varepsilon_*} \sqrt{1 - 2\varepsilon_*(1 - \varepsilon) - \varepsilon^2}. \quad (3.6)$$

Согласно (3.5) отношение критического расхода пара при начальном давлении p_0^* к максимальному критическому расходу, соответствующему давлению p_{00}^* , составит при неизменных коэффициенте расхода и показателе изэнтропы:

$$\frac{G_*}{G_{*0}} = \sqrt{\frac{p_0^* / V_0^*}{p_{00}^* / V_{00}^*}} = \frac{\varepsilon_0}{\sqrt{\tau_0}}, \quad (3.7)$$

где $\varepsilon_0 = p_0^* / p_{00}^*$, т.е. критический расход пара пропорционален относительному давлению торможения перед решеткой и обратно пропорционален корню от отношения абсолютных температур на входе в решетку.

При постоянстве температуры на входе имеет место пропорциональность отношений критических расходов и начальных давлений:

$$G_* / G_{*0} = \varepsilon_0 = p_0^* / p_{00}^*. \quad (3.8)$$

Из уравнений (3.6) и (3.7) следует, что приведенный расход пара через решетку при постоянной температуре на входе определяется двумя параметрами относительным давлением на входе в решетку ε_0 и отношением давлений ε_1 . Эта зависимость, обычно называемая сеткой расходов, для перегретого водяного пара ($\kappa = 1.3$) изображена на рис. 3.1.

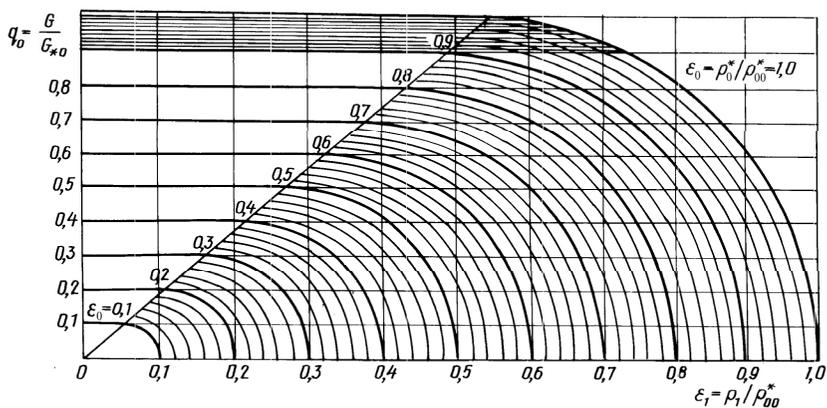


Рис. 3.1. Сетка расходов пара через турбинную решетку с суживающимися каналами для перегретого пара

Таким образом, три основные точки кривой изменения приведенного расхода пара (точка критического расхода пара, точка критического отношения давлений и точка нулевого расхода пара) при изменении давления перед решеткой сдвигаются пропорционально этому давлению.

Для расширяющихся решеток, которые применяются в паровых турбинах только при больших скоростях $M_{1t} > 1,3$, расчетное значение ε меньше, чем ε^* . При неизменных параметрах перед решеткой p_0^* и T_0^* критический расход сохраняется неизменным, если $\varepsilon \leq \varepsilon_{\text{пред}}$, где $\varepsilon_{\text{пред}}$ – предельное отношение давлений, большее, чем критическое.

Это предельное отношение давлений для безотрывного обтекания решеток определяется в зависимости от степени расширения канала $F_1/F_{1\text{min}}$ и критического отношения давлений ε^* .

$$\varepsilon_{\text{пред}} = \varepsilon^* + (1 - \varepsilon^*) \sqrt{1 - (F_{\text{min}} / F_1)^2}. \quad (3.9)$$

При отношении давлений больше, чем предельное, параметры пара уже не будут равны критическим, т.к. внутри расширяющейся части канала при $M_{1t} < M_{1t0}$ появляется скачок уплотнения, в котором поток переходит в дозвуковой. При $\varepsilon = \varepsilon_{\text{пред}}$ скачок перемещается в горло с площадью $F_{1\text{min}}$ и вырождается в слабую волну уплотнения.

Для определения расхода через расширяющиеся решетки можно пользоваться эллиптической зависимостью (3.6), подставив в нее вместо ε^* величину $\varepsilon_{\text{пред}}$.

При нерасчетном режиме обтекания, т.е. изменении чисел M и Re меняются коэффициенты потерь [4]. Влияние чисел M зависит от типа решеток. Для дозвуковых решеток типа А до $M_t < 0,8$ коэффициенты профильных потерь практически не меняются, но затем с увеличением чисел M_t особенно при $M_t > 1$, резко возрастают (рис. 3.2).

Для решеток трансзвуковых типов (Б, В и И) кризисное значение числа M_t увеличивается до $1,0 \div 1,3$. Для расширяющихся решеток зависимость $\xi_{\text{пр}} = f(M_t)$ определяется степенью расширения канала $F_1/F_{1\text{min}}$. С увеличением числа M_t , как правило, снижа-

ются концевые потери (рис. 3.2 б). Таким образом, при нерасчетных числах M_t по формуле (3.10) или графикам, изображенным на рис. 3.2 можно рассчитать коэффициенты скорости решеток при изменении режима.

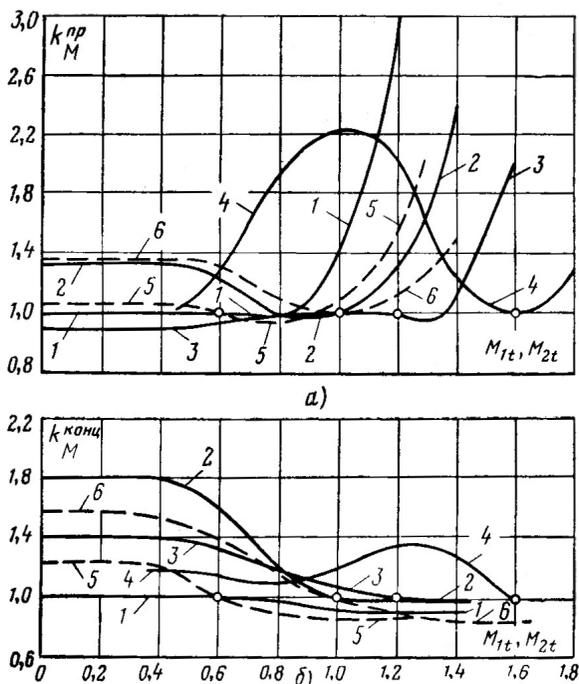


Рис. 3.2. Влияние числа M на коэффициенты профильных (а) и концевых (б) потерь в решетках:

1 – С-90-15 А; 2 – С-90-15 Б; 3 – С-90-15 И;

4 – С-90-15 Р; 5 – Р-30-21 А; 6 – Р-30-21 Б

Для грубой оценки можно принять

$$\Delta \xi_{\text{пр}} = -0,04M_t^2 + 0,05M_t^3. \quad (3.10)$$

Влияние числа Re на профильные потери проявляется от значений $Re < Re_{\text{авт}} = (3 \div 5) \times 10^5$. Эти режимы чаще всего встречаются в последних ступенях конденсационных паровых турбин. На рисунке 3.3 показана зависимость профильных потерь от числа Re при дозвуковых скоростях потока и слабой начальной турбулентности.

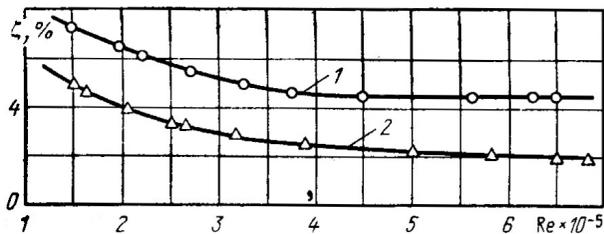


Рис. 3.3. Влияние числа Re на коэффициенты профильных потерь: 1 – для рабочей решетки активного типа; 2 – для сопловой решетки

Значение $Re_{авт}$ зависит от начальной турбулентности, режима течения и др. Изменение потерь вне области автомодельности можно оценить по формуле

$$\Delta \xi_{Re} = 5,8 \cdot 10^4 Re^{-5/4}. \quad (3.11)$$

Изменение режима работы приводит к отклонению углов входа потока в решетки от оптимальных, т. е. появляются углы атаки $i = \beta_1 - \beta_{1опт}$. Изменяется распределение давления по профилю, характер и толщина пограничного слоя и место его отрыва, следовательно, изменяются профильные потери. Рост потерь удобно учитывать формулой

$$\Delta \xi_{вх} = k_{вх} \left[\frac{\sin(\beta_1 - \beta_{1опт})}{\sin \beta_1} \frac{\sin \beta_2}{\sin \beta_{1опт}} \right]^2, \text{ где } k_{вх} = 0,3(1 + 0,5b/l). \quad (3.12)$$

Здесь принято, что концевые потери $\xi_{конц}$ возрастают пропорционально профильным $\xi_{пр}$. Для расчета сопловой решетки в (3.12) вместо β_1 подставляется α_0 , а вместо β_2 угол α_1 .

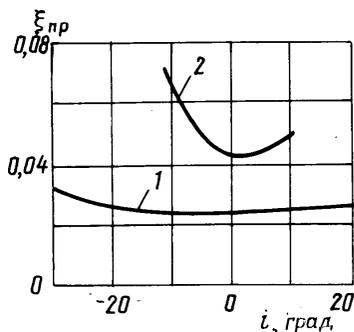


Рис. 3.4. Влияние угла входа в решетку на коэффициенты профильных потерь: 1 – для сопловой решетки С-90-15 А; 2 – для рабочей решетки Р-30-21 А

На коэффициенты расхода в сопловой и рабочей решетках наиболее существенно влияет влажность пара (рис. 3.5). Теоретический расход влажного пара, рассчитанный в предположении термодинамически равновесного процесса, меньше действительного. На основании опытных данных для сопловых решеток отношение коэффициентов расхода при течении влажного и перегретого пара можно оценить по формуле

$$\mu_1^{\text{вл}} / \mu_1^{\text{п.п}} \approx x_1^{-0,5}, \text{ где } x_1 \text{ — сухость пара.} \quad (3.13)$$

В этой формуле не учитываются процесс переохлаждения, дисперсность жидкой фазы и некоторые геометрические размеры решеток.

Для рабочих решеток отношение $\mu_2^{\text{вл}} / \mu_2^{\text{п.п}}$ будет зависеть от теплоперепада рабочей решетки h_{0p} . Для чисто активной решетки очевидно $\mu_2^{\text{вл}} = \mu_2^{\text{п.п}}$, так как давление $p_1 = p_2$. Для рабочих решеток можно использовать выражение:

$$\mu_2^{\text{вл}} / \mu_2^{\text{п.п}} = \left[1 - (x_2 - 1) \frac{w_{2t}^2 - w_1^2}{w_{2t}^2} \right]^{-0,5} \quad \text{или}$$

$$\mu_2^{\text{вл}} / \mu_2^{\text{п.п}} = x_2^{-0,5(1 - \sin \beta_2 / \sin \beta_1)}. \quad (3.14)$$

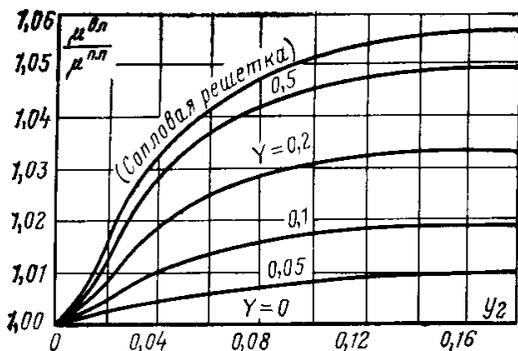


Рис. 3.5. Влияние влажности пара в выходном сечении решетки на коэффициенты расхода: $Y = \sin \beta_2 / \sin \beta_1$.

При небольших отклонениях режима от расчетного коэффициенты расхода решеток μ_1 , μ_2 и скорости φ , ψ можно считать постоянными.

Для активной ступени, когда степень реактивности мала, например для регулирующей ступени, с небольшой погрешностью можно рассматривать ступень при анализе ее работы на переменном режиме как одну сопловую решетку. При степени реактивности $\rho \geq 0,07$ необходимо анализировать влияние рабочей решетки на процесс течения в ступени.

Пример 3.1. Определить расход пара через суживающуюся сопловую решетку, если известны параметры торможения перед ней $p_0^* = 0,12$ МПа, $t_0^* = 140$ °С и давление пара за ней $p_1 = 0,075$ МПа. Выходная площадь $F = 206 \cdot 10^{-4}$ м². Коэффициент расхода $\mu_1 = 0,97$.

Решение:

1. Отношение давлений $\varepsilon = p_1 / p_0^* = 0,625 > \varepsilon_{кр} \rightarrow$ дозвуковое течение. По сетке расходов или уравнению эллипса (3.7) находим приведенный расход $\rightarrow q = 0,985$.

2. Удельный объем пара на входе определяем в h, s -диаграмме по параметрам торможения $v_0^* = 1,571$ м³/кг.

3. Тогда расход пара через решетку $G = qG^* = \mu_1 q \chi F (p_0^* / v_0^*)^{0,5} = 0,97 \cdot 0,985 \cdot 0,667 \cdot 206 \cdot 10^{-4} (0,12 \cdot 10^6 / 1,571)^{0,5} = 3,63$ кг/с.

Пример 3.2. Найти коэффициент полных потерь данной решетки при угле входа $\beta_1 = 50^\circ$. Коэффициент полных потерь при расчетном режиме обтекания дозвуковой рабочей решетки $\xi = 0,102$. Расчетный угол входа в относительном движении $\beta_{1отн} = 30^\circ$, угол выхода потока $\beta_2 = 27^\circ$, относительная высота решетки $l_{отн} = l_2 / b_2 = 0,7$.

Решение:

1. $k_{вх} = 0,3(1 + 0,5/l_{отн}) = 0,514$.

2. Потери от нерасчетного входа находим по уравнению (3.12)

$\Delta_{вх} = 0,0845$.

3. Коэффициент полных потерь данной решетки составляет

4. $\xi_{п} = \xi + \Delta_{вх} = 0,102 + 0,0845 = 0,1865$.

3.3. Изменение степени реактивности ступени

При изменении режима работы ступени меняется такая важная ее характеристика, как степень реактивности $\rho = H_{0p}/H_0$. Степень реактивности влияет на надежность и экономичность ступени и турбины в целом, поэтому необходим детальный анализ ее изменения при различных отклонениях режима от расчетного.

3.3.1. Влияние отношения скоростей

Сначала проанализируем, как меняется реактивность ступени при изменении отношения скоростей u/c_ϕ . При этом будем предполагать, что число M_ϕ не влияет на степень реактивности. Запишем уравнение неразрывности для выходных сечений сопловой F_1 и рабочей решеток при докритическом режиме и получим:

$$\frac{G_1}{G_2} = \frac{\mu_1 F_1 c_{1t} / v_{1t}}{\mu_2 F_2 w_{2t} / v_{2t}}. \quad (3.15)$$

Обозначив все параметры и характеристики ступени при расчетном режиме индексом 0, получим отношение

$$\frac{w_{2t} / c_{1t}}{(w_{2t} / c_{1t})_0} = \frac{G_2 / G_1}{(G_2 / G_1)_0} \frac{F_1 / F_2}{(F_1 / F_2)_0} \frac{\mu_1 / \mu_2}{(\mu_1 / \mu_2)_0} \frac{v_{2t} / v_{1t}}{(v_{2t} / v_{1t})_0}. \quad (3.16)$$

Будем считать, что размеры ступени не изменились, т.е. $F_1 / F_2 = (F_1 / F_2)_0$, относительная доля утечек также постоянна, т.е. $G_1 / G_2 = (G_1 / G_2)_0$, коэффициенты расхода при изменении u/c_ϕ меняются незначительно: $\mu_1 / \mu_2 = (\mu_1 / \mu_2)_0$, а также примем в первом приближении, что отношение удельных объемов за решетками также останется постоянным $v_{2t} / v_{1t} = \text{const}$. Тогда из (3.16) следует, что

$$w_{2t} / c_{1t} = (w_{2t} / c_{1t})_0. \quad (3.17)$$

Из (3.17) следует, что при изменении u/c_ϕ за счет изменения окружной скорости u и постоянном теплоперепаде сопловой решетки $c_{1t} = \text{const}$, относительная скорость выхода из рабочей ре-

шетки также должна оставаться неизменной $w_{2t} = \text{const}$. При углах входа в рабочую решетку $\beta_1 < 90^\circ$ увеличение окружной скорости u приведет к уменьшению входной скорости в рабочую решетку w_1 , а, следовательно, степень реактивности должна увеличиться при увеличении u/c_ϕ , согласно выражению $w_{2t} = \sqrt{2\rho\bar{H}_0 + w_1^2}$, т.е. поток в рабочей решетке должен ускориться, чтобы компенсировать уменьшение скорости w_1 . Наоборот, при углах входа $\beta_1 > 90^\circ$ степень реактивности должна уменьшиться.

Качественный анализ дополним выводом формул для определения изменения степени реактивности $\Delta\rho = \rho - \rho_0$ при изменении $\Delta u/c_\phi = u/c_\phi - (u/c_\phi)_0$.

Запишем отношение;

$$\frac{\rho}{1-\rho} = \frac{H_{0p}}{H_{0c}} = \frac{w_{2t}^2 - w_1^2 + 2\Delta H_{\text{вх}}}{c_{1t}^2}, \quad (3.18)$$

в котором условно выделена потеря энергии на входе в рабочую решетку из-за нерасчетного угла входа β_1 .

Отношение скоростей на выходе из сопловой и рабочей решеток после ряда несложных преобразований запишем в виде:

$$\left(\frac{w_{2t}}{c_{1t}}\right)^2 = \frac{\varphi^2(1-\rho) + (u/c_\phi)^2 - 2\varphi\cos\alpha_1(u/c_\phi)\sqrt{1-\rho} + \rho}{1-\rho}.$$

Тогда согласно (3.17) получим формулу для оценки изменения степени реактивности при отклонении режима от расчетного

$$\frac{1-\rho}{1-\rho_0} = \frac{\varphi^2(1-\rho) + (u/c_\phi)^2 - 2\varphi\cos\alpha_1(u/c_\phi)\sqrt{1-\rho} + \rho}{\varphi^2(1-\rho_0) + (u/c_\phi)_0^2 - 2\varphi\cos\alpha_1(u/c_\phi)_0\sqrt{1-\rho_0} + \rho_0}.$$

Принимая $\varphi = \text{const}$ и $\alpha_1 = \text{const}$ и пренебрегая членами второго порядка малости $(\Delta\rho)^2$ и $\Delta\rho\Delta u/c_\phi$, получим квадратичную зависимость относительного изменения реактивности от изменения отношения скоростей

$$\frac{\Delta\rho}{1-\rho_0} = A \frac{\Delta x_\phi}{x_{\phi 0}} - B \left(\frac{\Delta x_\phi}{x_{\phi 0}} \right)^2, \quad (3.19)$$

где $A = \left[\left(\varphi x_{\phi 0} \cos \alpha_1 \sqrt{1-\rho_0} - x_\phi^2 \right)^{-1} - 1 \right]^{-1}$; $B = (1 + A/2) x_{\phi 0}^2$. Коэффициенты A и B являются функцией двух параметров $x_{\phi 0}$ и $\varphi \cos \alpha_1 \sqrt{1-\rho_0}$. Если изменение параметра u/c_ϕ невелико, можно пренебречь вторым членом правой части уравнения (3.19), тогда изменение степени реактивности запишется так:

$$\Delta\rho = A(1-\rho_0) \frac{\Delta x_\phi}{x_{\phi 0}}. \quad (3.20)$$

С увеличением расчетной степени реактивности ρ_0 , т.е. с увеличением расчетного угла β_1 , коэффициент A уменьшается и при $\rho_0 = 0,5$ (когда $\beta_1 = 90^\circ$) стремится к нулю $A = 0$. Таким образом, для реактивной ступени при изменении параметра u/c_ϕ изменения степени реактивности не происходит. При $\beta_1 > 90^\circ$ коэффициент $A < 0$, и с увеличением u/c_ϕ реактивность уменьшается.

Упростив формулу (3.20), получим простую формулу для качественной оценки изменения степени реактивности ступени при изменении u/c_ϕ :

$$\frac{\Delta\rho}{1-\rho_0} = (0,5 - \rho_0) \frac{\Delta x_\phi}{x_{\phi 0}}. \quad (3.21)$$

Согласно (3.21), *относительное изменение степени реактивности активной ступени пропорционально относительному изменению отношения скоростей*. Формула (3.20) подтверждается экспериментальными данными (рис.3.6).

Проанализируем влияние изменения удельного объема, которым мы пренебрегли при выводе формулы (3.19). Если теплоперепад ступени невелик, и течение в решетках можно рассматривать как течение несжимаемой жидкости, то изменение удельных объемов пара неощутимо. При больших теплоперепадах, хотя и докритических, увеличение степени реактивности означает, что

в (3.16) $v_{2t}/v_{1t} > (v_{2t}/v_{1t})_0$, и, следовательно, скорость w_{2t} возрастает, что возможно только при дополнительном увеличении степени реактивности из-за влияния изменения удельных объемов.

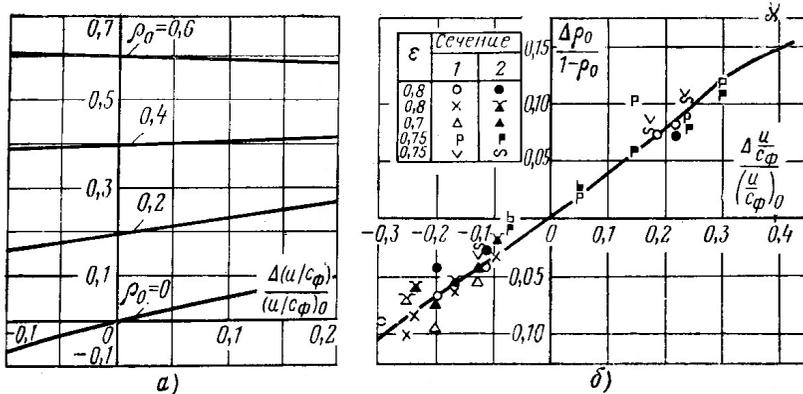


Рис. 3.6. Изменение степени реактивности ступени в зависимости от изменения отношения скоростей $u/c\phi$:

a – при разных ρ_0 ; *б* – сопоставление опытных данных с расчетами по 3.19 (—);
1 – периферийное сечение; 2 – корневое сечение

Таким образом, в действительности степень реактивности возрастет еще больше, чем по (3.19). При дозвуковых скоростях это изменение степени реактивности очень небольшое, поэтому для определения суммарного изменения степени реактивности предлагается использовать свойство аддитивности

$$\Delta \rho = \Delta \rho_{x\phi} + \Delta \rho_v, \text{ где } \Delta \rho_v = 0,65 \frac{\Delta(v_{2t}/v_{1t})}{(v_{2t}/v_{1t})}. \quad (3.22)$$

3.3.2. Влияние объемного расхода и частоты вращения

При использовании параметра z для анализа переменного режима получается не менее удобная для расчетов формула:

$$\frac{\Delta \rho}{1 - \rho_0} = A' \frac{\Delta z}{z_0}, \text{ где } A' = (\phi \cos \alpha_1)^2 (0,5 - \rho_0).$$

Приняв $(\varphi \cos \alpha_1)^2 = 0,9$, получим зависимость изменения степени реактивности от изменения числа оборотов и относительного объемного расхода:

$$\frac{\Delta\rho}{1-\rho_0} = 0,9(0,5-\rho_0) \left(\frac{(GV_2)_0}{GV_2} \frac{n}{n_0} - 1 \right). \quad (3.23)$$

Из уравнения (3.23) следует, что для турбин с переменной частотой вращения относительное изменение степени реактивности активных ступеней пропорционально изменению числа оборотов:

$$\frac{\Delta\rho}{1-\rho_0} = 0,9(0,5-\rho_0) \frac{\Delta n}{n_0}. \quad (3.24)$$

Для стационарных турбин изменение степени реактивности ступени при изменении объемного расхода определяется выражением:

$$\frac{\Delta\rho}{1-\rho_0} = 0,9(0,5-\rho_0) \left(\frac{(GV_2)_0}{GV_2} - 1 \right). \quad (3.25)$$

Приведенные выше формулы (3.19) – (3.23) для изменения степени реактивности при отклонении режима работы от расчетного базировались на уравнении неразрывности в предположении дозвукового течения в сопловых и рабочих решетках.

Они могут быть использованы при небольших сверхзвуковых скоростях $M_{1t} = c_{1t}/a_1 < 1,1$, когда отклонение потока в ком срезе сопловой решетки невелико.

Рассмотрим изменение степени реактивности ступени при постоянных начальных параметрах $p_0 = \text{const}$, $h_0 = \text{const}$ и увеличению теплоперепада за счет понижения давления за ступенью p_2 . При расчетном режиме скорости потока в решетках дозвуковые. До достижения критического режима $M_2 = 1$ увеличение теплоперепада ведет к уменьшению степени реактивности, при дальнейшем снижении давления p_2 каналы рабочей решетки запираются, и давление за сопловой решеткой p_1 уже не будет изменяться. Теплоперепад ступени будет возрастать только за счет увеличения

отношения p_1/p_2 . Это приведет к росту степени реактивности, как показано на рис. 3.7. Следовательно, определение степени реактивности только в зависимости от u/c_ϕ недопустимо при больших теплоперепадах ступени.

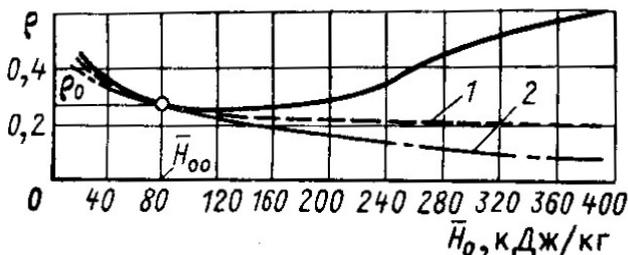


Рис. 3.7. Изменение реактивности ступени в зависимости от располагаемого теплоперепада при постоянных параметрах на входе и $n = \text{const}$:

1 – расчет по (3.19); 2 – расчет по (3.21)

Пример 3.3. В одноступенчатой экспериментальной паровой турбине при отношении скоростей $(u/c_\phi)_0 = 0,498$ получены степень реактивности $\rho_0 = 0,142$ и относительный внутренний КПД $\eta_{oi} = 0,863$.

При неизменных параметрах пара на входе и давления за ней изменялась скорость вращения. Определить степень реактивности ρ при изменении частоты вращения $n_1 = 0,8n_0$ и $n_2 = 1,3n_0$. Скорости дозвуковые; влиянием протечек в ступени пренебречь.

Решение:

1. Найдем относительные параметры $(u/c_\phi)/(u/c_\phi)_0$ для переменных режимов: $(u/c_\phi)_1/(u/c_\phi)_0 = n_1/n_0 = 0,8$ и $(u/c_\phi)_2/(u/c_\phi)_0 = 1,3$.

2. Изменение степени реактивности находим по формуле (3.21):
 $\Delta\rho_1 = (1 - \rho_0)(0,5 - \rho_0)[(u/c_\phi)_1/(u/c_\phi)_0 - 1] = (1 - 0,142)(0,5 - 0,142)[0,8 - 1] = -0,0614$;

$$\Delta\rho_2 = (1 - 0,142)(0,5 - 0,142)[1,3 - 1] = 0,0921$$

3. Степень реактивности на переменных режимах
 $\rho_1 = \rho_0 + \Delta\rho_1 = 0,142 - 0,0614 = 0,0806$; $\rho_2 = 0,142 + 0,0921 = 0,2341$.

3.3.3. Влияние изменения площади решеток

Выходные площади сопловых и рабочих решеток могут отличаться от их расчетных значений по следующим причинам:

1. Образование отложений в проточной части.
2. Неточности при изготовлении или ремонте, например, отгиб выходных кромок.
3. Реконструкция турбины с изменением проточной части.

Введем параметр изменения площади решеток $f = F_1/F_2$. Примем в первом приближении, что при изменении площади решеток отношение $x_1 = u/c_1$ остается неизменным, что означает при постоянной частоте вращения постоянство теплоперепада сопловой решетки. По аналогии с предыдущим будем считать $\mu_1 / \mu_2 = (\mu_1 / \mu_2)_0$, $v_{2t}/v_{1t} = \text{const}$.

Используя формулу (3.18) и считая, что коэффициент скорости сопловой решетки изменяется мало, $\varphi = \text{const}$, как и $\cos\alpha_1$, запишем следующее выражение:

$$\frac{\rho}{1-\rho} - \frac{\rho_0}{1-\rho_0} = \left(\frac{w_{2t}}{c_{1t}} \right)^2 - \left(\frac{w_{2t}}{c_{1t}} \right)_0^2. \quad (3.26)$$

С другой стороны, согласно уравнению (3.16) и принятым допущениям

$$\frac{f}{f_0} = \frac{w_{2t} / c_{1t}}{(w_{2t} / c_{1t})_0}. \quad (3.27)$$

Подставив (3.27) в (3.26) получим зависимость, связывающую изменение площади решеток со степенью реактивности

$$\frac{\rho}{1-\rho} - \frac{\rho_0}{1-\rho_0} = \left(\frac{w_{2t}}{c_{1t}} \right)_0^2 \left[\left(\frac{f}{f_0} \right)^2 - 1 \right].$$

Обозначив $\Delta f = f - f_0$, найдем относительное изменение степени реактивности при изменении площади решеток, пренебрегая при этом величинами второго порядка малости:

$$\frac{\Delta \rho_f}{(1-\rho_0)^2} = 2 \left(\frac{w_{2t}}{c_{1t}} \right)_0^2 \frac{\Delta f}{f_0}. \quad (3.28)$$

Если рассмотреть более общий случай, приняв, что при изменении площадей x_Φ остается постоянным, то получим выражение аналогичное (3.28):

$$\frac{\Delta\rho_f}{(1-\rho_0)^2} = k \frac{\Delta f}{f_0}, \text{ где } k = \frac{2(w_{2t}/c_{1t})_0^2}{1 + (x_\Phi)_0^2 - \varphi(x_\Phi)_0 \cos \alpha_1 \sqrt{1-\rho_0}}. \quad (3.29)$$

Представим выражение (3.29) в более простом виде:

$$\Delta\rho_f = (1-\rho_0)^2 k \frac{\Delta f}{f_0} = k_f \frac{\Delta f}{f_0} \quad (3.30)$$

Для большинства нерегулируемых ступеней ЦВД и ЦСД турбин активного типа $k_f = 0,65$, для аналогичных ступеней турбин реактивного типа $k_f = 0,5$, для регулирующих ступеней $k_f = 0,8 \div 0,9$, при $\varepsilon < 0,6$ для последних ступеней ЦСД и ступеней ЦНД $k_f = 0,45 \div 0,6$.

Анализ уравнения (3.30) показывает, что *при увеличении площади сопловой решетки или уменьшении площади рабочей решетки ($\Delta f > 0$) степень реактивности возрастает, и, наоборот, при $\Delta f < 0$ (уменьшение площади сопловой решетки или увеличение рабочей) степень реактивности снижается.*

Для учета изменения удельных объемов при изменении площади решеток вводится поправка $\Delta\rho_f$, вычисляемая аналогично формуле (3.22), тогда общее изменение степени реактивности определяется как

$$\Delta\rho = \Delta\rho_f + \Delta\rho_v.$$

Пример 3.4. Ступень стационарной паровой турбины на расчетном режиме имеет начальные параметры $p_{00} = 0,814$ Мпа; $t_{00} = 330^\circ\text{C}$ и следующие характеристики: $(u/c_\Phi)_0 = 0,535$; $\rho_0 = 0,28$; $p_{20} = 0,615$; $\alpha_{10} = 14^\circ$; $\varphi = 0,974$. В результате ремонта был изменен угол выхода сопловой решетки $\alpha_{11} = 15,5^\circ$. Как изменится степень реактивности при том же расходе и неизменных параметрах за ступенью?

Решение:

1. Изменение степени реактивности будет складываться из двух составляющих: изменения площади решеток $\Delta\rho_f$ и изменения отношения $u/c_\Phi - \Delta\rho_1$:

$$\Delta\rho = \Delta\rho_f + \Delta\rho_1.$$

2. По формуле (3.29) $\Delta p_f = 0,65\Delta f/f = 0,65(\sin 15,5^\circ / \sin 14^\circ - 1) = 0,067$.

3. По условию задачи размеры рабочей решетки не изменились, поэтому при постоянном расходе $G = \text{const}$ неизменным будет и давление пара за сопловой решеткой: $p_{11} = p_{10} = 0,672$ МПа (находим по h, s -диаграмме). Тогда новое давление перед сопловой решеткой найдем по формуле:

$$\varepsilon_0 = p_{01}/p_{00} = G_1/G_0 (T_{01}/T_{00})^{0,5} (q_{10}/q_{11})(F_{10}/F_{11}),$$

где $q_{10} = f(\kappa, p_{10}/p_{00})$, а $q_{11} = f(\kappa, p_{11}/p_{01})$. По сетке расходов при $\varepsilon_{10} = 0,672/0,814 = 0,825 \rightarrow q_{10} = 0,785$.

4. Поскольку давление полного торможения на новом режиме p_{01} неизвестно, то потребуются несколько приближений для определения q_{11} . В первом приближении примем: $\varepsilon_0 = F_{10}/F_{11} = \sin \alpha_{130}/\sin \alpha_{11} = 0,2419/0,2672 = 0,905$, тогда $p_{01} = \varepsilon_0 p_{00} = 0,905 \cdot 0,814 = 0,737$ МПа, отсюда $\varepsilon_{11} = 0,672/0,737 = 0,912 \rightarrow q_{11} = 0,618$. Окончательно получим $\varepsilon_0 = 0,904$; $\varepsilon_{11} = 0,912$.

5. Найдем изменение отношения скоростей, используя известную формулу для определения теплоперепада H_0 :

$$(u/c_\Phi)_1/(u/c_\Phi)_0 = [(1 - (0,825)^{\kappa-1/\kappa})/(1 - (0,912)^{\kappa-1/\kappa})]^{0,5} = 1,437.$$

6. По уравнению (3.21) $\Delta p_1 = (1 - \rho_0)(0,5 - \rho_0)[(u/c_\Phi)_{11}/(u/c_\Phi)_0 - 1] = (1 - 0,28)(0,5 - 0,28)[1,437 - 1] = 0,069$; отсюда степень реактивности при изменении угла сопловой решетки $\rho_1 = 0,28 + 0,067 + 0,069 = 0,416$.

3.3.4. Влияние утечек через уплотнения

Изменение утечек пара через уплотнения при отклонении режима от расчетного также влияет на степень реактивности ступени. Вывод приближенных формул для оценки влияния утечек базируется на раздельном учете надбандажной и корневой утечек. Сначала рассмотрим утечку через зазор над рабочими лопатками. Тогда расход пара через сопловую решетку равен сумме расходов через рабочую решетку и зазор. На основании уравнения неразрывности получим:

$$\frac{\mu_1 F_1 c_{1r}}{V_{1r}} = \frac{\mu_2 F_2 w_{2r}}{V_{2r}} + \frac{\mu_6 F_6 c_{6r}}{V_{26r}}, \quad (3.31)$$

где $F_6 = \pi d_{\text{п}} \delta_r k_y \sqrt{z_y}$ – эквивалентная площадь зазора над бандажом. Запишем (3.31) в следующем виде:

$$\mu_1 F_1' c_{1t} / v_{1t} = \mu_2 F_2 w_{2t} / v_{2t}, \text{ где } F_1' = F_1 \left(1 - \frac{\mu_6 F_6}{\mu_1 F_1} \sqrt{\frac{\rho_{\text{п}}}{1-\rho}} \right). \quad (3.32)$$

Величина F_1' – фиктивная площадь сопловой решетки, а скорость через надбандажное уплотнение определяется выражением $c_{6t} = \sqrt{2\rho_{\text{п}} H_0}$.

Следовательно, приращение степени реактивности, вызванное утечкой поверх бандажа, $\Delta\rho_y$ можно вычислить как изменение степени реактивности, вызванное уменьшением площади сопловой решетки от F_1 до F_1' . Из (3.30) получим:

$$\Delta\rho_y = -0,65 \frac{\mu_6 F_6}{\mu_1 F_1} \sqrt{\frac{\rho_{\text{п}}}{1-\rho}}. \quad (3.33)$$

Изменение степени реактивности, вызванное подсосом пара в корневой зазор, происходит не только из-за увеличения количества пара, проходящего через рабочую решетку, но и вследствие торможения струи пара, выходящей из сопловой решетки. Скорость пара в зазоре между решетками в предположении полного смещения может быть найдена по уравнению количества движения:

$$c_1' = c_1 \frac{G}{G + \Delta G_{\text{п}}}.$$

Относительная скорость пара на выходе из рабочей решетки возрастет из-за увеличения расхода через нее:

$$w_2' = w_2 \frac{G + \Delta G_{\text{п}}}{G}.$$

Изменение отношения скоростей

$$\frac{w_2'}{c_1'} = \frac{w_2}{c_1} \left(1 + \frac{\Delta G_{\text{п}}}{G} \right)^2 \quad (3.34)$$

приведет к возрастанию степени реактивности. Подставив (3.34) в (3.29), получим приращение степени реактивности при подсосе:

$$\Delta\rho = 1,3 \Delta G_{\text{п}} / G. \quad (3.35)$$

Аналогичный вывод для утечек в корневой зазор приводит к формуле:

$$\Delta\rho = -0,65\Delta G_y / G. \quad (3.36)$$

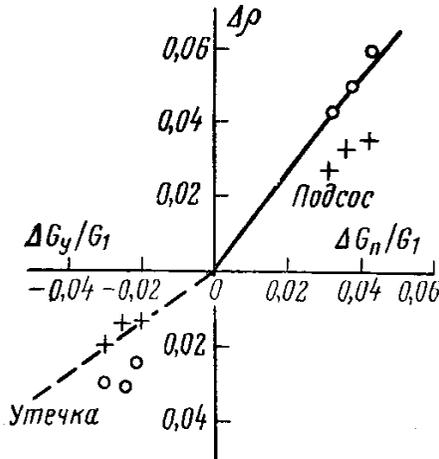


Рис. 3.8. Изменение степени реактивности при подсосе и утечке при $u/c_\phi = 0,54$: в корневом сечении (°); в периферийном сечении (+)

На рисунке 3.8 приведено сравнение расчетов по формулам (3.35) и (3.36) с опытами ЛМЗ. Некоторое расхождение с опытными данными объясняется принятыми упрощениями при выводе формул. Следует отметить, что рассчитать саму утечку ΔG_y (или подсос) через корневой зазор довольно сложно, так как она зависит от утечек через диафрагменное уплотнение и разгрузочные отверстия в дисках, а также от эжектирующего действия потока, выходящего из сопловой решетки.

3.4. Изменение КПД ступени

Изменение режима работы ступени сказывается на ее экономичности. Это влияние зависит от расчетных параметров ступени, т.е. от $(u/c_\phi)_0$, степени реактивности ρ_0 и отношения давлений $\varepsilon_{ст}$, определяющих расчетные числа M_1 и M_2 , от характеристик решеток и конструктивных размеров ступени.

Если ступень спроектирована так, чтобы на расчетном режиме обеспечивалась максимальная экономичность, то изменение режима работы приведет к уменьшению КПД. Однако по условиям технико-экономической оптимизации и унификации ступень может проектироваться и на условия, не соответствующие максимальному КПД. В этом случае отклонения от расчетного режима могут привести к увеличению КПД.

Рассмотрим, как меняется относительный лопаточный КПД ступени при изменении режима ее работы. По определению

$$\eta_{о.л} = \frac{\bar{H}_0 - \Delta H_c - \Delta H_p - \Delta H_{в.с.}}{\bar{H}_0}. \quad (3.37)$$

Потери в решетках и с выходной скоростью равны:

$$\Delta H_c = (1 - \varphi^2) c_{1t}^2 / 2; \quad \Delta H_p = (1 - \psi^2) w_{2t}^2 / 2; \quad \Delta H_{в.с.} = c_2^2 / 2,$$

а потери на входе в рабочую решетку удобно выразить в долях кинетической энергии, соответствующей абсолютной скорости выхода потока из сопловой решетки:

$$\Delta H_{вх} = 0,5 k_{вх} c_1^2 \left[(u / c_1) - (u / c_1)_0 \right]^2. \quad (3.38)$$

Тогда из (3.37) и, обозначив $x_1 = u / c_1$, с учетом (3.38) найдем:

$$\eta_{о.л} = \frac{2u(c_1 \cos \alpha_1 + w_2 \cos \beta_2 - u)}{(1 - \varphi^2) c_{1t}^2 + w_{2t}^2 - u^2 + 2uc_1 \cos \alpha_1 + k_{вх} c_1^2 \left[\frac{u}{c_1} - \frac{u}{c_{10}} \right]^2}.$$

Используя соотношение (3.17), получим:

$$\eta_{о.л} = \frac{2\varphi x_1 (\varphi \cos \alpha_1 - \varphi x_1 + \psi \cos \beta_2 (w_{2t} / c_{1t})_0)}{1 + \varphi^2 (2x_1 \cos \alpha_1 - x_1^2 + k_{вх} (x_1 - x_{10})^2 - 1) + (w_{2t} / c_{1t})_0^2}. \quad (3.39)$$

Если для нового режима известен теплоперепад ступени \bar{H}_0 , то $x_1 = x_\phi / (\varphi \sqrt{1 - \rho})$, где новое значение ρ подсчитывается по уравнению (3.21).

Если же для нового режима известен объемный пропуск пара за ступенью GV_2 , то, используя параметр z , из (3.39) получим:

$$\eta_{о.л} = \frac{2z \left(\varphi \cos \alpha_1 \left(\frac{c_{1t}}{w_{2t}} \right)_0 + \psi \cos \beta_2 - z \right)_0}{1 + (1 - \varphi^2) \left(\frac{c_{1t}}{w_{2t}} \right)_0^2 - z^2 + 2\varphi \left(\frac{c_{1t}}{w_{2t}} \right)_0 z \cos \alpha_1 + k_{вх} (z - z_0)^2}. \quad (3.40)$$

Рассмотрим отдельно влияние различных факторов на КПД ступени.

3.4.1. Влияние отношения скоростей на КПД ступени

Изменение отношения скоростей u/c_ϕ при $\varepsilon_{ст} = \text{const}$, например при переменной частоте вращения и постоянном теплоперепаде, приводит к изменению КПД по следующим причинам:

1. Изменение потерь с выходной скоростью, вызванное изменением угла выхода потока из рабочей решетки. Если ступень спроектирована на угол $\alpha_2 \approx 90^\circ$, то любое изменение u/c_ϕ приводит к увеличению потерь с выходной скоростью $\Delta H_{вс}$. Часто, особенно при небольшой мощности, ступени проектируются на угол $\alpha_2 < 90^\circ$, тогда некоторое увеличение u/c_ϕ может привести к уменьшению потерь с выходной скоростью, а уменьшение u/c_ϕ увеличит эти потери значительно. Относительные потери с выходной скоростью $\xi_{вс}$ (кроме ступеней низкого давления) примерно равны

$$\xi_{вс} = \varphi^2 \sin^2 \alpha_1 (1 - \rho)$$

и, следовательно, меньше при малых значениях угла α_1 и большей расчетной степени реактивности ρ_0 .

2. Изменение угла входа в рабочую решетку β_1 , приводящее к неоптимальному обтеканию рабочей решетки на входном участке, причем увеличение u/c_ϕ больше увеличивает входные потери, чем уменьшение u/c_ϕ . (рис. 3.4) Особенно велико влияние уменьшения угла β_1 на $\xi_{вс}$ в ступени с короткими лопатками из-за существенного увеличения концевых потерь в рабочей решетке, согласно формуле (3.12).

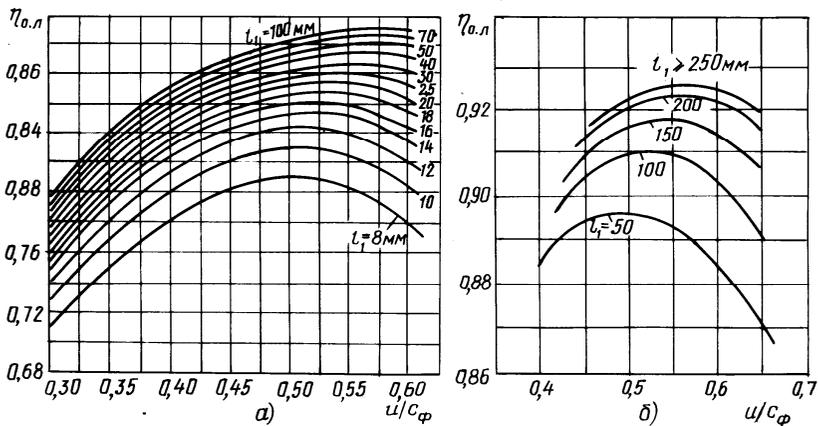


Рис. 3.9. Зависимость отдельных составляющих потерь и относительного КПД ступени от изменения отношения скоростей u/c_ϕ при $\varepsilon = \text{const}$: а – активная ступень, б – реактивная ступень; опыт (---), расчет (—)

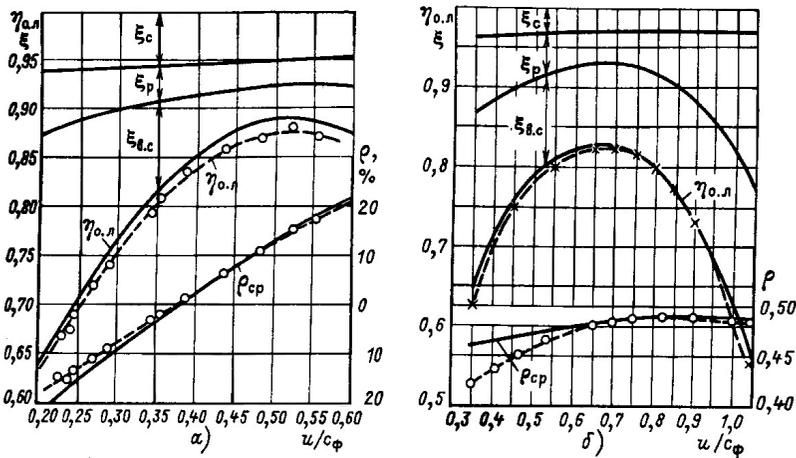


Рис. 3.10. КПД ступени $\eta_{о.л.}$ в зависимости от отношения скоростей (опыты) для ступеней с разной высотой лопаток постоянного (а) и переменного (б) профиля

Потери в активной ступени будут меняться в большей мере, чем в реактивной. Это объясняется, во-первых, тем, что степень реактивности в реактивной ступени при изменении u/c_ϕ мало меняется. Во-вторых, расчетные углы β_{10} в активных ступенях меньше, а при малых углах потери от нерасчетного входа значительнее.

3. Изменение потерь в сопловой решетке, вызванное изменением степени реактивности ρ , а, следовательно, изменением теплоперепада на сопловую решетку $H_{0c} = \bar{H}_0 (1 - \rho_0)$. В зависимости от типа решетки снижение относительной скорости M_1 может привести к росту потерь ξ_c .

4. Изменение дополнительных потерь (трения диска, утечек, парциальности, влажности), которые возрастают с увеличением u/c_ϕ .

На рисунке 3.9 приведены расчетные и экспериментальные зависимости отдельных составляющих потерь и относительного лопаточного КПД, а также степени реактивности активных и реактивных ступеней от u/c_ϕ .

Обычно при проектировании и отработке серии ступеней строятся графики зависимости относительного лопаточного КПД $\eta_{ол}$ от u/c_ϕ . На рисунке 3.10 показаны такие графики для ступеней активного типа МЭИ-КТЗ, которыми можно пользоваться при определенных геометрических и конструктивных характеристиках ступени. Они построены по данным испытаний в экспериментальных турбинах при $\varepsilon_{ст} = \text{const}$ и $n = \text{var}$.

3.4.2. Влияние отношения давлений $\varepsilon_{ст}$ на КПД ступени

При неизменном отношении скоростей $u/c_\phi = \text{const}$ (например, при одновременном увеличении теплоперепада и частоты вращения) изменение отношения давлений в ступени $\varepsilon_{ст} = p_2 / \bar{p}_{00}$ вызывает изменение относительного внутреннего КПД ступени η_{oi} . Причинами этого являются:

1. Изменение потерь при обтекании решеток в зависимости от чисел M_1 и M_2 . Особенно ощутимо это изменение, если из докритического режим течения в одной из решеток переходит в критический, и наоборот (раздел 3.2).

При расчетных условиях критические скорости в стационарных паровых турбинах встречаются в ступенях низкого давления, а также в регулирующих ступенях, обычно при выполнении их двухвенечными. Значительные изменения теплоперепада ступени и тем самым чисел M_1 и M_2 присущи последним ступеням турбин и предотборным ступеням теплофикационных турбин, что анализируется в разделе 4.2. Для детального учета влияния чисел M_1 и M_2 при изменении $\epsilon_{ст}$ необходимо знать тип решеток и их аэродинамические характеристики.

2. Изменение реактивности ступени и вследствие этого перераспределение теплоперепадов между решетками, изменение угла β_1 , потерь от утечек. Как указывалось выше, влияние этого фактора практически ощутимо при больших теплоперепадах и больше в активных ступенях, нежели в реактивных.

В различных ступенях изменение $\epsilon_{ст}$ по-разному сказывается на η_{oi} . В первую очередь это определяется подбором решеток в ступени. В связи с этим некоторые ступени специально проектируются на повышенный по сравнению с расчетным теплоперепад.

3.4.3. Влияние числа Рейнольдса на КПД ступени

Влияние числа Рейнольдса сказывается на КПД ступени η_{oi} по следующим причинам:

1. Изменение режима течения в сопловой и рабочей решетках (раздел 3.2). В общем случае с уменьшением числа Рейнольдса Re_ϕ и соответственно уменьшением чисел Re_1 и Re_2 снижается КПД ступени.

Однако практически влияние чисел Re обнаруживается при $Re < (1 \div 6) \cdot 10^5$. Влияние числа Рейнольдса на потери при обтекании решеток зависит от режима пограничного слоя, шероховатости обтекаемой поверхности, наличия или отсутствия отрыва. В сильно конфузорном потоке, характерном для больших чисел M , влияние числа Re оказывается меньшим, чем в потоке с малым ускорением;

2. Изменение дополнительных потерь в ступени, которые также зависят от числа Re_ϕ . В первую очередь это относится к потерям от трения диска, поскольку коэффициент трения главным

образом и определяется числом Рейнольдса, и потерям от утечек, так как коэффициенты расхода в зазорах также зависят от соответствующего числа Re .

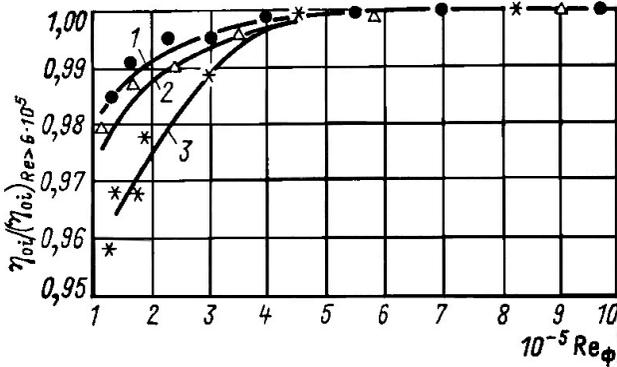


Рис. 3.11. Влияние числа Рейнольдса на КПД турбинной ступени:

1 – $\rho_0 = 0,15$, $\epsilon_{ст} = 0,6$; 2 – $\rho_0 = 0,15$, $\epsilon_{ст} = 0,75$; 3 – $\rho_0 = 0$, $\epsilon_{ст} = 0,8$

На рисунке 3.11 показаны экспериментальные зависимости относительного внутреннего КПД $\eta_{oi} / (\eta_{oi})_{Re > 6 \cdot 10^5}$ от числа Re_ϕ

3.4.4. Обобщенная зависимость КПД ступени от изменения u/c_ϕ

Статистическая обработка экспериментальных данных значительного числа опытов с различного типа ступенями представлена на рис. 3.12. Обобщенная зависимость позволяет определить изменение относительного внутреннего КПД ступени η_{oi} по сравнению с максимальным его значением η_{oi}^{\max} , которое достигается при оптимальном для этой ступени отношении $(u/c_\phi)_{\text{опт}}$.

Эта обобщенная зависимость внутреннего относительного КПД ступени $\bar{\eta}_{oi} = \eta_{oi} / \eta_{oi}^{\max}$ от $\bar{x}_\phi = (u/c_\phi) / (u/c_\phi)_{\text{опт}}$ аппроксимируется кубической параболой вида:

$$\bar{\eta}_{oi} = 2,1\bar{x}_\phi - 1,19\bar{x}_\phi^2 + 0,09\bar{x}_\phi^3. \quad (3.41)$$

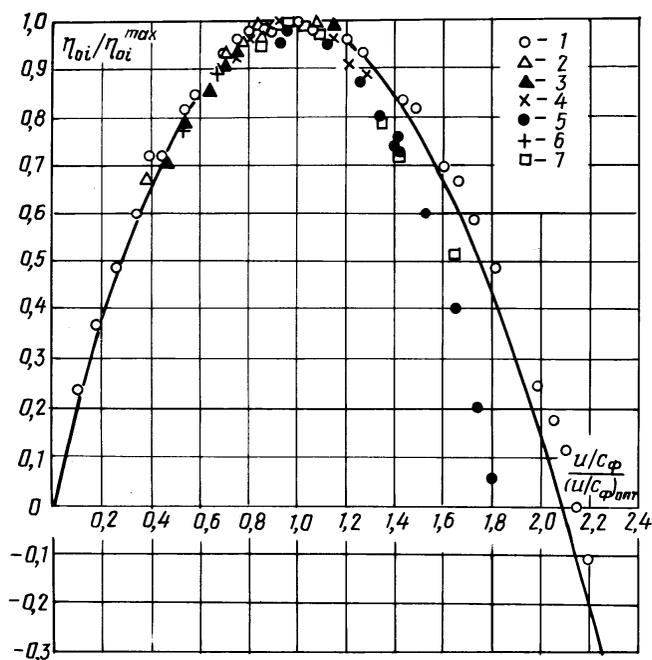


Рис. 3.12. Обобщенная зависимость относительного внутреннего КПД ступени от изменения отношения скоростей:
1-7 – опытные данные различных фирм; расчет по (3.41) (—)

Определение оптимального отношения скоростей при η_{oi}^{\max} с учетом дополнительных потерь выполняется по формуле:

$$\left(\frac{u}{c_\phi}\right)_{\text{опт}} = \frac{\Phi_0 \cos \alpha_{10}}{2\sqrt{1-\rho_0}} \left\{ 1 - \sqrt{1-\rho_0} \left[(\eta_{o,l})_0 - (\eta_{oi})_0 \right] \right\}. \quad (3.42)$$

Если рассматривается ступень турбины для привода электрогенератора с $n = \text{const}$, то правая часть кривой $\bar{\eta}_{oi} = f(\bar{x}_\phi)$ означает уменьшение располагаемого теплоперепада ступени \bar{H}_0 по сравнению с расчетным. В этом случае влияние $\epsilon_{\text{ст}}$ незначительно. Левая часть кривой $\bar{\eta}_{oi} = f(\bar{x}_\phi)$, наоборот, относится к увеличению \bar{H}_0 , где велико влияние $\epsilon_{\text{ст}}$. Здесь совпадение экспериментальных данных с расчетной кривой по уравнению (3.40) имеет большой раз-

брос, так как необходимы поправки на влияние отношения давлений, зависящие в первую очередь от типа решеток.

Зависимость (3.40) также не учитывает влияние числа Re и влажности пара, эти факторы нужно учитывать отдельно.

Ступень переходит в режим потребления мощности при $\eta_{oi} = 0$, тогда согласно зависимости (3.39) значение отношения скоростей при этом равно $\bar{x}_\phi = 2,1$. При $\bar{x}_\phi > 2,1$ ступень будет потреблять мощность. Опыты и расчеты показали, что для оценки потребляемой мощности ступени с короткими лопатками в этих режимах данная зависимость также может быть использована.

Для ступеней с длинными лопатками $\theta = d_2 / l_2 < 10$ нужно сделать поправку на веерность ступени, поскольку в режимах холостого хода происходит изменение пространственной структуры потока

$$(\bar{x}_\phi)_{x.x} = 2,1 \left(1 - \frac{1}{\theta^2} \right) (M_{2icp})_0. \quad (3.43)$$

3.5. Изменение теплоперепада отдельной ступени

Рассмотрим, как меняется теплоперепад отдельной ступени при изменении режима ее работы. Как и при выводе формулы для КПД (3.39), используем соотношение для $\Delta h_{вх}$ и получим:

$$2\bar{H}_0 = (1 - \varphi^2) c_{1l}^2 + w_{2l}^2 - u^2 + 2uc_1 \cos \alpha_1 + k_{вх} c_1^2 \left[\frac{u}{c_1} - \left(\frac{u}{c_1} \right)_0 \right]^2. \quad (3.44)$$

Приведа это соотношение к безразмерному виду и воспользовавшись условием (3.17), запишем окончательную формулу для безразмерного теплоперепада ступени на нерасчетном режиме:

$$\frac{2\bar{H}_0}{u_2^2} = \left[(1 - \varphi^2) \left(\frac{c_{1l}}{w_{2l}} \right)^2 + 1 \right] \frac{1}{z^2} - 1 + 2\varphi \left(\frac{c_{1l}}{w_{2l}} \right) \frac{\cos \alpha_1}{z} + k_{вх} \left(1 - \frac{z_0}{z} \right). \quad (3.45)$$

Для большинства ступеней (кроме реактивных при $\varepsilon_{ст} < 0,6$) можно считать, что $c_{1l} / w_{2l} \approx 0,95 F_2 / F_1$.

Таким образом, безразмерный располагаемый теплоперепад ступени является квадратичной функцией параметра z , т.е. относительного объемного расхода и относительной частоты вращения:

$$\frac{2\bar{H}_0}{u^2} = \frac{A}{z^2} + \frac{B}{z} + C. \quad (3.46)$$

Здесь постоянные A, B, C зависят только от характеристик расчетного режима:

$$\begin{aligned} A &= (1 - \varphi^2) \left(\frac{c_{1t}}{w_{2t}} \right)_0^2 + k_{\text{вх}} \left(\frac{u}{w_{2t}} \right)_0^2 + 1; \\ B &= 2\varphi \left(\frac{c_{1t}}{w_{2t}} \right)_0 \cos \alpha_1 - 2k_{\text{вх}} \left(\frac{u}{w_{2t}} \right)_0; \\ C &= k_{\text{вх}} - 1. \end{aligned} \quad (3.47)$$

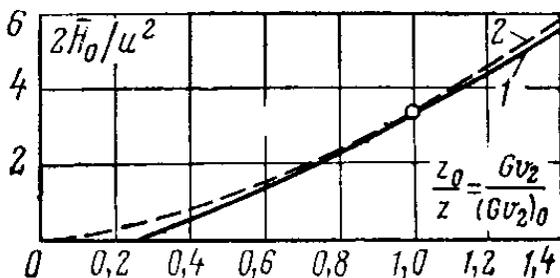


Рис. 3.13. Зависимость безразмерного теплоперепада ступени от относительного объемного расхода пара: 1 - $k_{\text{вх}} = 0,3$; 2 - $k_{\text{вх}} = 1$

На рисунке 3.13 изображена зависимость безразмерного теплоперепада ступени от относительного объемного пропуска пара для турбины с $n = \text{const}$ для двух значений коэффициента $k_{\text{вх}} = 0,3$ и $k_{\text{вх}} = 1$. Из графика видно, что в диапазоне изменения объемного расхода $\overline{GV}_2 = 0,6 \div 1,4$ обе кривые расположены близко, а при значительном изменении расхода $k_{\text{вх}} = 1$. Поэтому для подсчета теплоперепада во всем диапазоне относительных расходов без значительной погрешности можно брать $k_{\text{вх}} = 1$. Тогда параметр C в уравнении (3.46) можно приравнять к нулю $C = 0$.

Пример 3.5. Определить теплоперепад и экономичность ступени стационарной паровой турбины при изменении расхода пара $G_1 = 0,95 G_0$ и конечного давления $p_{21} = 1,5$ МПа. На расчетном режиме ступень имела следующие параметры: $p_0 = 3,351$ МПа; $t_0 = 357^\circ\text{C}$; $p_{20} = 3,04$ МПа; $\rho_0 = 0,371$; $\varphi = 0,965$; $\psi = 0,942$; $\alpha_1 = 15,4^\circ$; $\beta_2 = 18,5^\circ$; $w_{210} = 150,7$ м/с; $u = 138,6$ м/с; $v_{20} = 0,088$; $c_{110} = 181,9$ м/с. В сопловой и рабочей решетке течение остается дозвуковым. Значение удельного объема за ступенью $v_{21} = 0,15830$.

Решение:

1. Параметр z на расчетном режиме

$$z_0 = u/w_{210} = 138,6/150,7 = 0,920, \text{ а на новом режиме}$$

$$z_1 = z_0 (n_1/n_0)(G_0/G_1)(v_{20}/v_{21}) = 0,920 \cdot (1/0,95)(0,088/0,1583) = 0,538.$$

2. Располагаемый теплоперепад определяется по формуле (3,46)

$$H_{01} = (u^2/2)(A/z_1^2 + B/z_1 + C) = (138,6^2/2)(1,935/0,538^2 + 0,415/0,538) = 71,8 \text{ кДж/кг, где } A = (1 - \varphi^2)(c_{110}/w_{210})^2 + z_0^2 + 1 = 1,935;$$

$$B = 2\varphi \cdot (c_{110}/w_{210})\cos\alpha_1 - 2z_0 = 0,415; C = 0.$$

3. Отношение скоростей $u/c_{\phi} = 138,6/(2H_{01})^{0,5} = 0,366$.

4. Относительный лопаточный КПД найдем по формуле (3.40):

$$\eta_{\text{о.л.}} = u^2[\varphi\cos\alpha_1(c_{110}/w_{210}) + \psi\cos\beta_2 - z_1]/(z_1H_{01}) = 138,6^2[0,965 \cdot 0,964 \cdot (181,9/150,7) + 0,942 \cdot 0,948 - 0,538]/[0,538 \cdot 71,6 \cdot 10^3] = 0,737.$$

3.6. Изменение расхода пара через ступень

В активной ступени при $\rho_0 \rightarrow 0$, например, в одновенечной регулирующей ступени, изменение расхода при изменении начальных параметров пара p_0^* и T_0^* и $\varepsilon_{\text{ст}}$ определяется течением в сопловой решетке. При этом для нахождения расхода можно использовать сетку расходов (рис. 3.1) или уравнения (3.4.) – (3.7). На рисунке 3.14 эта зависимость при $p_0^* = \text{const}$ и $T_0^* = \text{const}$ представлена кривой I .

Для ступеней со степенью реактивности $\rho_0 > 0,05$ нужно учитывать влияние второй (рабочей) решетки, поэтому зависимость $G/G_0 = f(p_{01}^*/p_{00}^*, \varepsilon_{\text{ст}})$ уже не будет совпадать с зависимостью $G/G_0 = f(\varepsilon_0, \varepsilon_1)$.

Рассмотрим, как будет меняться расход пара через ступень при неизменных параметрах пара перед сопловой решеткой $p_0^* = \text{const}$ и $T_0^* = \text{const}$.

Уменьшение отношения давлений $\epsilon_{ст} = p_2/p_0^*$ из-за понижения давления p_2 за ступенью приводит к соответствующему понижению давления пара p_1 за сопловой решеткой до тех пор, пока относительная скорость выхода пара из рабочей решетки w_{2l} не достигнет критической.

При докритическом режиме истечения из сопловой решетки расход пара через ступень будет возрастать.

При уменьшении $\epsilon_{ст}$ по сравнению с расчетным значением, что соответствует уменьшению u/c_Φ , согласно уравнению (3.21) степень реактивности будет уменьшаться (штрихпунктирная кривая рис. 3.14).

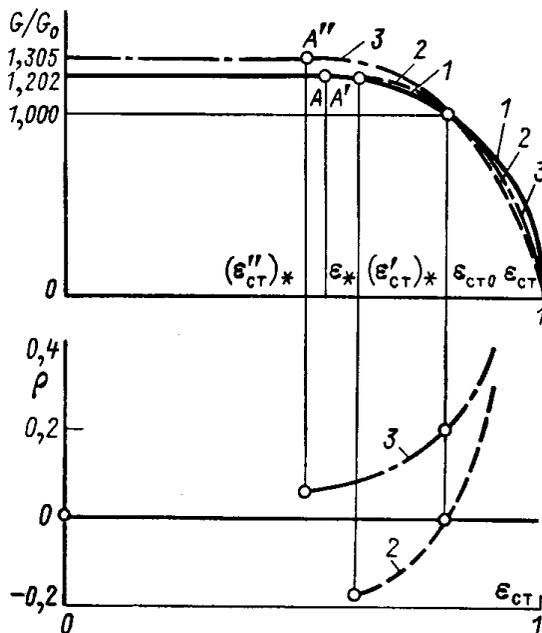


Рис. 3.14. Изменение расхода пара через ступень и степени реактивности в зависимости от $\epsilon_{ст}$ при $\epsilon_{ст0} = 0,8$; $p_0^* = \text{const}$ и $T_0^* = \text{const}$:

1 - $\rho_0 = 0 = \text{const}$; 2 - $\rho_0 = 0$, $\rho = \text{var}$; 3 - $\rho_0 = 0,2$, $\rho = \text{var}$

Это приведет к некоторому увеличению расхода и критический расход будет достигнут раньше, чем в случае одиночной решетки $\varepsilon'_{ст,кр} > \varepsilon_{кр}$. Поэтому зависимость расхода пара через ступень от конечного давления, рассчитанная с учетом изменения степени реактивности (сплошная кривая 2 рис 3.14), не совпадает с кривой 1. Очевидно, что при $\varepsilon_{ст} > \varepsilon_{ст0}$, реактивность будет увеличиваться за счет роста u/c_ϕ и расход пара G/G_0 окажется меньше, чем при $\rho = \text{const}$.

При более высокой степени реактивности на расчетном режиме, например, при $\rho_0 = 0,2$, критический расход в одной из решеток будет достигнут при $\varepsilon''_{ст} < \varepsilon_{кр}$. Тогда, очевидно, при достижении режима $\varepsilon''_{ст} = \varepsilon_{кр}$ расход будет увеличиваться до достижения критического значения в одной из решеток (штрихпунктирная линия 3 на рис.3.14).

При расчете расходных характеристик для оценки изменения степени реактивности можно с достаточной степенью точности можно использовать приближенную формулу $\rho = \frac{p_1 - p_2}{p_0 - p_2}$,

откуда можно определить $\varepsilon_1 = \frac{p_1}{p_0} = \varepsilon_{ст} + \rho(1 - \varepsilon_{ст})$ и $\varepsilon_{ст} = \frac{\varepsilon_1 - \rho}{1 - \rho}$.

Рассмотрим случай изменения отношения скоростей u/c_ϕ при $\varepsilon_{ст} = \text{const}$, характерный для турбин с переменной частотой вращения. С увеличением u/c_ϕ , достигаемым за счет увеличения n , согласно формуле (3.24) реактивность в ступени возрастает и тем самым повышается давление пара p_1 за сопловой решеткой. Если $\varepsilon_1 > \varepsilon_{кр}$ истечение из сопловой решетки докритическое, то при этом расход пара через решетку и тем самым через ступень будет уменьшаться.

С увеличением u/c_ϕ , достигаемым за счет увеличения n , согласно формуле (3.24) реактивность в ступени возрастает и тем самым повышается давление пара p_1 за сопловой решеткой. Если $\varepsilon_1 > \varepsilon_{кр}$ истечение из сопловой решетки докритическое, то при этом расход пара через решетку и тем самым через ступень будет уменьшаться.

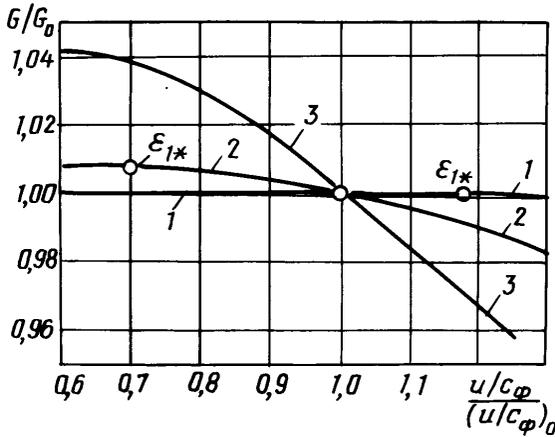


Рис. 3.15. Изменение расхода пара через ступень в зависимости от u/c_{ϕ} при $\epsilon_{cr} = \text{const}$, $p_0^* = \text{const}$ и $T_0^* = \text{const}$

С уменьшением u/c_{ϕ} , наоборот, давление p_1 понижается, и расход пара через ступень будет возрастать до тех пор, пока не наступит критический режим $\epsilon_1 = \epsilon_{кр}$, после чего расход останется неизменным. На рисунке 3.15 показано изменение расхода пара через ступень для нескольких расчетных значений ϵ_{cr} и ρ_0 .

Следует отметить, что при больших утечках в ступени и изменении u/c_{ϕ} реактивность и, следовательно, расход пара меняются в меньшей степени, чем по кривым рис. 3.15, построенным по (3.24).

В частности, в ступенях с парциальным подводом из-за перетечки пара через каналы рабочей решетки, куда из сопловой решетки не поступает активный пар, реактивность меняется незначительно и можно принять, что практически не меняется и расход пара при $e = \text{const}$ и $u/c_{\phi} = \text{var}$.

Если в двух рассматриваемых режимах скорость пара в какой-либо из решеток остается критической, то расход пара через ступень можно определить согласно (3.4) по формуле

$$\frac{G_*}{G_{*0}} = \frac{p_0^*}{p_{00}^*} \sqrt{\frac{T_{00}}{T_0}} = \frac{\epsilon_0}{\sqrt{\tau_0}}. \quad (3.48)$$

Поскольку во многих режимах начальная температура изменяется незначительно, то можно в критических режимах приближенно считать изменение расхода прямо пропорциональным начальному давлению

$$\frac{G_*}{G_{*0}} = \frac{p_0^*}{p_{00}^*} \quad (3.49)$$

Если скорости пара в ступенях турбины меньше критической, то связь между давлениями и расходом пара может быть найдена на основании следующих соображений.

Запишем уравнение неразрывности для выходного сечения сопловой решетки:

$$\begin{aligned} G &= \mu_1 \frac{F_1 c_{1t}}{v_{1t}} = \left[\mu_1 F_1 \frac{\sqrt{2\bar{H}_0}}{v_{2t}} \right] \frac{v_{2t}}{v_{1t}} \sqrt{1-\rho} = \\ &= [qG_{\text{кр}}] \frac{v_{2t}}{v_{1t}} \sqrt{1-\rho}. \end{aligned} \quad (3.50)$$

Выражение в квадратных скобках представляет собой расход пара через сопловую решетку, располагаемый теплоперепад которой равен теплоперепаду ступени \bar{H}_0 , а давление – давлению за ступенью p_2 .

Этот расход может быть найден с помощью упрощенной формулы для приведенного расхода (3.6) которую преобразуем к виду:

$$q^2 = \frac{1}{1-\varepsilon_*} \left[\varepsilon_0^2 - \varepsilon^2 - \frac{\varepsilon_*}{1-\varepsilon_*} (\varepsilon_0 - \varepsilon)^2 \right],$$

где $\varepsilon = p_2 / \bar{p}_{00} = \varepsilon_0 \varepsilon_{\text{ст}}$ – относительное давление в ступени, выраженное в долях от расчетного начального давления пара в ступени; q – относительный расход пара через решетку.

Тогда расход пара через ступень запишется как

$$G = \chi \mu_1 F_1 \sqrt{\frac{p_{00}}{v_{00}}} \sqrt{\frac{1}{1-\varepsilon_*}} \sqrt{\varepsilon_0^2 - \varepsilon^2 - \frac{\varepsilon_*}{1-\varepsilon_*} (\varepsilon_0 - \varepsilon)^2} \sqrt{1-\rho}. \quad (3.51)$$

Учитывая, что $\rho = \rho_0 + \Delta\rho$, из уравнения (3.49) получим отношение расходов:

$$\frac{G}{G_0} = \sqrt{\frac{p_0^2 - p_2^2 - \sigma(p_0 - p_2)^2}{p_{00}^2 - p_{20}^2 - \sigma(p_{00} - p_{20})^2}} \sqrt{\frac{T_{00}}{T_0}} \sqrt{1 - \frac{\Delta\rho}{1 - \rho_0}}, \quad (3.52)$$

где $\sigma = \varepsilon_{кр}/(1 - \varepsilon_{кр})$. Для перегретого пара $\sigma = 1, 2$.

Здесь принято $\frac{v_{2t}/v_{1t}}{(v_{2t}/v_{1t})_0} = 1$ и $\frac{\mu_1}{\mu_{10}} = 1$, что на практике достаточно точно. Выражение $\Delta\rho/(1 - \rho_0)$ может быть определено по формулам (3.21), (3.23). Если предположить, что $\Delta\rho/(1 - \rho_0) \ll 1$, то уравнение (3.52) примет более простой вид:

$$\frac{G}{G_0} = \sqrt{\frac{p_0^2 - p_2^2 - \sigma(p_0 - p_2)^2}{p_{00}^2 - p_{20}^2 - \sigma(p_{00} - p_{20})^2}} \sqrt{\frac{T_{00}}{T_0}}. \quad (3.53)$$

Выражение (3.53) можно еще упростить, считая, что разность квадратов в числителе и знаменателе значительно больше, чем квадрат разности, тогда

$$\frac{G}{G_0} = \sqrt{\frac{p_0^2 - p_2^2}{p_{00}^2 - p_{20}^2}} \sqrt{\frac{1}{\tau_0}}. \quad (3.54)$$

Дальнейшее упрощение (3.54) связано с тем, что изменение начальной температуры на входе в ступень во многих режимах мало, тогда $\tau_0 = 1$, и

$$\frac{G}{G_0} = \sqrt{\frac{p_0^2 - p_2^2}{p_{00}^2 - p_{20}^2}} = \varepsilon_0 \sqrt{\frac{1 - \varepsilon_{кр}^2}{1 - \varepsilon_{кр0}^2}}. \quad (3.55)$$

Для турбин с переменной частотой вращения, если постоянны параметры на входе и давление за ступенью, а меняется только число оборотов турбины, то с помощью выражения (3.23) из (3.52) можно получить отношение расходов:

$$\frac{G}{G_0} = \sqrt{1 - 0,9(0,5 - \rho_0) \frac{\Delta n}{n_0}}. \quad (3.56)$$

На рисунке 3.16 показана такая зависимость, построенная по экспериментальным данным МЭИ и результатам расчетов.

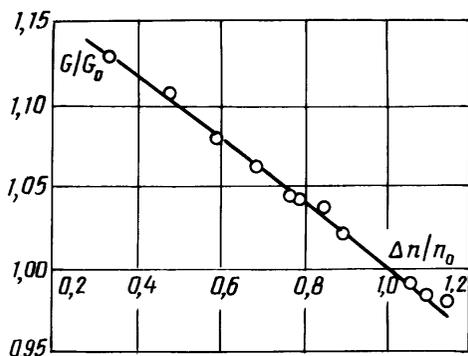


Рис. 3.16. Изменение расхода пара через ступень при $\varepsilon = \text{const}$ и $n = \text{var}$ по опытам МЭИ и расчету по (3.56)

3.7. Особенности работы ступени на влажном паре

При увеличении влажности пара по сравнению с расчетным значением меняются условия обтекания и аэродинамические характеристики решеток, экономичность ступени падает. Рассмотрим последовательно изменение характеристик ступени при увеличении влажности ω_0 :

1. Увеличиваются коэффициенты расхода в сопловых и рабочих решетках (см. раздел 3.2). Это связано, в первую очередь, с тем, что сконденсировавшаяся масса пара занимает ничтожно малый объем по сравнению с объемом паровой фазы, т.е. как бы исчезает из потока. Поэтому решетка может пропустить больший расход по сравнению с теоретическим значением $G > G_r$. Коэффициенты расхода при изменившейся влажности нужно пересчитать по формулам (3.13), (3.14).

2. Углы выхода потока из решетки увеличиваются. Это связано с тем, что мелкие капли движутся вместе с потоком пара, крупные капли проходят через решетку почти без поворота, а капли, образовавшиеся при срыве пленки с поверхности профиля и выходной кромки, выходят под углами, превышающими углы паровой фазы α_1'' .

Для сопловой решетки можно использовать соотношение

$$\sin \alpha_1 = \sin(\alpha_1'' + 20y_0), \quad (3.57)$$

где α_1'' – углы выхода измеряются в градусах, а y_0 – влажность в долях единицы.

3. Изменяется степень реактивности ступени. Для активной ступени и корневых сечений ступеней большой веерности, где степень реактивности невелика, она увеличивается. Это объясняется тем, что коэффициенты расхода μ_1 и μ_2 возрастают, причем в сопловой решетке больше, чем в рабочей.

Поскольку изменение коэффициентов расхода подобно изменению площадей, рассмотренному в разделе 3.3.3, то для ориентировочных расчетов можно воспользоваться формулой, аналогичной (3.30), которая для активной ступени будет иметь вид

$$\Delta\rho_{\text{вл}} = \rho - \rho^{\text{п.п}} \approx 0,3y_1, \quad (3.58)$$

где y_1 – степень влажности за сопловой решеткой.

В реактивной ступени влажность мало влияет на степень реактивности, так как коэффициент расхода рабочей решетки μ_2 близок к μ_1 , а при большом теплоперепаде и $y_1 < y_2$ реактивность может даже несколько уменьшиться.

Другой причиной увеличения степени реактивности является увеличение углов выхода потока из сопловой решетки. Кроме того, при малых периферийных зазорах уменьшается утечка пара, обычно приводящая к снижению степени реактивности. На рисунке 3.17 приведены различные расчетные и экспериментальные данные по влиянию влажности на степень реактивности ступени.

4. В связи с увеличением коэффициентов расхода и ростом степени реактивности расход пара изменяется. Влияние изменения степени реактивности тем больше, чем меньше теплоперепад ступени и чем меньше ρ_0 .

5. Увеличение потерь в решетках и связанное с этим уменьшение КПД ступени η_{oi} .

Совокупность всех причин, вызывающих снижение КПД можно условно разбить на две группы: потери от переохлаждения, связанные с неравновесным расширением пара при малой начальной влажности y_0 и потери от торможения рабочего колеса при

большой начальной влажности. На этой основе выбрана структура формулы для подсчета потерь от влажности, дающая хорошее совпадение с экспериментальными данными в области средних и низких давлений

$$\xi_{\text{вл}} = 2(u / c_{\phi}) [0,9y_0 + 0,35(y_2 - y_0)]. \quad (3.59)$$

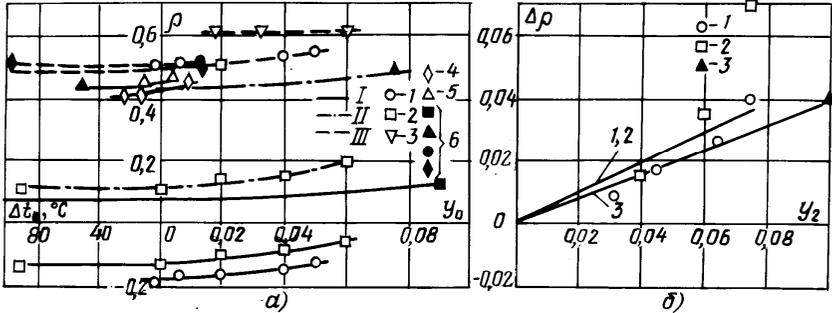


Рис. 3.17. Изменение степени реактивности ступени в зависимости от влажности:

a – I – корневая зона, II – средняя зона, III – периферийная зона;
 1 – $\theta = 2,75$, 2 – $\theta = 8,3$, 3 – $\theta = 2,8$, 4 – $\theta = 6,3$,
 5 – $\theta = 4,8$; *b* – 1 – $\theta = 2,75$, 2 – $\theta = 8,3$, 3 – $\theta = 8,0$

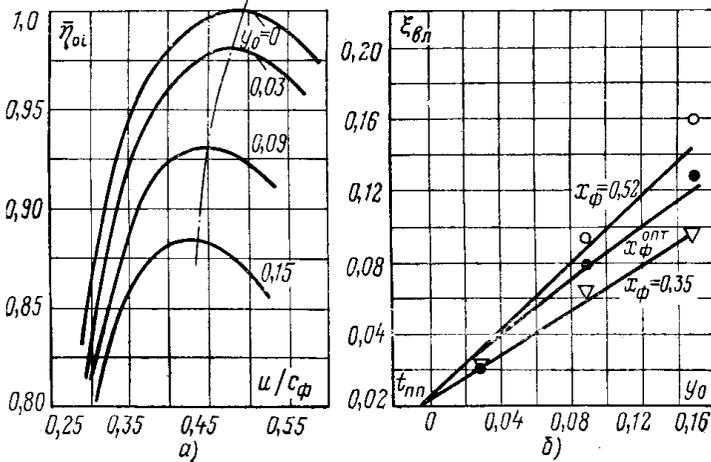


Рис. 3.18. Влияние начальной влажности на КПД и потери $\xi_{\text{вл}}$ для промежуточной точной активной ступени с $\theta = 8$, $\varepsilon = 0,8$:

a – по опытам в многоступенчатой турбине;
b – сравнение с расчетом по формуле (3.59)

Иногда используется более простая оценка $\xi_{вл} = a(y_0 + y_2)$, где $a = 0,4 \div 2,9$. На рисунке 3.18 *а* показано влияние начальной влажности на экономичность ступени, испытанной в многоступенчатой турбине при различных значениях u/c_ϕ . Из графиков видно, что с увеличением влажности снижается оптимальное значение u/c_ϕ . Рисунок 3.18 *б* подтверждает хорошее совпадение формулы (3.59) с опытными данными.

Пример 3.6. Последняя ступень паровой турбины с противодавлением спроектирована на оптимальные условия $\eta_{oi} = \eta_{oimax} = 0,85$, при которых располагаемый теплоперепад $H_{00} = 27,0$ кДж/кг. Определить мощность ступени при снижении расхода пара и повышении противодавления, когда располагаемый теплоперепад уменьшится до $H_{01} = 5,4$ кДж/кг, а расход пара $G_1 = 30$ кг/с. Частота вращения ротора турбины $n = \text{const}$.

Решение:

1. Воспользуемся уравнением (3.41) для определения внутреннего относительного КПД ступени на новом режиме по значению $\bar{x}_\phi = (u/c_\phi) / (u/c_\phi)_{\text{опт}} = (H_{00}/H_{01})^{0,5} = 2,24 \rightarrow \eta_{oi} = 0,85[2,1 \cdot 2,24 - 1,19(2,24)^2 + 0,09(2,24)^3] = -0,217$;

2. Ступень находится в режиме потребления мощности $N = G_1 H_{01} \eta_{oi} = 30 \cdot 5,4 \cdot (-0,217) = -35,1$ кВт.

Контрольные вопросы

1. Какие критерии для анализа переменного режима ступени являются определяющими?
2. Какие критерии влияют на аэродинамические характеристики решеток?
3. Какие потери появляются в ступени при изменении режима работы?
4. Какие преимущества при переменном режиме имеет реактивное облопачивание?
5. Какие углы атаки при входе в рабочую решетку сильнее снижают экономичность ступени – положительные или отрицательные?

6. Как изменяется степень реактивности при увеличении u/c_{ϕ} в активной ступени?
7. Как изменяется степень реактивности при увеличении частоты вращения в активной ступени?
8. Как изменяется степень реактивности при увеличении параметра z в активной ступени?
9. Как влияет увеличение влажности на степень реактивности ступени?
10. Как влияет увеличение влажности на угол выхода потока из сопловой решетки?
11. Как влияет увеличение влажности на коэффициент расхода сопловой решетки?
12. Как влияет относительное изменение площадей решеток на степень реактивности турбинной ступени?
13. Как изменится степень реактивности ступени при увеличении угла $\alpha_{1\phi}$ сопловой решетки?
14. Как изменится степень реактивности ступени при увеличении радиальных зазоров в надбандажном уплотнении?
15. Как изменится степень реактивности ступени при увеличении числа гребней в диафрагменном уплотнении?
16. Как изменится экономичность ступени при организации направленной протечки в корневое уплотнение?

4. ПЕРЕМЕННЫЙ РЕЖИМ ГРУППЫ СТУПЕНЕЙ

Выше рассмотрены закономерности изменения характеристик отдельной ступени, таких как степень реактивности, теплоперепад, расход и экономичность при изменении режима ее работы. Однако при работе турбинной ступени в группе ступеней не все ступени группы одинаково подвергаются воздействию режимных факторов. Степень влияния режима на характеристики ступеней зависит от их положения в группе, а, следовательно, и экономичность всего отсека.

4.1. Распределение давлений при изменении расхода и параметров пара

Рассмотрим, как меняется распределение давлений и теплоперепадов по ступеням в группе ступеней, если известны параметры пара перед группой p_0^* и T_0^* , давление за группой p_z и частота вращения n . При этом будем считать, что внутри группы отборы пара отсутствуют.

Параметром поставленной задачи является расход, изменившийся от значения G_0 на расчетном режиме до значения G на заданном. Если в этих двух режимах в какой-либо из ступеней наблюдаются критические режимы течения, то давление за этой ступенью не влияет на расход пара, который в данном случае при неизменной площади проходного сечения зависит только от параметров пара перед решетками, отношение давлений перед данной ступенью определяется по формуле (3.47).

Следовательно, и для ступеней, предшествующих данной, также будет существовать пропорциональность между давлением перед ступенью p_0 / p_{00} и расходом пара

$$\frac{p_0}{p_{00}} = \frac{G}{G_0} \sqrt{\frac{T_0}{T_{00}}}, \quad (4.1)$$

хотя в данных ступенях может быть дозвуковое течение. Поскольку давление за этими ступенями также пропорционально расходу пара, то $\epsilon_{ст} = \text{const}$ и степень реактивности ступеней не меняется $\rho = \text{const}$.

Таким образом, если в какой-либо ступени возникают критические скорости, то давление перед всеми ступенями группы изменяется пропорционально расходу. Причем давление за группой ступеней при заданном расходе пара не влияет на распределение давлений.

Рассмотрим более общий случай, когда при рассматриваемых расходах ни в одной из ступеней группы не возникает критического режима. Тогда для i ступени группы можно написать уравнение (3.52):

$$\left(\frac{G}{G_0}\right)^2 \left(\frac{T_0}{T_{00}}\right)_i (p_{00}^2 - p_{20}^2)_i = (p_0^2 - p_z^2)_i. \quad (4.2)$$

Просуммируем выражение (4.2) для всех ступеней группы от $i = 1$ до $i = z$, где z – число ступеней в группе. При этом будем считать, что для всех ступеней группы отношение абсолютных температур меняется мало $(T_0 / T_{00})_i \approx T_0 / T_{00}$. Тогда получим следующее выражение:

$$\left(\frac{G}{G_0}\right)^2 \left(\frac{T_0}{T_{00}}\right) \sum_{i=1}^z (p_{00}^2 - p_{20}^2)_i = \sum_{i=1}^z (p_0^2 - p_z^2)_i.$$

Поскольку давление за i -ой ступенью группы равно давлению перед ступенью $(i+1)$, то все промежуточные давления исключаются, и суммы выражаются через известные давления перед группой и за ней:

$$\sum_{i=1}^z (p_{00}^2 - p_{20}^2)_i = p_{00}^2 - p_{z0}^2; \quad \sum_{i=1}^z (p_0^2 - p_z^2)_i = p_0^2 - p_z^2.$$

Отсюда получим формулу Стодола-Флюгеля, связывающую параметры и расход пара через группу ступеней:

$$\frac{G}{G_0} = \sqrt{\frac{p_0^2 - p_z^2}{p_{00}^2 - p_{z0}^2}} \sqrt{\frac{T_{00}}{T_0}} = \sqrt{\frac{\varepsilon_0^2 - \varepsilon_z^2}{1 - \varepsilon_{z0}^2}} \frac{1}{\sqrt{\tau_0}}, \quad (4.3)$$

где относительное давление перед группой ступеней $\varepsilon_0 = p_0 / p_{00}$; относительное давление за группой ступеней $\varepsilon_z = p_z / p_{00}$.

Для группы ступеней конденсационной турбины, когда $p_z = p_k$ квадрат давления за группой настолько мал по сравнению с квадратом давления перед ней, что им можно пренебречь. Фор-

мула (4.3) вырождается в зависимость, аналогичную (4.1), т.е. расход пара пропорционален давлению перед группой ступеней конденсационной турбины:

$$\frac{G}{G_0} = \frac{p_0}{p_{00}} \sqrt{\frac{T_{00}}{T_0}} = \frac{\varepsilon_0}{\sqrt{\tau_0}}. \quad (4.4)$$

Проанализируем уравнение Стодола-Флюгеля (4.3). Влияние начальной температуры пара на расход определяется уравнением состояния пара, т.е. чем больше начальная температура пара перед группой ступеней, тем меньше плотность ρ_0 при постоянном давлении, а, следовательно, и расход пара. Если считать начальную температуру пара постоянной, то можно выделить отдельно влияние давлений.

При постоянном начальном давлении пара $p_0 = p_{00}$ и изменении давления за группой ступеней из формулы (4.3) следует

$$\frac{p_{00}^2 - p_{z0}^2}{p_{00}^2} \left(\frac{G}{G_0} \right)^2 + \left(\frac{p_z}{p_{00}} \right)^2 = 1, \quad (4.5)$$

т.е. расход пара изменяется по эллиптическому закону (рис.4.1 а).

При постоянном давлении за группой ступеней $p_z = p_{z0}$ и изменении начального давления пара из формулы (4.3) следует, что расход пара изменяется по гиперболическому закону (рис. 4.1 б).

$$\left(\frac{p_0}{p_{z0}} \right)^2 - \frac{p_{00}^2 - p_{z0}^2}{p_{z0}^2} \left(\frac{G}{G_0} \right)^2 = 1. \quad (4.6)$$

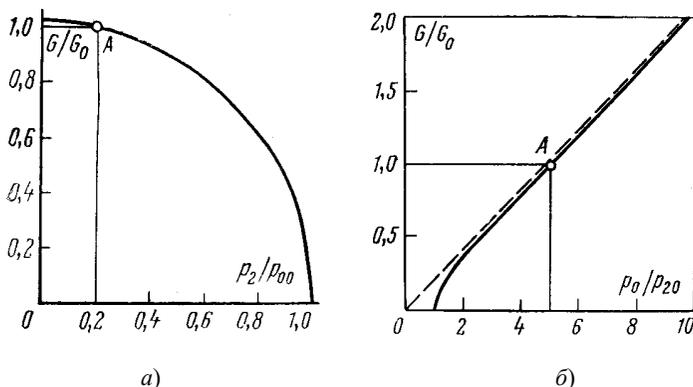


Рис. 4.1. Изменение расхода пара через группу ступеней:

a – $p_0 = \text{const}$, $p_z = \text{var}$; *б* – $p_z = \text{const}$, $p_0 = \text{var}$

Гипербола имеет асимптотой кривую, проходящую через начало координат. Это означает, что, если давление за группой много меньше начального давления, то расход пропорционален начальному давлению, что также следует из формулы (4.4).

Если рассматривать одновременное изменение давления как перед, так и за группой ступеней, то зависимость $G = f(\varepsilon_0, \varepsilon_z)$ может быть проиллюстрирована конусом расхода, изображенным на рис 4.2 а. Здесь в по оси абсцисс отложены относительные давления, а по вертикальной оси ординат относительные расходы пара.

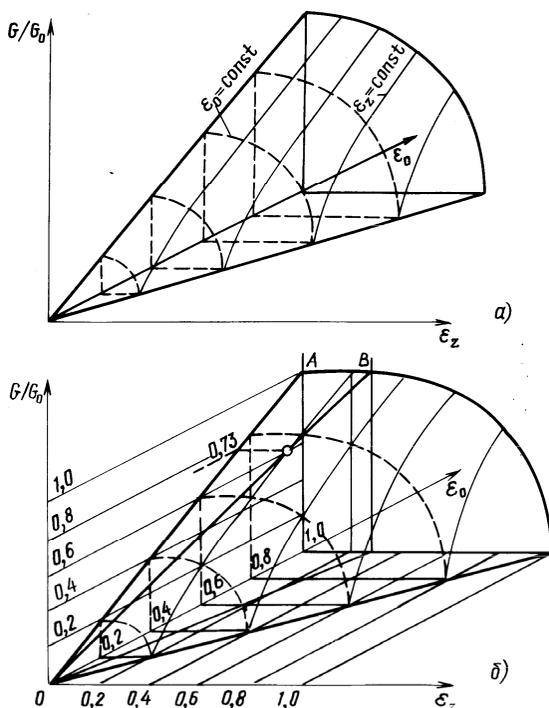


Рис. 4.2. Конус расхода пара для группы ступеней с докритическими скоростями (а) и при возникновении критических скоростей (б)

При переменном режиме может возникнуть случай, когда при малых пропусках пара все ступени группы работают с докритической скоростью, а при больших нагрузках в одной из ступеней скорость достигает критической. Чаще всего такой ступенью оказы-

вается последняя ступень в группе. Конус расхода для этого случая представлен на рис. 4.2 б. Здесь область, ограниченная линиями ОА и ОБ, соответствует пропускам пара, при которых последняя ступень работает с критическими скоростями.

На рисунке 4.3 построены линии изменения относительных расходов пара при изменении противодавления ε_z и различных относительных начальных давлениях ε_0 .

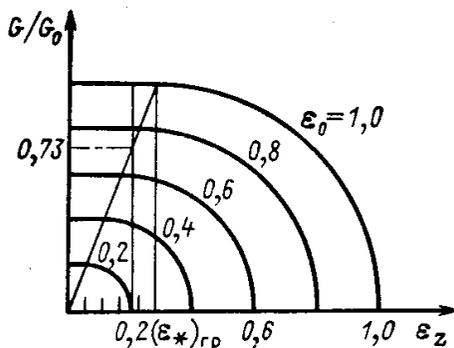


Рис. 4.3. Относительные расходы пара через группу ступеней

В примере, показанном на этом рисунке, расчетное противодавление $\varepsilon_z = 0,2$ остается постоянным при изменении пропуска пара. Как видно из диаграммы, критическая скорость в последней ступени возникает при расходе $G/G_0 = 0,73$, и с этого режима давления пара по ступеням начнут изменяться пропорционально количеству протекающего пара. По аналогии со ступенью для группы ступеней при рассматриваемом случае зависимость между расходом и параметрами пара может быть представлена уравнением:

$$\frac{G}{G_0} = \sqrt{\frac{\varepsilon_0^2 - \varepsilon_z^2 - \sigma_{гр} (\varepsilon_0 - \varepsilon_z)^2}{1 - \varepsilon_{z0}^2 - \sigma_{гр} (1 - \varepsilon_{z0})^2}}, \text{ где } \sigma_{гр} = \frac{(\varepsilon_{*})_{гр}}{1 - (\varepsilon_{*})_{гр}}. \quad (4.7)$$

Таким образом, *расход пара через группу ступеней при изменении параметров пара качественно представляется теми же зависимостями, что и расход пара через единичное сопло или решетку, однако, отношение $(\varepsilon_{кр})_{гр}$, при котором в ступени груп-*

ны возникает критический режим, приобретает другой смысл, чем $\varepsilon_{кр}$ для суживающегося сопла. Величина $(\varepsilon_{кр})_{гр}$ зависит от числа ступеней в рассматриваемой группе и тем меньше, чем больше ступеней в рассматриваемой группе, а также от степени реактивности ступеней в ней.

Если рассматривать активные ступени, то с увеличением ρ для достижения критической скорости на выходе из сопловой решетки требуется меньшее значение $(\varepsilon_{кр})_{гр}$. При значительной степени реактивности критический режим может возникнуть сначала в рабочей решетке и тогда увеличение реактивности не приведет к уменьшению $(\varepsilon_{кр})_{гр}$.

4.2. Изменение теплоперепадов группы ступеней при изменении расхода и параметров пара

Перераспределение давлений в ступенях турбины при отклонении режима от расчетного приводит также к изменению теплоперепадов в ступенях турбины. Для того чтобы оценить влияние расхода пара на теплоперепады ступеней, запишем выражение для теплоперепада произвольной ступени, применяя уравнение для идеального газа,

$$H_0 = \frac{k}{k-1} RT_0 \left[1 - (p_2 / p_0)^{\frac{k-1}{k}} \right]. \quad (4.8)$$

Проанализируем изменение теплоперепадов ступеней в группе при разных условиях работы.

Если давление пара перед и за ступенью меняются пропорционально расходу, что характерно для конденсационной турбины или в критическом режиме для группы ступеней, то отношение давлений перед и за ступенью остается постоянным $p_2 / p_0 = \text{const}$ для различных расходов пара. Тогда теплоперепад пропорционален абсолютной температуре перед ступенью, которая в области перегретого пара изменяется незначительно. Следовательно, для промежуточных ступеней конденсационных турбин располагаемый теплоперепад практически не зависит от расхода пара.

Если давление за группой ступеней соизмеримо с давлением на входе, то при новом расходе пара согласно (3.52) давление пара перед некоторой ступенью будет определяться выражением:

$$p_0^2 = \left(\frac{G}{G_0} \right)^2 (p_{00}^2 - p_{z0}^2) + p_z^2. \quad (4.9)$$

Давление за той же ступенью по этой же формуле составит:

$$p_2^2 = \left(\frac{G}{G_0} \right)^2 (p_{20}^2 - p_{z0}^2) + p_z^2. \quad (4.10)$$

Разделив (4.10) на (4.9), получим отношение давлений для рассматриваемой ступени:

$$\left(\frac{p_2}{p_0} \right)^2 = \frac{(p_{20}^2 - p_{z0}^2)(G/G_0)^2 + p_z^2}{(p_{00}^2 - p_{z0}^2)(G/G_0)^2 + p_z^2}.$$

Числитель и знаменатель правой части разделим на квадрат нового давления за группой p_z^2 и запишем это выражение в следующем виде:

$$\left(\frac{p_2}{p_0} \right)^2 = \frac{\left[(p_{20}/p_{z0})^2 - 1 \right] \left(\frac{G}{G_0} \frac{p_{z0}}{p_z} \right)^2 + 1}{\left[(p_{00}/p_{z0})^2 - 1 \right] \left(\frac{G}{G_0} \frac{p_{z0}}{p_z} \right)^2 + 1}. \quad (4.11)$$

Из уравнения состояния следует, что при незначительном изменении температуры перед ступенью $T_0 \approx \text{const}$ можно считать $p_{z0}/p_z \approx v_z/v_{z0}$, тогда основным параметром уравнения (4.11) будет относительный объемный расход GV_z

$$\left(\frac{p_2}{p_0} \right)^2 = \frac{\left[(p_{20}/p_{z0})^2 - 1 \right] (\overline{GV_z})^2 + 1}{\left[(p_{00}/p_{z0})^2 - 1 \right] (\overline{GV_z})^2 + 1}. \quad (4.12)$$

Из уравнения (4.12) можно сделать три важных вывода:

1. Теплоперепады ступеней H_0 зависят от относительно-го объемного расхода за группой ступеней $\overline{GV_z}$. Если относи-

тельный объемный расход не меняется, то теплоперепады остаются почти постоянными. Если же объемный расход изменяется как вследствие изменения расхода пара, так и изменения давления за группой ступеней, то отношение давлений и теплоперепады также меняются.

2. Чем ближе ступень находится к последней ступени группы ($p_{20} \rightarrow p_{z0}$), тем больше изменяется отношение давлений, а, следовательно, и теплоперепад. И наоборот, чем ближе к первой ступени ($p_{20} \rightarrow p_{00}$), тем меньше изменение объемного расхода сказывается на теплоперепаде ступени.

3. При различных расходах пара через турбину и изменении противодействия наиболее существенно изменяется режим работы последней ступени.

Эти выводы иллюстрирует рис. 4.4. Так для первой ступени изменение расхода вдвое при постоянном противодействии приводит к изменению теплоперепада на 8%, а у шестой ступени теплоперепад уменьшается вдвое.

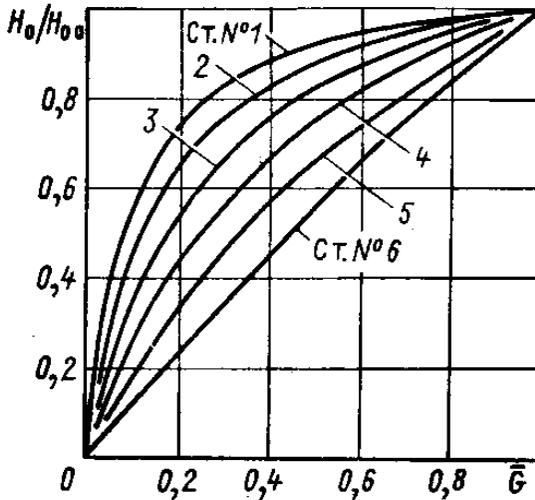


Рис. 4.4. Изменение располагаемых теплоперепадов в ступенях группы при изменении расхода и постоянном противодействии

Пример 4.1. В турбине К-300-240 при расходе пара через нерегулируемые ступени $G_0 = 237,7$ кг/с давление пара в камере регулирующей ступени $p_{p.ст.0} = 16,32$ МПа, давление за последней ступенью ЦВД $p_z = 3,95$ МПа. Чему равно давление в камере рег. ступени $p_{p.ст.1}$ при расходе пара $G_1 = 200$ кг/с? При расчете пренебречь влиянием произведения $p_{p.ст.} V_{p.ст.}$.

Решение

Для нахождения нового давления в камере регулирующей ступени используем уравнение Стодола-Флюгеля (4.3) в следующем виде: $G_1/G_0 = [(p_{p.ст.1}^2 - p_{z1}^2)/(p_{p.ст.0}^2 - p_{z1}^2)]^{0,5}$, откуда $p_{p.ст.1} = [(G_1/G_0)^2(p_{p.ст.0}^2 - p_{z1}^2) + p_{z1}^2]^{0,5} = 13,9$ МПа.

4.3. КПД группы ступеней при изменении режима

Рассмотрим сначала режим работы группы первых нерегулируемых ступеней конденсационной турбины. Как показано в разделе 4.1, давление в таких ступенях изменяется почти пропорционально расходу пара (2.4), поэтому теплоперепады каждой из ступеней группы мало отличаются от расчетных вплоть до режимов малых нагрузок $\overline{GV_z} < 0,3$.

При этом кинематический параметр переменного режима ступени u/c_ϕ в этом случае также не зависит от расхода, следовательно, степени реактивности ступеней остаются постоянными. Абсолютные значения утечек через уплотнения ступени пропорциональны соответствующим давлениям в ступенях, т.е. изменяются пропорционально пропуску пара. Относительные потери на трение дисков и потери при парциальном подводе пропорциональные u/c_ϕ также не будут изменяться. Тогда внутренний относительный КПД η_{oi} каждой из ступеней группы и всей группы в целом также не зависит от пропуска пара $\overline{GV_z}$ в широком диапазоне режимов.

На рисунке 4.5. представлены экспериментальные данные значений внутреннего относительного КПД η_{oi} при различных значениях относительного расхода в диапазоне $G/G_0 = 0,3 \div 1,0$.

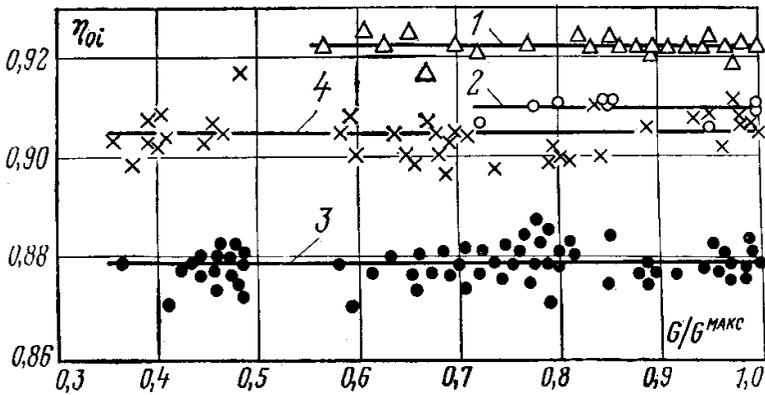


Рис. 4.5. Коэффициенты полезного действия группы ступеней ЦСД по испытаниям на электростанциях:

- 1 – турбины К-500-23,5-2 ХТЗ; 2 – турбины К-800-23,5-2 ЛМЗ;
 3 – ЦСД I турбины Т-250-23,5-2 ТМЗ; 4 – ЦСД (I+II) той же турбины

В группе ступеней, расположенных перед ступенью, в которой при всех рассматриваемых режимах имеет место критический режим течения, давления также пропорциональны расходу. Значит, что в такой группе ступеней КПД также не зависит от расхода.

В группе ступеней конденсационных турбин, работающих в области влажного пара, КПД группы ступеней будет изменяться только в зависимости от изменения потерь от влажности.

Чем больше ступеней в группе, тем стабильнее КПД при изменении расхода пара и конечного давления.

Давление перед последней ступенью конденсационной турбины меняется пропорционально расходу, так как в такой ступени скорости обычно превосходят критические, а давление за ступенью p_2 зависит от давления в конденсаторе p_k . Если считать давление в конденсаторе постоянным $p_k = \text{const}$, то теплоперепад последней ступени сильно зависит от изменения расхода. При изменении давления в конденсаторе режим работы последней ступени, а, следовательно, и КПД также изменятся. Это подробно будет рассмотрено в разделе 5.

В турбине с противодавлением теплоперепады в нерегулируемых ступенях зависят от расхода и нового давления за турбиной, т.е. объемного пропуска пара $\overline{GV_z}$. КПД группы таких ступеней зависит от пропуска пара, причем в основном за счет КПД последних ступеней.

4.4. Влияние переменной частоты вращения и изменения площади решеток на расход пара

Для группы ступеней турбины, работающей с переменной частотой вращения $n = \text{var}$, при докритическом режиме во всех решетках рассматриваемой группы можно вывести приближенную формулу, учитывающую влияние изменения частоты вращения на расход пара. Приняв, что в рассматриваемой группе ступеней расчетная реактивность на среднем диаметре от ступени к ступени мало меняется и в среднем равна ρ_0 , можно переписать уравнение (4.3) упростив его, как было сделано в (3.52), в виде:

$$\frac{G}{G_0} = \sqrt{\frac{p_0^2 - p_z^2}{p_{00}^2 - p_{z0}^2}} \sqrt{\frac{T_{00}}{T_0}} \sqrt{1 - \frac{\Delta\rho}{1 - \rho_0}}, \quad (4.13)$$

а для изменения реактивности $\Delta\rho$ используем зависимость (3.21).

Поскольку, как было показано выше, в большей части ступеней группы располагаемые теплоперепады почти не меняются, то изменение отношения скоростей u/c_ϕ определяется только изменением частоты вращения n , следовательно,

$$\frac{\Delta x_\phi}{x_{\phi 0}} = \frac{\Delta n}{n_0}.$$

Тогда влияние частоты вращения на изменение расхода можно учитывать уравнением:

$$\frac{G}{G_0} = \sqrt{\frac{p_0^2 - p_z^2}{p_{00}^2 - p_{z0}^2}} \sqrt{\frac{T_{00}}{T_0}} \sqrt{1 - \left[0,5 - (\rho_0)_{\text{ср}}\right] \frac{\Delta n}{n_0}}. \quad (4.14)$$

Все формулы этого раздела, рассматривающие взаимозависимость расхода и параметров пара, а также влияние частоты вращения на расход пара были выведены в предположении, что в

рассматриваемой группе ступеней проходные площади не менялись. Таким образом, эти формулы не применимы для расчета группы ступеней, в которых имеется отбор пара, включенный при одном и отключенный при другом режиме, нельзя объединять регулируемую ступень и другие ступени турбины, так как в регулирующей ступени меняется степень парциальности и, следовательно, проходная площадь.

Если по каким-либо причинам при переходе от одного режима к другому во всех ступенях одинаково изменилась площадь решеток, то это можно учесть, вводя в (4.3), (4.4), (4.11) и другие формулы соответствующий коэффициент K_f , показывающий, во сколько раз при новом режиме изменилась проходная площадь. Тогда, например, формула (2.3) примет вид

$$\frac{G}{G_0} = K_f \sqrt{\frac{p_0^2 - p_z^2}{p_{00}^2 - p_{z0}^2}} \sqrt{\frac{T_{00}}{T_0}}. \quad (4.15)$$

Этой формулой можно, например, воспользоваться для расчета группы ступеней, в которой условно можно считать одинаковым уменьшение проходной площади $K_f = F/F_0$ при отложениях на лопатках.

Пример 4.2. Определить расход пара через турбину и давление в камере регулирующей ступени при засолении проточной части, уменьшившем проходную площадь нерегулируемых ступеней на 5%. Известны параметры расчетного режима: $p_0 = 12$ МПа; $p_{p.ст.0} = 6,7$ МПа; $p_{z0} = 0,08$ МПа. Положение регулирующих клапанов не изменяется.

Решение:

1. Для нахождения давления в камере регулирующей ступени при засолении проточной части и неизменном расходе используем уравнение (4.15), пренебрегая в первом приближении изменением температуры в камере регулирующей ступени $T_{p.ст}$

$$p_{p.ст.1} = [(G_1/G_0)^2 K_f^2 (p_{p.ст.0}^2 - p_{z0}^2) + p_{z0}^2]^{0,5} = [1,0^2 (1/0,95)^2 (6,7^2 - 0,08^2) + 0,08^2]^{0,5} = 7,00 \text{ МПа}.$$

2. Считая, что степень парциальности и реактивность регулирующей ступени на новом режиме не меняются, расход через турбину определим из соотношения $G_1/G_0 = q_1/q_0$, где приведен-

ный расход на расчетном и измененном режиме определяется по отношению давлений: $\varepsilon_{10} = p_{p.ст0}/p_0 = 0,559 \rightarrow q_0 = 0,996$; $\varepsilon_{11} = p_{p.ст}/p_0 = 0,583 \rightarrow q_1 = 0,991$; $G_1/G_0 = 0,995$.

3. Для этого расхода повторяем расчет до совпадения результатов в смежных приближениях $p_{p.ст.1} = 6,97$; $\varepsilon_{11} = 0,580 \rightarrow q_1 = 0,993$; $G_1/G_0 = 0,997$.

Контрольные вопросы

1. От каких параметров зависит ε^* группы ступеней?
2. Как зависит относительный расход пара от начального давления в конденсационных турбинах?
3. Как зависит относительный расход пара от начального давления в противодавленческих турбинах?
4. Как зависит относительный расход пара через отсек турбины от начальной температуры?
5. Как зависит относительный расход пара от конечного давления в противодавленческих турбинах?
6. Зависит ли относительный расход пара от конечного давления в конденсационных турбинах?
7. Как изменяются давления по ступеням отсека в конденсационной турбине при изменении режима работы?
8. Как изменяются теплоперепады по ступеням отсека в конденсационной турбине при изменении режима работы?
9. Как влияет изменение степени реактивности ступеней при изменении режима на расход пара в группе ступеней?
10. Как влияет изменение относительного объемного расхода пара через турбину на КПД группы первых нерегулируемых ступеней?
11. Как влияет изменение относительного объемного расхода пара через турбину на КПД последних ступеней группы?

5. ОСОБЕННОСТИ РАБОТЫ ПОСЛЕДНИХ СТУПЕНЕЙ ПРИ ПЕРЕМЕННЫХ РЕЖИМАХ

Обычно при проектировании мощных турбоустановок последние ступени рассчитываются для работы при режимах, близких к пропуску максимального объемного расхода пара $(GV_2)_{\max}$, с целью эксплуатации их на базовых нагрузках. Однако в реальных условиях такие установки часто вынуждены работать при полупиковых нагрузках, неизбежны также режимы пуска и останова турбины. Изменение режима работы турбины приводит к тому, что наибольшее изменение режима работы приходится на последние ступени.

Удобным параметром, характеризующим переменный режим работы последней ступени, является $\overline{GV}_2 = GV_2 / (GV_2)_0$ – отношение объемного расхода пара на данном режиме к объемному расходу пара при расчетном режиме $(GV_2)_0$, подсчитываемому по параметрам за ступенью.

Сначала рассмотрим режим с увеличением объемного расхода \overline{GV}_2 за счет уменьшения давления пара p_2 за ступенью. Если в решетках последней ступени не возникает критической скорости, то изменение давления за ступенью будет отражаться также на давлении пара перед ступенью. Начиная с режима, в котором при понижении давления в одной из решеток последней ступени возникнет скорость звука (пусть это будет рабочая решетка), дальнейшее снижение давления отработавшего пара не будет влиять на давления и скорости пара во всех решетках, расположенных выше по потоку от критического сечения. Критическое давление, при котором возникла критическая скорость в рабочей решетке $a_* = \sqrt{kp_{2*}V_{2*}}$, можно определить из уравнения неразрывности для выходного сечения

$$p_{2*} = \frac{a_* G_k}{k \Omega \sin \beta_{2\text{эф}}}, \quad (5.1)$$

где G_k – расход пара в конденсатор, Ω – ометаемая площадь рабочей решетки, $a_{\text{кр}} \approx 380$ м/с в широком диапазоне давлений p_2 . Введем число Маха по осевой скорости $M_{2z} = c_{2z}/a_{\text{кр}}$, тогда [1]:

$$M_{2z} = \frac{G_k V_2}{\Omega c_{2z}} = \varepsilon_2^{-(\kappa+1)/2\kappa} \sin \beta_{2\text{эфф}}, \quad (5.2)$$

где $\varepsilon_2 = p_2 / p_{2*}$.

При дальнейшем понижении давления $p_2 < p_{2\text{кр}}$ треугольник скорости на входе остается неизменным, а скорость w_{2l} начинает превышать критическую. Расширение пара в косом срезе рабочей решетки сопровождается отклонением потока. По мере понижения противодействия можно достигнуть предельного расширения в косом срезе, после чего исчерпывается расширительная способность косого среза решетки, и последующее расширение будет продолжаться за ступенью турбины, поэтому прекратится повышение мощности последней ступени. На рисунке 5.1. показаны треугольники скоростей в последней ступени при понижении пара за ступенью. Отношение давлений, при котором происходит предельное расширение $\varepsilon_{\text{пр}} = p_{2\text{пр}} / p_{2\text{кр}}$ можно вычислить из (5.2), положив $M_{2z} = 1$, откуда

$$\varepsilon_{\text{пр}} = \left(\sin \beta_{2\text{эфф}} \right)^{2\kappa/(\kappa+1)}. \quad (5.3)$$

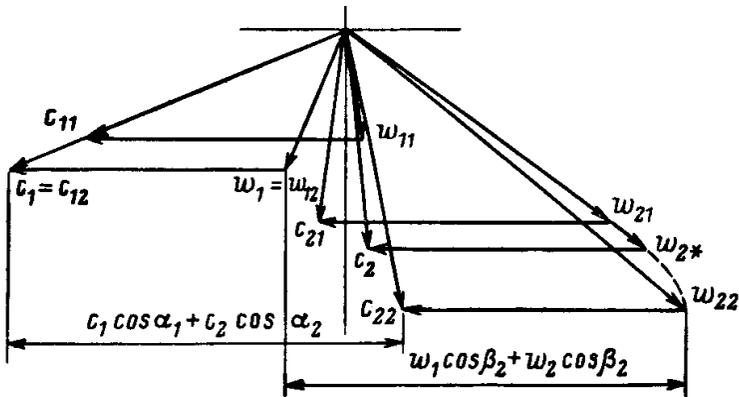


Рис. 5.1. Треугольники скоростей в последней ступени при понижении давления за ступенью

Если при понижении p_2 сначала возникнет критическая скорость в критическом сечении сопловой решетки, то также возникнет отклонение потока в косом срезе решетки.

При дальнейшем снижении давления в критическом режиме окажется и рабочая решетка.

Поскольку параметры течения в ступени большой веерности переменны по радиусу, а скорости в периферийных сечениях рабочей решетки сверхзвуковые уже на расчетном режиме, то основное приращение скорости течения будет в корневых сечениях, где на расчетном режиме $w_{2i} < 1$. В этих сечениях следует ожидать увеличения удельного расхода вплоть до достижения критического режима по всей высоте решетки при $\overline{GV}_2 > 1$.

Рассмотрим режимы уменьшения объемного расхода $\overline{GV}_2 < 1$. На рисунке 5.2 изображены характеристики переменного режима ступени с $\theta = 2,6$ при этих режимах, полученные по испытаниям натурной турбины. Видно, что с уменьшением \overline{GV}_2 резко падает КПД ступени и становится отрицательным при $\overline{GV}_2 = 0,53$, когда располагаемый теплоперепад еще довольно велик и составляет $H_0 = 59$ кДж/кг.

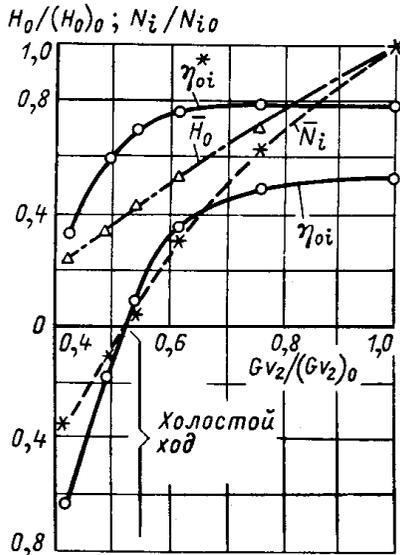


Рис. 5.2. Изменение КПД, располагаемого теплоперепада и внутренней мощности последней ступени с $\theta = 2,6$ в зависимости от относительного объемного пропуска пара

Проанализируем подробнее режимы малых нагрузок последней ступени. За основной параметр, характеризующий кинематическое подобие течения рабочего тела в ступени при различных режимах, принимается отношение скоростей u/c_ϕ на среднем радиусе рабочей лопатки. Режимы $u/c_\phi > (u/c_\phi)_0$ соответствуют режимам малых нагрузок $GV_2 < (GV_2)_0$.

Теоретически достичь области $u/c_\phi > (u/c_\phi)_0$ можно двумя путями, уменьшая теплоперепад H_0 или увеличивая число оборотов n , что характерно для транспортных турбомашин. Если не учитывать влияния сжимаемости, то оба пути дают качественно одинаковую картину перестройки потока при изменении u/c_ϕ .

Как было показано в разделе 4, изменение пропускания пара и параметров на входе и выходе из турбины в первую очередь сказывается на режиме работы последней ступени. Соответственно, изменяется теплоперепад ступеней H_0 при снижении объемного расхода.

При переходе на нерасчетный режим возможны следующие изменения условий работы последней ступени [1].

1. Возникает неравномерность параметров торможения на входе в ступень; вход потока в сопловую решетку происходит при нерасчетных углах $\alpha_0 \neq \alpha_{0\text{опт}}$.

2. Изменяется степень реактивности во всех сечениях, а также характеристики потока M и Re .

3. Вход потока в рабочую решетку происходит при нерасчетных углах $\beta_1 \neq \beta_{1\text{опт}}$.

4. При значительном увеличении u/c_ϕ независимо от способа его изменения в рабочей решетке наблюдается вытеснение потока в периферийную зону с отклонением линий тока от корня, т.е. изменяется конфигурация линий тока.

5. Поток в ступени турбины в режимах повышенных u/c_ϕ неустойчив. При определенном значении объемного расхода GV_2 поток отрывается от торцевых поверхностей ступени. Образуются вращающиеся вихревые зоны с обратным направлением течения: одна – в корневом сечении рабочих лопаток, другая – между решетками на периферии облопачивания.

6. Вследствие изменения характера обтекания лопаточных венцов и структуры потока в ступени возможно появление значительного непостоянства полных параметров по радиусу за ступе-

ную. Поток покидает ступень, имея значительную закрутку, что вызывает градиент давления за рабочей решеткой.

7. Экономичность ступени при частичных режимах резко снижается вследствие увеличения выходных потерь и возникновения дополнительных вентиляционных потерь в зоне отрыва. Уже при относительном объемном расходе пара $\overline{GV}_2 = 0,5$ некоторые ступени могут переходить в режим потребления мощности.

8. Нестабильность отрывного течения является источником аэродинамических возмущающих сил, снижая прочностные и вибрационные характеристики ступени.

9. Рост влажности y_2 на входе в ступень всегда приводит к увеличению степени реактивности ρ . Транспортировка рабочими лопатками жидкой фазы на периферию создает зону повышенной концентрации влаги, что может приводить к взаимодействию между каплями и способствовать их укрупнению. Образовавшиеся в процессе конденсации капли, движущиеся в силу своих малых размеров со скоростью пара, могут вызвать эрозионное разрушение материала лопаток. Оседание первичной влаги в местах, защищенных от действия основного потока и растворение в ней до повышенной концентрации солей, содержащихся в паре, приводит к коррозионным повреждениям деталей проточной части турбин. В качестве примера на рис.5.3. представлены результаты натурных исследований ВТИ на станции последней ступени с $d/l = 2,43$ и ее расчета по осесимметричному методу [1] на режиме со сниженной нагрузкой $u/c_\phi = 1,16$. Сопловая решетка этой ступени спроектирована с увеличивающимся углом α_1 от корня к периферии. Ступень была рассчитана на нулевую корневую степень реактивности ρ_k , поэтому нижние сечения рабочей решетки имеют слабоконфузорные каналы. Отношение скоростей при расчетном режиме $(u/c_\phi)_0 = 0,734$. При таком неоптимальном профилировании ступени уже на расчетном режиме возникали предпосылки для возникновения корневого отрыва.

Из рисунка 5.3 видно, что при увеличении u/c_ϕ растет неравномерность параметров по высоте, увеличиваются углы α_2 и γ_2 , изменяются потери с выходной скоростью $\xi_{вс}$. Особенно резко меняется режим работы корневых сечений. При увеличении u/c_ϕ корневого отрыв потока развивается и постепенно проникает вглубь ступени. Зона отрыва за ступенью составляет 15% высоты лопатки.

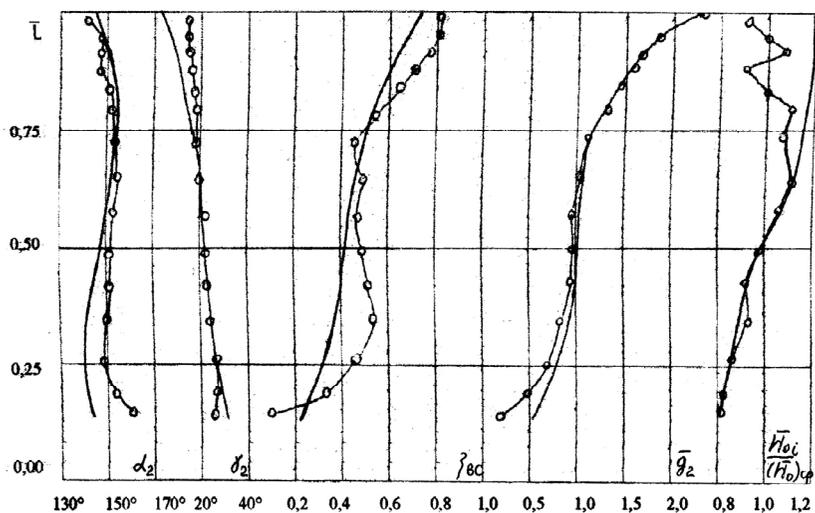


Рис. 5.3. Распределение параметров по высоте ступени с $dl/l = 2,43$ на частичном режиме: — расчет [1]; о – натурные испытания [3]

Наглядно развитие корневого отрыва за последней ступенью представлено на рис.5.4, а зависимостью относительной высоты зоны отрыва $l_{отр}$ от отношения скоростей $u/c_{ф}$. Явление корневого отрыва приводит к снижению экономичности и надежности ступени (рис. 5.4 б).

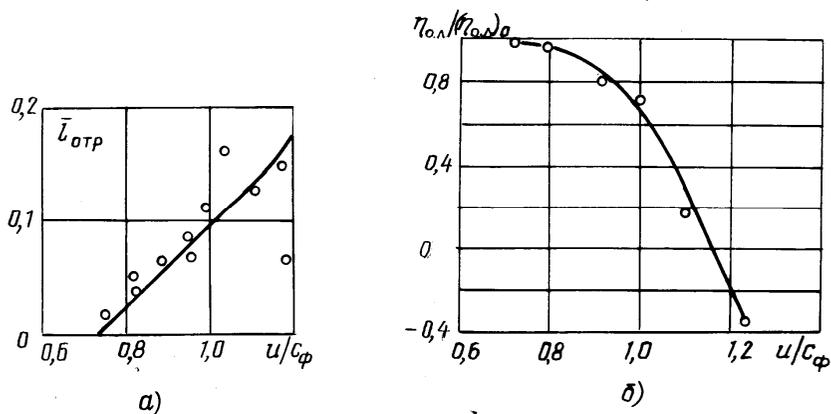


Рис. 5.4. Относительная протяженность зоны корневого отрыва (а) и изменение КПД ступени (б) в зависимости от режима работы: — расчет [1]; о – натурные испытания [3]

5.1. Причины перестройки потока с образованием возвратно-вихревых зон при режимах малых нагрузок

В рамках классической теории отрыва для возникновения отрыва необходимо наличие двух факторов: во-первых, механизма вязкостного взаимодействия, во-вторых, положительного градиента давления в направлении течения $\partial p / \partial z > 0$. Таким образом, объяснение закономерностей и критерии отрыва от меридиональных границ в турбинной ступени следует искать в нарастании пограничного слоя на торцевых ограничивающих поверхностях в диффузорных областях течения. Однако сам факт увеличения диффузорности течения вдоль меридиональных обводов ступени обусловлен специфическим перераспределением параметров потока при отклонении режима работы ступени от расчетного.

Рассмотрим изменение параметров потока при режимах пониженных нагрузок $u/c_\phi > (u/c_\phi)_0$ в ступени большой всеерности. С увеличением u/c_ϕ угол входа в рабочую решетку β_1 возрастает и оказывается уже не равным оптимальному $\beta_{1к}$. Однако в случае, если рабочие лопатки образуют достаточно густую решетку, то независимо от изменения угла β_1 , диктуемого изменением u/c_ϕ , внутри рабочей решетки поток имеет направление, определяемое каналами рабочего колеса.

Очевидно, что на входном участке рабочей решетки происходит поворот потока от угла β_1 (для скорости w_1) до угла $\beta_{1к}$ (для скорости w_1^1). При этом изменяется пропускная способность рабочей решетки, и возникают потери, связанные с неоптимальными условиями входа в решетку.

Построим треугольники скоростей на входе в рабочую решетку при расчетном и частичном режимах для сечений, характерных для нижней части ступени ($\beta_{1к} < 90^\circ$) – рис. 5.5 а и верхней части ($\beta_{1к} > 90^\circ$) – рис. 5.5 б. При этом для наглядности будем считать, что увеличение u/c_ϕ происходит за счет изменения окружной скорости u , а не за счет увеличения теплоперепада H_0 . Как видно из рисунка, на частичном режиме в поле скоростей произошли следующие изменения:

1) окружная составляющая скорости на входе в рабочую решетку c_{u1} увеличивается по всей высоте ступени;

2) осевая составляющая скорости c_{z1} увеличивается в верхней половине лопатки и уменьшается в корневых сечениях;

3) в сечениях рабочей лопатки, где входной угол $\beta_{1к}$ близок к 90° , $\Delta c_z = 0$.

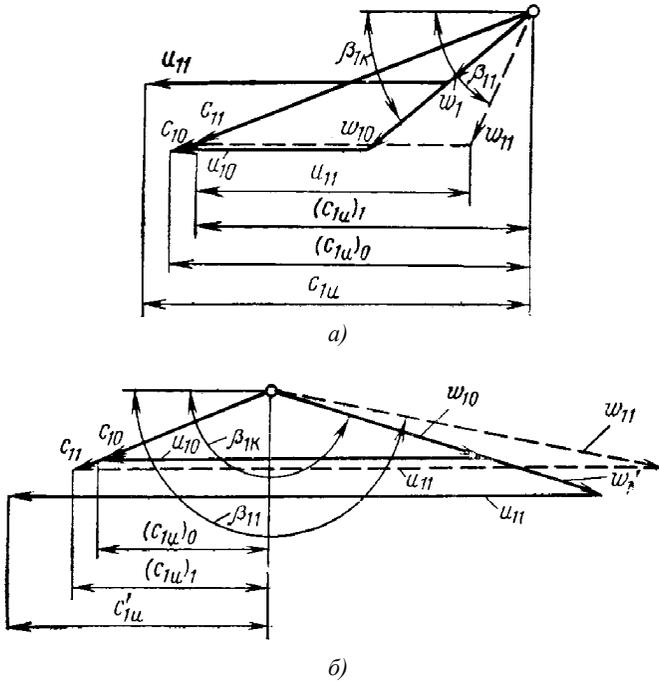


Рис. 5.5. Изменение входных треугольников скоростей ступени большой веерности при увеличении u/c_{ϕ} :

a – корневые сечения; *б* – периферийные сечения

Возрастание c_{u1}^1 говорит о том, что при частичных режимах поток за сопловой решеткой продолжает закручиваться, тогда как при расчетном режиме он плавно раскручивался рабочим колесом.

Проанализируем уравнение радиального равновесия [1], записанное для межвенцового зазора

$$\frac{1}{\rho_1} \frac{\partial p_1}{\partial r} = \frac{c_u^2}{r} - c_{z1} \frac{\partial \psi c_{r1}}{\partial z} - \text{tg} \delta \frac{c_{z1}}{r} \frac{\partial \psi c_{u1} r}{\partial z}, \quad (5.4)$$

где δ – угол навала лопаток в окружном направлении; $\partial \psi / \partial z$ – производная вдоль линии тока.

Увеличение окружной составляющей скорости на входе в рабочую решетку c_{u1} приводит к увеличению первого члена правой части уравнения (5.4), а значит, и радиального градиента давления в межвенцовом зазоре при режимах частичных нагрузок (зависимость p_1' на рис. 5.6 а).

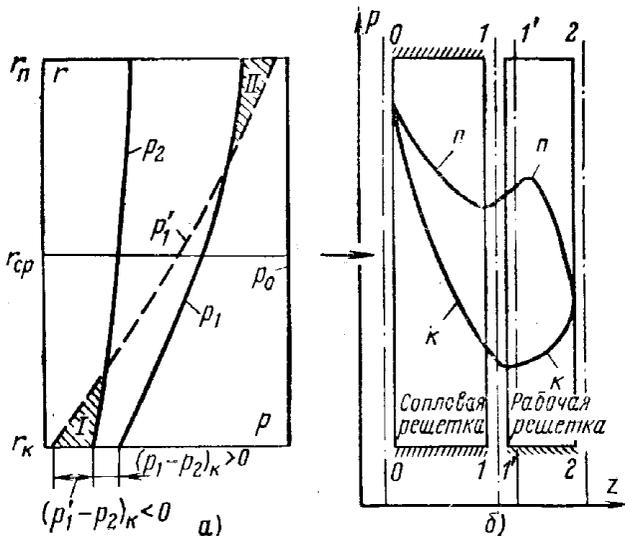


Рис. 5.6. Изменение давлений в ступени при увеличении u/c_Φ при $H_0 = \text{const}$; $u = \text{var}$:
 а – по высоте; б – по оси z ; k – корневой обвод; n – периферийный; I и II – диффузорные зоны

Поскольку давление на среднем радиусе в осевом зазоре, определяющееся расходом G , при заданных исходных параметрах меняется незначительно, то наибольшее изменение давления, вызванное дополнительной закруткой потока рабочим колесом, будет наблюдаться вдоль меридиональных обводов. Там и следует ожидать образования областей с положительным градиентом давления $\partial p / \partial z > 0$, возрастающим по мере повышения u/c_Φ (на рис. 5.6 а эти области заштрихованы). Один диффузорный участок неизбежно возникает в рабочей решетке у корня, так как давление во входном участке p_{1k}^1 будет ниже давления за решеткой p_{2k} , другой – на периферии в межвенцовом зазоре, так как давление во входном участке рабочей решетки p_{1n}^1 превысит давление за сопловой решеткой p_{1n} .

Выразив составляющие скорости на входном участке рабочей решетки через составляющие скорости в зазоре, получим:

$$c_u^1 = c_u + \Delta c_u; c_z^1 = c_z + \Delta c_z.$$

$$\left(\frac{1}{\rho_1} \frac{\partial p_1}{\partial r}\right)' = \frac{c_{u1}^2}{r} + \frac{\Delta c_{u1}^2 + 2c_{u1}\Delta c_{u1}}{r} - c_{z1} \frac{\partial \Psi c_{r1}}{\partial z} - \Delta c_{z1} \left(\frac{\partial \Psi c_{r1}}{\partial z} + \frac{\text{tg} \delta}{r} \frac{\partial \Psi c_{u1} r}{\partial z}\right) - \text{tg} \delta \frac{c_{z1}}{r} \frac{\partial \Psi c_{u1} r}{\partial z}.$$

перепишем уравнение (5.1) в виде:

Пренебрегая величиной Δc_u по сравнению с $2c_u\Delta c_u$, получим

$$\left(\frac{1}{\rho_1} \frac{\partial p_1}{\partial r}\right)' = \frac{1}{\rho_1} \frac{\partial p_1}{\partial r} + \frac{2c_{u1}\Delta c_{u1}}{r} - \Delta c_{z1} \frac{\partial \Psi c_{r1}}{\partial z} - \Delta c_{z1} \frac{\text{tg} \delta}{r} \frac{\partial \Psi c_{u1} r}{\partial z}. \quad (5.5)$$

В соответствии с уравнением (5.5) на радиальный градиент давления при входе в рабочую решетку влияют четыре компоненты. Первый член правой части - градиент давления за сопловой решеткой, второй член выражает изменение радиального градиента давления за счет дополнительной подкрутки потока рабочим колесом при несогласованной работе сопловой и рабочей решеток; третий член учитывает изменение радиального ускорения при частичных режимах; четвертый - влияние пространственного профилирования при изменении режима. Причем второй член при $u/c_\phi > (u/c_\phi)_0$ по всей высоте рабочей решетки положителен, а третий член больше нуля в периферийной зоне и отрицателен у корня, т.е. изменение радиального ускорения при частичных режимах увеличивает радиальный градиент давления в нижних сечениях лопатки и уменьшает его у периферии.

Таким образом, у корня радиальный градиент давления растет как за счет изменения поля центробежных сил, так и за счет изменения радиального ускорения.

С помощью уравнения (5.5) представим давление у корня на переменном режиме в виде интегрального соотношения

$$p'_{1к} = p_{1к} + \int_{r_k}^{r_{cp}} \rho \Delta c_{z1} \frac{\partial \Psi c_{r1}}{\partial z} \partial r - \int_{r_k}^{r_{cp}} \rho \frac{2c_{u1}\Delta c_{u1}}{r} \partial r + \int_{r_k}^{r_{cp}} 2\rho \text{tg} \delta \frac{c_{z1}}{r} \frac{\partial \Psi c_{u1} r}{\partial z} \partial r. \quad (5.6)$$

Оценим приближенно, используя уравнение (5.3) величину продольного градиента давления $\Delta p_{zk} = p_{1k} - p_2$

$$\Delta p'_{1k} = p_{1k} + \int_{r_k}^{r_{cp}} \rho \Delta c_{z1} \frac{\partial_{\psi} c_{r1}}{\partial z} \partial r - \int_{r_k}^{r_{cp}} \rho \frac{2c_{u1} \Delta c_{u1}}{r} \partial r + \int_{r_k}^{r_{cp}} 2\rho \text{tg} \delta \frac{c_{z1}}{r} \frac{\partial_{\psi} c_{u1} r}{\partial z} \partial r. \quad (5.7)$$

Выражение (5.6) показывает, что даже при достаточном положительном перепаде давления от выходного сечения из сопловой решетки p_{1k} до сечения за ступенью p_2 на расчетном режиме в корневом сечении рабочей решетки может появиться диффузорное течение при нерасчетном режиме, вызванное дополнительной подкруткой потока по всей высоте рабочей решетки и уменьшением расходной составляющей скорости.

Аналогичное явление имеет место на периферийном обводе. Давление на входном участке рабочего колеса выражается зависимостью

$$p'_{1n} = p_{1n} - \int_{r_{cp}}^{r_n} \rho \Delta c_{z1} \frac{\partial_{\psi} c_{r1}}{\partial z} \partial r + \int_{r_{cp}}^{r_n} \rho \frac{2c_{u1} \Delta c_{u1}}{r} \partial r - \int_{r_{cp}}^{r_n} 2\rho \text{tg} \delta \frac{c_{z1}}{r} \frac{\partial_{\psi} c_{u1} r}{\partial z} \partial r. \quad (5.8)$$

Из уравнения (5.8) получим продольный градиент давления $\Delta p'_{zn} = p'_{1n} - p_{1n}$, тогда

$$\Delta p'_{1n} = - \int_{r_{cp}}^{r_n} \rho \Delta c_{z1} \frac{\partial_{\psi} c_{r1}}{\partial z} \partial r + \int_{r_k}^{r_{cp}} \rho \frac{2c_{u1} \Delta c_{u1}}{r} \partial r - \int_{r_k}^{r_{cp}} 2\rho \text{tg} \delta \frac{c_{z1}}{r} \frac{\partial_{\psi} c_{u1} r}{\partial z} \partial r. \quad (5.9)$$

Таким образом, диффузорное течение в осевом зазоре может возникнуть из-за дополнительной подкрутки потока рабочим колесом при отклонении режима от расчетного, отклонение потока к периферии ($\Delta c_{z1n} > 0$) ослабляет эту тенденцию.

Проведем анализ формы линий тока при режимах $u/c_{\phi} > (u/c_{\phi})_0$. Уравнение движения в проекции на окружное направление можно записать для межвенцового зазора в виде [3]

$$\frac{c_r c_u}{r} = c_r \frac{\partial c_z}{\partial r} + c_z \frac{\partial c_u}{\partial z}. \quad (5.10)$$

Разделим обе части этого уравнения на $c_u c_z$ и, учитывая, что

$$\frac{dc_u}{dz} = \operatorname{tg}\gamma \frac{\partial c_u}{\partial r} + \frac{\partial c_u}{\partial z},$$

получим:
$$\operatorname{tg}\gamma = -\frac{r}{c_u} \frac{dc_u}{dz}. \quad \operatorname{tg}\gamma = -\frac{r}{c_u} \frac{dc_u}{dz}. \quad (5.11)$$

На входном участке рабочей лопатки $dc_u/dz > 0$, следовательно, $\operatorname{tg}\gamma < 0$, т.е. линии тока прижимаются к корневому обводу, затем на выходе из рабочего колеса, где $dc_u/dz < 0$ линии тока отклоняются к периферии.

У корня пространственная конфузурность течения на входном участке растет, а потом нарастает положительный продольный градиент давления $dp/dz > 0$, на периферии, наоборот, сначала имеет место диффузорный участок, а потом растет пространственная конфузурность.

В реальной ступени мощной паровой турбины рост диффузорности на периферии при отклонении режима от расчетного замедлен двумя факторами. Во-первых, в периферийных сечениях при расчетном режиме сверхзвуковые скорости $M_{w2} > 1$, следовательно, условия на входе в рабочую решетку существенно изменятся только после достижения $M_{w2} < 1$, во-вторых, решетки периферийных сечений имеют большие относительные шаги $\bar{t} > \bar{t}_{opt}$, и в них, очевидно, дополнительная подкрутка потока будет меньше.

Представленная схема образования отрывных зон в ступени большой веерности дополняется следующими факторами, способствующими развитию отрывных явлений на меридиональных границах:

1) диффузорным эффектом при косом обтекании корневой цилиндрической поверхности;

2) увеличением неравномерности поля давлений и скоростей в каналах рабочей решетки при больших отрицательных углах атаки и образованием вихревой зоны на вогнутой стороне профиля. Следует ожидать, что отрыв потока начинается на лопатках в местах пересечения профиля решетки и меридиональной ограничивающей поверхности, где всегда имеются участки с большей диффузорно-

стью и большей величиной пограничного слоя из-за вторичных течений. При дальнейшем увеличении диффузорности отрыв распространяется на всю торцевую поверхность;

3) неблагоприятными факторами, которые могут быть заложены еще в процессе проектирования ступени: большими углами раскрытия проточной части на периферии, малой или отрицательной степенью реактивности у корня, формой уплотнения корневого зазора и др.

Соответственно изменению давлений в ступени меняется и степень реактивности ρ . В корневых сечениях она уменьшается при увеличении u/c_ϕ , а в периферийных растет. При малой корневой реактивности на расчетном режиме она становится отрицательной на частичных режимах, инициируя развитие корневого отрыва.

Итак, режимы $u/c_\phi > (u/c_\phi)_0$ являются режимами несогласованной работы сопловой и рабочей решеток, вследствие чего поток на входном участке рабочей решетки продолжает закручиваться. Это вызывает увеличение радиального градиента давления $\partial p/\partial r$ на входном участке рабочей решетки и диффузорных участков на меридиональных обводах.

Следствием несогласованной работы сопловой и рабочей решеток является также изменение пропускной способности рабочей решетки. Этому процессу сопутствует снижение пропускной способности корневых сечений и увеличение пропускной способности периферийной зоны рабочей лопатки. Поток вытесняется в периферийную зону.

Кроме того, поток покидает ступень, имея значительную закрутку в сторону вращения $\alpha_2 \gg 90^\circ$. Поэтому независимо от тех процессов, которые происходят при нерасчетных режимах внутри рабочего колеса, за ступенью возникают те же явления, что и за одиночной кольцевой решеткой.

В кольцевом пространстве за рабочей решеткой происходит раскрутка потока, в процессе которой выравниваются статические давления и скорости и возрастают углы векторов скорости. Как и за одиночной кольцевой решеткой, структура потока за выходными кромками рабочей решетки сильно зависит от величины угла α_2 . Чем больше угол α_2 , тем интенсивнее развивается отрыв за ступенью.

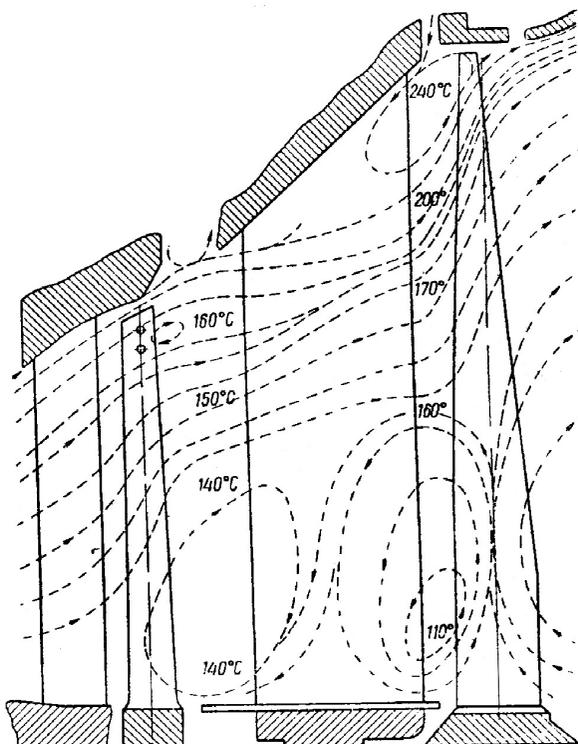


Рис. 5.7. Схема течения пара в последних ступенях К-300-23,5 ХТЗ на режиме холостого хода

На рисунке 5.7. показана структура течения в последних ступенях турбины К-300-22,5 ХТЗ на режиме холостого хода (исследования ВТИ), типичная для всех последних ступеней на этих режимах. Здесь вихревые течения распространились и на предпоследнюю ступень.

5.2. Влияние основных характеристик ступени на работу ступени при малых нагрузках

На структуру пространственного потока и экономичность ступени влияет большое число как независимых друг от друга, так и взаимосвязанных факторов: веерность ступени, форма ограничивающих поверхностей, величина межвенцового зазора, распределение параметров потока в зазоре и за ступенью, в частности

зависящее от параметров решеток профилей на различных радиусах, а также от угла навала лопаток δ .

Газодинамические параметры, определяющие работу ступени при расчетном режиме – степень расширения рабочего тела ε_0 (теплоперепад), отношение скоростей $(u/c_\phi)_0$ и корневая реактивность $\rho_{к0}$. Немаловажной оказывается величина радиальных зазоров и форма их уплотнения, размер перекрыш, бандажные связи, организация выходного тракта и т.п.

Критериями для сравнения различных способов организации потока в ступени являются в первую очередь эффективность ступени и прочностная и вибрационная надежность лопаток. Трудность создания оптимальной ступени для заданных условий работы заключается, во-первых, в том, что требования максимальной экономичности, надежности и технологичности часто являются противоречивыми, во-вторых, в том, что характеристики надежности и экономичности сильно меняются в зависимости от режима работы ступени.

Чтобы обеспечить эффективную и устойчивую работу ступени в заданном диапазоне режимов, иногда целесообразно при выборе расчетного режима поступиться соображениями экономичности.

Аналитически решить задачу о наиболее рациональной организации потока в ступени, работающей в заданном диапазоне режимов, невозможно ввиду большого числа факторов и их сложной взаимообусловленности. Такая задача может быть решена опытно или расчетным экспериментом, т.е. серией расчетов разных вариантов ступеней в широком диапазоне режимов.

5.2.1. Влияние пространственного профилирования

Из уравнения (5.4) очевидно, что навал сопловых лопаток по вращению $\delta > 0$ уменьшает радиальный градиент давления на расчетном режиме, следовательно, увеличивается корневая реактивность и уменьшается периферийная. Поток у корня прижимается к меридиональному обводу, увеличивая пространственную конфузурность течения, а на периферии отклоняется от ограничи-

вающей поверхности, увеличивая диффузорность. Очевидно, что обеспечить оптимальное профилирование возможно лишь при переменном угле δ по высоте лопатки: $\delta > 0$ у корня и $\delta < 0$ на периферии.

Для анализа влияния угла δ на работу ступени при переменных режимах обратимся к формуле (5.5). Из нее следует, что радиальный градиент давления за сопловой решеткой на режимах малых расходов $(\partial p / \partial r)'$ зависит, в первую очередь, от радиального градиента реактивности на расчетном режиме, который уменьшается при увеличении угла навала δ . Кроме того, четвертый член правой части этого уравнения компенсирует увеличение градиента давления, вызванное пространственной перестройкой потока на режимах малых нагрузок.

Уравнение (5.7) показывает, что *навал по направлению вращения увеличивает конфузорность течения на корневом обводе на режимах малых нагрузок, препятствуя возникновению отрыва. На периферии, наоборот, при $\delta > 0$ местный радиальный градиент давления увеличивает диффузорность течения (5.9), способствуя возникновению периферийного вихря.*

Форма пространственного профилирования должна определяться путем численного эксперимента, путем подбора закона изменения δ по радиусу в диапазоне режимов эксплуатации.

5.2.2. Влияние веерности

В ступенях с малым отношением $\theta = d/l$, поток имеет пространственно-градиентный характер, увеличивающий свою неравномерность по мере роста веерности. Так, например, корневая степень реактивности цилиндрической ступени, спроектированной по закону $\alpha_1 = \text{const}$, при условии $\varphi = \text{const}$ выражается по упрощенному уравнению радиального равновесия через среднюю степень реактивности

$$\rho_k = 1 - (1 - \rho_{\text{cp}}) \frac{1}{\left(1 - \frac{1}{\theta}\right)^{2\varphi^2 \cos^2 \alpha}}. \quad (5.12)$$

Это означает, что при фиксированной реактивности на среднем радиусе увеличение веерности приводит к снижению корневой реактивности. Используя формулу (5.12), найдем отклонение в корневой степени реактивности при изменении степени реактивности на среднем радиусе

$$\Delta\rho_k = \frac{\Delta\rho_{cp}}{\left(1 - \frac{1}{\theta}\right)^{2\varphi^2 \cos^2 \alpha}}. \quad (5.13)$$

Уравнение (5.13) показывает, что для ступеней с относительно длинными лопатками некоторое изменение степени реактивности на среднем радиусе может вызвать у корня значительно большее ее отклонение в ту же сторону.

Найдем разность степеней реактивности у корня и периферии

$$\rho_{п} - \rho_k = (1 - \rho_{cp}) \left[\frac{1}{(1 - 1/\theta)^{2\varphi^2 \cos^2 \alpha}} - \frac{1}{(1 + 1/\theta)^{2\varphi^2 \cos^2 \alpha}} \right]. \quad (5.14)$$

Эта разность получается тем больше, чем меньше θ и средняя реактивность ступени. Повышенный радиальный градиент реактивности в ступенях с малым θ обуславливает резкое различие в кинематике потока у корня и на периферии, вызывая серьезные отступления от оптимальных условий течения пара через рабочее колесо. При переменном режиме неблагоприятные факторы усугубляются.

Снова запишем выражения для градиента давления на меридиональных обводах корня (5.7) и на периферии (5.9) для ступени с радиальными лопатками, считая, что изменение радиального ускорения $c_{z1} \frac{\partial \Psi c_{r1}}{\partial z}$ при переходе на нерасчетный режим мало:

$$\Delta p'_{zk} = \Delta p_{zk} - \int_{r_k}^{r_{cp}} \rho \frac{2c_{u1} \Delta c_{u1}}{r} dr. \quad (5.15)$$

$$\Delta p'_{zn} = \Delta p_{zn} - \int_{r_n}^{r_{cp}} \rho \frac{2c_{u1} \Delta c_{u1}}{r} dr \quad (5.16)$$

По теореме о среднем интегральные соотношения (5.12) и (5.13) можно записать следующим образом:

$$\Delta p'_{zk} = \Delta p_{zk} - a_k \ln \left(\frac{1}{1 - 1/\theta} \right), \quad (5.17)$$

$$\Delta p'_{zn} = \Delta p_{zn} + a_n \ln \left(1 + \frac{1}{\theta} \right), \quad (5.18)$$

где a_k и a_n – среднеинтегральные значения $2\rho c_{ul} \Delta c_{ul}$ на интервалах (r_k, r_{cp}) и (r_n, r_{cp}) .

Выше было доказано, что $\Delta c_{ul} > 0$ по всей высоте рабочей лопатки. Следовательно, из-за дополнительной подкрутки потока рабочим колесом при нерасчетном режиме давление у корня снижается тем быстрее, чем больше веерность ступени. Это эквивалентно падению корневой степени реактивности и приводит к возникновению диффузорности на корневом обводе.

Очевидно, что даже при положительном расчетном перепаде давления в корневом сечении рабочей решетки может появиться диффузорное течение при нерасчетном режиме. И это тем более вероятно, чем больше веерность ступени. Аналогичное явление имеет место на периферийном обводе. С уменьшением θ величина продольного градиента давления возрастает, диффузорное течение возникает на входном участке рабочего колеса, и его появление тем вероятнее, чем больше веерность ступени.

В качестве примера рассмотрим характеристики работы трех ступеней на частичных режимах. Ступени имеют отношение θ соответственно 3,3; 2,75; 2,4. Веерность менялась за счет периферийного радиуса рабочих лопаток, причем форма меридионального обвода оставалась неизменной. Закон закрутки сопловой решетки одинаков для всех трех вариантов $\alpha_1 = 18^\circ 48' = \text{const}$.

На рисунке 5.8 *a* нанесены кривые изменения режима наступления отрывного течения в зависимости от веерности для корня и периферии, которые показывают, что почти во всем диапазоне изменения веерности корневой отрыв наступает раньше периферийного при снижении объемного расхода. Функция $Gv_2^{\text{отр}} = f(\theta)$ для периферии имеет большой наклон, т.е. с увеличением веерности условия устойчивости потока на периферии ухудшаются быстрее, и для ступени с $\theta = 2,4$ отрыв на периферии возможен раньше корневого.

Сам по себе факт возникновения периферийного отрыва раньше корневого справедлив для данного конкретного случая закрутки сопловой решетки, теплоперепада и формы меридиональных обводов. Однако тенденция более быстрого ухудшения условий на периферии с увеличением веерности универсальна.

Величина зоны корневого отрыва также сильно зависит от веерности ступени и от объемного расхода (рис.5.8 б). Так, например, для режима $\overline{GV}_2 = 0,55$ при изменении θ от 3,3 до 2,4 зона отрыва может варьировать от 0 до 20% длины лопатки.

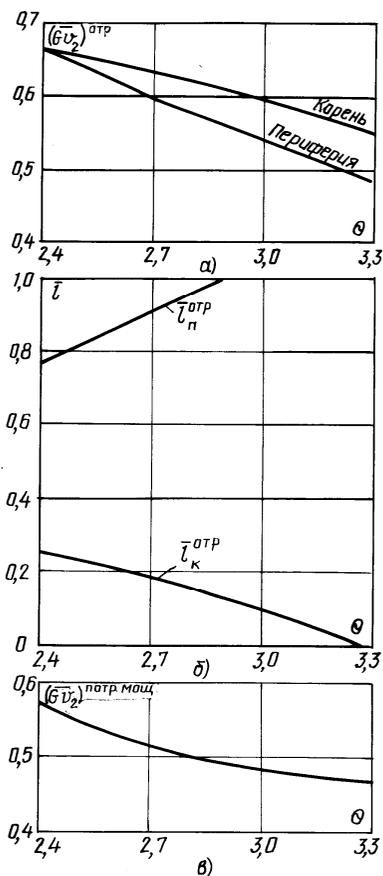


Рис. 5.8. Влияние веерности ступени на возникновение отрыва и переход в режим потребления мощности:

а – режим наступления отрыва; б – протяженность зоны отрыва;
в – режим перехода ступени к потреблению мощности

Периферийный отрыв в ступени с $d/L = 3,3$ не возникает вплоть до режима с относительным объемным расходом $\overline{GV}_2 = 0,48$, тогда как для ступени с $\theta = 2,4$ при этом режиме зона периферийного отрыва занимает около 30% высоты лопатки. При частичном режиме с $\overline{GV}_2 = 0,55$ отрыв реализуется при отношении $\theta = 2,9$, а при отношении $\theta = 2,4$ отрыв занимает 20% высоты лопатки.

В заключение интересно проследить переход ступени в режим потребления мощности при снижении объемного расхода в зависимости от веерности ступени. На рисунке 5.8 в дана зависимость относительного объемного расхода, при котором мощность, вырабатываемая ступенью, равна нулю от ее веерности.

Из рисунка видно, что ступени предельной веерности значительно раньше переходят в режим потребления мощности из-за тех негативных явлений, связанных с пространственной перестройкой потока, которые описаны выше.

Совокупность всех перечисленных факторов приводит к тому, что экономичность ступеней с наименьшим θ при снижении объемного расхода \overline{GV}_2 ниже, чем у ступеней одинаково спроектированных, но с большим θ , что наглядно подтверждает график КПД $\eta_{ол}$, приведенный на рис. 5.9.

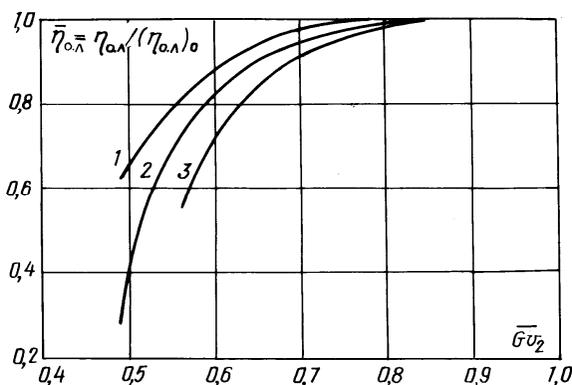


Рис. 5.9. Лопаточный КПД ступени в зависимости от веерности:

1 — $\theta = 3,3$; 2 — $\theta = 2,75$; 3 — $\theta = 2,4$

5.2.3. Влияние корневой реактивности

Выбор корневой реактивности при проектировании ступени во многом определяет структуру потока в ступени и экономичность, так как при радиально установленных лопатках величина средней реактивности ступени гораздо слабее зависит от закона закрутки сопловой решетки, чем от ρ_k . При заданном теплоперепаде, а значит и $(u/c_\phi)_0$, величина корневой реактивности прямо указывает на достижимую экономичность ступени, о чем свидетельствует формула для выбора оптимального u/c_ϕ последней ступени [2]

$$\left(\frac{u}{c_\phi}\right)_{\text{опт}} = \varphi \frac{1 - (c_2/c_\phi)^2}{2 \cos \alpha_1 \sqrt{1 - \rho_{\text{сп}}}}. \quad (5.19)$$

Перечислим основные критерии выбора величины реакции корня:

1. Отрицательная реактивность в корне $\rho_k < 0$ предполагает диффузность течения на нижнем меридиональном обводе и может привести к отрыву потока уже на расчетном режиме. Чем больше ρ_k , тем больше конфузность корневой зоны рабочей решетки, меньше потери в ней, в том числе и концевые.

2. В ступенях с очень большим теплоперепадом, например, в последних ступенях мощных паровых турбин в корневом сечении при малом ρ_k относительная скорость входа в рабочую решетку может превысить критическую $M_{w1} > 1$.

3. Значительная положительная реакция в корневом сечении, а значит и повышенная реактивность на периферии, приводит к сверхзвуковому режиму течения в рабочих лопатках и росту утечки поверх рабочей лопатки.

4. С ростом корневой реактивности возрастает и средняя реактивность ступени, а, следовательно, оптимальный теплоперепад уменьшается.

5. Из-за роста реактивности возрастает осевое усилие, действующее на лопатки, но абсолютное значение осевых усилий невелико из-за низких давлений в последних ступенях.

6. Рост реактивности существенно увеличивает угол β_1 по высоте лопатки. В связи с этим увеличиваются изгибающие напряжения $\sigma_{и}$, и уменьшается статическая частота колебаний лопатки $f_{ст}$.

Представляет интерес исследование влияния корневой реактивности на надежность и экономичность работы ступени при частичных нагрузках. В соответствии с уравнением радиального равновесия (5.5) для входного участка рабочей решетки на переменном режиме для радиальных лопаток на радиальный градиент давления там влияют три компоненты. Первый член правой части – градиент давления за сопловой решеткой, который, как было замечено выше, уменьшается при переходе к высокой корневой реакции, второй член выражает изменение радиального градиента давления за счет дополнительной закрутки потока рабочим колесом при несогласованной работе решеток, третий член учитывает влияние изменения радиального ускорения при частичных режимах.

Перепишем члены уравнения так, чтобы степень реактивности входила в него в явном виде, учитывая, что из треугольников скоростей (рис.5.5) изменение осевой скорости на частичном режиме примет вид

$$\Delta c_z = \frac{\varphi c_\phi \sin \alpha_1 \sqrt{1-\rho}}{1 + \operatorname{tg} \beta_{1к} \operatorname{ctg} i}. \quad (5.20)$$

Тогда

$$\left(\frac{1}{\rho_1} \frac{\partial p_1}{\partial r} \right)' = \frac{1}{\rho_1} \frac{\partial p_1}{\partial r} + \frac{2\varphi \cos \alpha_1 c_\phi \sqrt{1-\rho} \Delta c_{u1}}{r} + \frac{\varphi \sin \alpha_1 c_\phi \sqrt{1-\rho}}{1 + \operatorname{tg} \beta_{1к} \operatorname{ctg} i} \frac{\partial_\psi c_{r1}}{\partial z}. \quad (5.21)$$

Если не учитывать влияние ρ_k на величину Δc_{u1} , то очевидно, что увеличение корневой реактивности снижает рост $\partial p / \partial r$ на входном участке рабочей решетки при изменении режима как за счет снижения дополнительной подкрутки, так и за счет уменьшения вытеснения потока к периферии.

В периферийной зоне влияние корневой реакции неоднозначно, повышенная реактивность уменьшает темп роста реактивности за счет второго члена уравнения (5.21) и увеличивает его за счет третьего члена.

На рисунке 5.10 приведены результаты расчета переменных режимов ступеней с корневой реактивностью соответственно 0, 0,2 и 0,4 при законе закрутки сопловой решетки $\alpha_1 = \text{const}$, отношение $\theta = 2,75$ у всех трех вариантов. На рисунке 5.10 а построена зависимость начала отрыва для сравниваемых вариантов, т.е. функцию $\overline{GV}_2^{\text{отр}} = f(\rho_k)$. Из рисунка видно, чем ниже степень реактивности, тем ближе отрывные режимы у корня к расчетному режиму. Отрыв на периферии слабо зависит от корневой степени реактивности, при этом имеет место обратная зависимость: чем выше корневая реактивность, тем скорее наступают отрывные режимы. Так у ступени с $\rho_k = 0$ корневой отрыв возникает при $\overline{GV}_2 = 0,8$, затем при $\overline{GV}_2 = 0,54$ теряет устойчивость поток у периферийной границы.

При очень высокой степени реактивности при уменьшении \overline{GV}_2 возможно сначала образование периферийного вихря, а потом уже корневого отрыва.

На рисунке 5.10 б дана зависимость протяженности зоны, занятой корневым и периферийным отрывами в зависимости от реактивности ступени на режиме с $\overline{GV}_2 = 0,5$. При корневой реак-

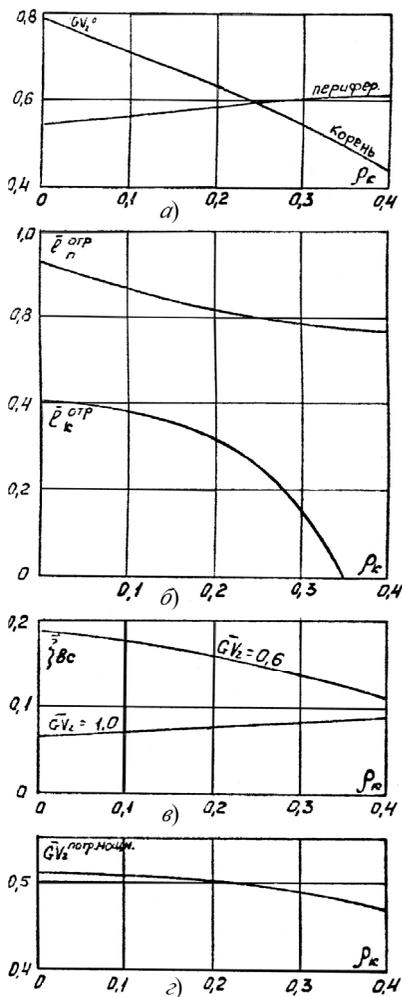


Рис. 5.10. Влияние корневой реактивности ступени на возникновение отрыва и переход в режим потребления мощности

тивности $\rho_k = 0,35$ у корня отрыва еще нет, а на периферии отрыв занимает более 20% высоты лопатки.

Наиболее важным с точки зрения экономичности является вопрос об изменении потерь с выходной скоростью при частичных режимах для ступеней с разной корневой реактивностью. Обратимся к результатам расчетов.

На рисунке 5.10 в представлена зависимость коэффициента потерь с выходной скоростью $\xi_{вс}$ на расчетном режиме и режиме с $\overline{GV}_2 = 0,6$ от корневой степени реактивности ступени. Из графика видно, что с повышением корневой реактивности потери с выходной скоростью при частичных режимах растут менее интенсивно. Так при расчетном режиме ступень с $\rho_k = 0$ по сравнению с двумя другими вариантами имела максимальные потери из-за более неравномерного распределения удельного расхода по высоте. Наибольшего значения он достигает в корневых сечениях из-за влияния сжимаемости.

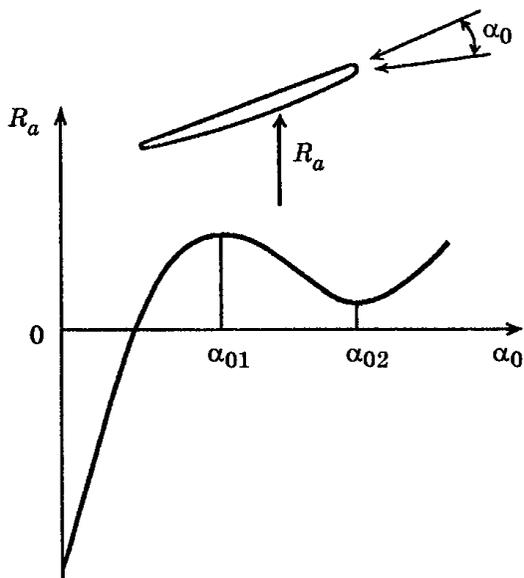


Рис. 5.11. Зависимость аэродинамического усилия от угла атаки

На режиме частичного расхода, т.е. $u/c_\phi > (u/c_\phi)_0$, потери с выходной скоростью в этой ступени также значительно больше, т.е. чем ниже степень реактивности, тем рост потерь с выходной скоростью интенсивнее при снижении \overline{GV}_2 .

Если учесть все перечисленные выше обстоятельства, то оказывается, что, несмотря на повышенную чувствительность к периферийному отрыву, ступени с большой степенью реактивности ρ_k при частичных нагрузках работают более экономично.

Анализ причин перестройки потока с образованием вихревых зон на меридиональных обводах на режимах малых нагрузок дает возможность сформулировать рекомендации к проектированию последних ступеней.

1. Для ступеней, работающих в широком диапазоне изменения режимов, например, последних ступеней теплофикационных турбин не рекомендуется очень малое отношение θ , так как чем меньше θ , тем чувствительнее ступень к изменению режима и скорее переходит в режим потребления мощности.

2. Уменьшение градиента реактивности на расчетном режиме способствует более стабильной работе на частичных нагрузках. Этого можно достигнуть пространственным профилированием сопловой решетки, выполнив лопатки саблевидными или применив обратную закрутку. Однако, учитывая недостатки обратной закрутки – повышенный уровень выходной потери при расчетном режиме и малую жесткость корневого сечения рабочей лопатки – следует при создании ступени индивидуально подходить к выбору закона закрутки, учитывая предполагаемый диапазон режимов эксплуатации.

3. Увеличение корневой реактивности ρ_k приводит к значительному улучшению обтекания нижней меридиональной границы при частичных режимах, однако очень высокое значение ρ_k может приблизить режим образования вихря в осевом зазоре на периферии, повисить периферийные утечки и ослабить прочность рабочих лопаток.

4. С точки зрения экономичности и устойчивости ступени к изменению режима предпочтительно увеличивать располагаемый теплоперепад ступени H_0 .

Следует отметить еще один опасный симптом режимов малых нагрузок – самовозбуждающиеся колебания лопаток [6]. Автоколебания, как правило, появляются при значительном отклонении углов натекания потока на решетки от расчетных. Типичная зависимость аэродинамической силы от угла натекания имеет вид, изображенный на рис. 5.11. При увеличении отрицательного угла атаки α_0 сила R_a вначале растет и при $\alpha_0 = \alpha_{01}$ достигает максимального значения, на участке от α_{01} до α_{02} наблюдается уменьшение силы R_a при увеличении угла атаки α_0 .

Ниспадающая зависимость силы от угла натекания есть основной признак возможного возникновения самовозбуждающихся колебаний, называемых срывным флаттером.

Колебания лопаток происходят обычно по формам с преобладанием крутильных деформаций. Угол атаки зависит от объемного расхода пара. Чем меньше объемный расход, тем больше отрицательный угол атаки.

Повышение противодействия (ухудшение вакуума) при неизменной мощности также ведет к снижению объемного пропуска пара через последнюю ступень и тем способствует возникновению автоколебаний. Возникновению автоколебаний способствует увеличение отношения w_1/pb (w_1 – скорость набегающего потока; p – частота колебаний лопатки; b – хорда лопатки), отношения плотностей ρ_1/ρ_M (ρ_1 – плотность среды; ρ_M – плотность материала лопаток); относительного шага t_2/b , а также отношения a/b (a – расстояние от центра кручения до передней кромки).

Влияние режимов работы на вибрационную надежность лопаток последних ступеней ЦНД приведено на рис. 5.12. Область высоких вибрационных напряжений при противодействии $p_k > p_{пр}$ определяется повышенными возбуждающими силами, вызывающими вынужденные колебания лопаток.

Предельные значения $p_{пр}$ задаются заводами-изготовителями и обычно равны 12,0–25,0 кПа. Зона самовозбуждающихся колебаний расположена левее наклонной линии при малых массовых расходах G и повышенных противодействиях. Область допустимых режимов заштрихована. Вне заштрихованной зоны работа ступени недопустима по условиям вибрационной надежности.

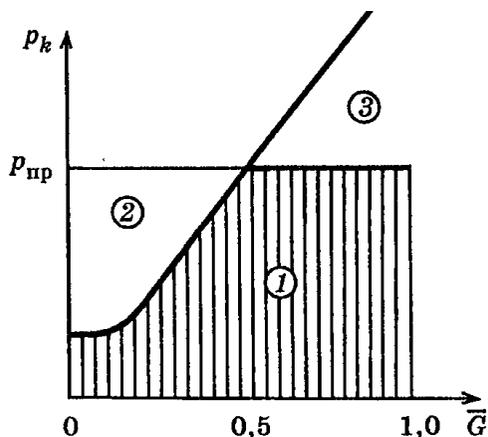


Рис. 5.12. Режимы появления флаттера в последних ступенях ЧНД:

- 1 – область допустимой работы;
- 2 – область возникновения самовозбуждающихся колебаний;
- 3 – область высоких вибрационных напряжений

На режимах с относительными расходами $G/G_0 = 0,3 \div 0,5$ последние ступени паровых турбин должны надежно и устойчиво работать несмотря на неизбежное появление вихревых течений, являющихся источником низкочастотных колебаний.

5.3. Расчет переменного режима последней ступени

Расчет ступеней большой верности по упрощенному уравнению радиального равновесия, т.е. методом элементарных ступеней [3], особенно при переменных режимах работы, может привести к большим погрешностям, вследствие пространственной структуры течения.

Хорошие результаты дает использование осесимметричного метода расчета таких ступеней с учетом изменения потерь в решетках при изменении режима [1]. Система газодинамических уравнений в осесимметричной постановке решается методом конечных разностей итерациями с использованием метода Зейделя, т.е. релаксации для улучшения сходимости процесса последова-

тельных приближений. Это означает, что в правую часть уравнений подставляются не величины, полученные в последнем приближении τ , а величины, полученные при помощи коэффициента релаксации η из результатов последнего τ и предпоследнего $\tau - 1$ приближений. Так, для радиусов линий тока нового приближения используется значение

$$\tilde{r}^\tau = (1 - \eta)\tilde{r}^{\tau-1} + \eta r^\tau,$$

где коэффициент релаксации изменяется в пределах $0 < \eta < 1$.

В качестве первого приближения могут быть использованы данные расчета ступени по методу элементарных ступеней.

Исходными данными для расчета являются следующие параметры расчетного режима ступени: расход G_0 ; частоту вращения n_0 ; параметры полного торможения на входе p_{00} и h_{00} ; давление на выходе p_{20} ; степень реактивности на среднем радиусе $\rho_{0\text{ср}}$. Необходимо также знать все конструктивные размеры ступени, включая углы решеток, хорды лопаток по всей высоте решетки.

Практический интерес представляют три задачи переменного режима:

- 1) заданы n , p_0 и h_0 , G_0 ; нужно определить p_2 ;
- 2) заданы n , p_0 и h_0 , p_2 ; нужно определить p_0 и h_0 ;
- 3) заданы n_0 , p_2 и y_2 (или t_2), G_0 ; нужно определить G_0 ;

Эти задачи с помощью уравнения Стодола-Флюгеля (2.3) и последовательных приближений можно свести к первой.

Для расчета ступеней большой веерности на переменных режимах создана программа расчета REGIM_STUP на языке Pascal в среде Delphi. Расчет ведется по 17 сечениям по радиусу ступени.

Программный модуль включает следующие файлы:

- Id_dl.txt – файл исходных данных;
- Result_dl.txt – файл результатов расчета;
- О программе.txt – файл с описанием программы;
- REGIM_dl.exe – рабочий файл.
- Расчет – лист из программы Excel для перевода данных

в Excel и построения графиков.

Исходные данные состоят из двух блоков: режимных параметров и конструктивных параметров. Режимные параметры формируются непосредственно на форме DELPHI, т.е. на экране. Для удобства на форме уже присутствуют некоторые значения параметров, которые позволяют ориентироваться в порядке и размерности задаваемых величин.

Результаты расчетов в файле Result.txt представлены выборочно по пяти сечениям: корневому, среднему, периферийному и двум промежуточным. Этот файл может быть распечатан из панели формы в следующем виде.

Результаты расчета переменного режима ступени турбины с $d/L = 2,58$:

- режим: $Gv_2/Gv_{20} = 0,9$; $u/c_\phi = 0,7662$;
- высота сопловой решетки $l_1 = 0,9470$ м;
- диаметр $D_1 = 2,4670$ м;
- высота рабочей решетки $l_2 = 0,9600$ м;
- диаметр $D_2 = 2,4800$ м;
- угол наклона периферийного обвода $\gamma_\pi = 42,0$ град;
- стреловидность сопловой решетки на периферии $\delta = 0,0$ град;
- параметры на входе: $p_{0\text{торм}} = 0,014$ МПа; $h_{0\text{торм}} = 2318,0$ кДж/кг; $x_0 = 0,8856$;
- параметры на выходе: $p_2 = 0,005$ МПа;
- число оборотов $n = 50$ с⁻¹;
- располагаемый теплоперепад $H_0 = 129,00$ кДж/кг; $u/c_\phi = 0,767$;
- расход $G = 50,0$ кг/с; внутренняя мощность $N_i = 4728,6$ кВт;
- относительный внутренний КПД $= 0,733$;
- потери с выходной скоростью $0,106$; потери от влажности $0,0762$.

Результаты расчета представлены в табл. 5.1 и на рис. 5.13 и 5.14.

Таблица 5.1

Наименование величины	Сечения решетки				
	0	0.25l	0.5l	0.75l	l
Радиус сопловой решетки r_1 , м	0,760	0,997	1,234	1,470	1,707
Степень реактивной р	0,2000	0,4850	0,6442	0,7378	0,7899
Теплоперепад СР H_c , кДж/кг	103,2	66,4	45,9	33,8	27,1
Уд. расход СР $g_1 = G/F$, кг/(m^2c)	6,812	6,812	6,812	6,812	6,813
Давление за СР p_1 , МПа	0,00615	0,00829	0,00976	0,01073	0,01130
Энтальпия h_1 , кДж/кг	2214,8	2251,6	2272,1	2284,2	2290,9
Уд. объем за СР V_{1b} , m^3/kg	19,653	15,069	13,040	11,993	11,450
Сухость пара за СР x_{1r}	0,8485	0,8624	0,8698	0,8740	0,8763
Реальная влажность за СР y_1	0,0604	0,0600	0,0848	0,1318	0,2001
Число Маха за СР M_{1r}	1,233	0,973	0,801	0,684	0,611
Коэффициент расхода СР μ_{1r}	1,0107	1,0373	1,0479	1,0373	1,0107
Эфф. угол выхода $\alpha_{1к}$, град.	16,17	15,77	16,34	17,93	20,06
Угол выхода α_1 , град.	16,95	15,77	16,34	17,93	20,06
Угол навала лопаток δ , град.	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
Скорость выхода c_{1b} , м/с	454,31	364,52	302,99	260,18	232,99
Коэффициент скорости СР φ	0,8985	0,9764	0,9787	0,9739	0,8770
Скорость выхода c_1 , м/с	408,19	355,91	296,54	253,37	204,16
Энтальпия торм. перед РР	2253,3	2259,9	2283,5	2315,3	2363,5
Отн. скорость выхода w_1 , м/с	192,81	102,44	137,24	242,29	364,34
Число Маха M_{w1}	0,5158	0,2725	0,3612	0,6290	0,9278
Угол входа в РР β_1 , град.	38,119	73,328	141,584	161,191	169,27
Теплоперепад в РР H_p , кДж/кг	64,3	70,9	94,5	126,3	174,5
Радиус РР r_2 , м	0,760	1,000	1,240	1,480	1,720
Окружная скорость u_2 , м/с	238,761	314,159	389,557	464,956	540,35
Уд. расход РР g_2 , кг/(m^2c)	6,720	6,697	6,681	6,670	6,664
Число Маха M_{2r}	0,9848	1,0367	1,1988	1,3880	1,6329
Коэффициент расхода РР μ_2	0,9015	0,9239	0,9251	0,9271	0,9155
Меридиональный угол γ_2 , град.	0,00	2,45	4,89	7,31	9,71
Эфф. угол выхода $\beta_{2к}$, град.	29,672	26,696	22,109	17,545	13,253
Угол выхода из РР β_2 , град.	29,672	27,217	23,215	19,831	16,964
Отн. скорость выхода w_2 , м/с	358,55	377,44	436,46	505,36	594,51
Коэффициент скорости ψ	0,8313	0,9699	0,9728	0,9625	0,8915
Отн. скорость выхода w_2 , м/с	298,08	366,08	424,59	486,42	529,98
Скорость выхода из РР c_2 , м/с	148,94	167,94	167,88	166,38	160,30
Окружная проекция ск. c_{u2} , м/с	20,23	11,33	0,43	-7,81	-34,05
Осевая проекция ск. c_{z2} , м/с	147,56	167,40	167,27	164,86	154,44
Угол выхода из РР α_2 , град.	82,193	86,129	89,853	92,714	102,434
Удельный объем за РР V_{2b} , m^3/kg	24,3162	24,1454	24,1916	24,3089	24,7475
Энтальпия за РР h_{2b} , кДж/кг	2224,8	2212,4	2215,7	2224,3	2256,9
Выходные потери $\Delta H_{вс}$, кДж/кг	0,0860	0,1093	0,1092	0,1073	0,0996
Потери от влажности	0,0380	0,0391	0,0584	0,0938	0,1451
КПД $\eta_{ол}$	0,7221	0,8189	0,7928	0,7263	0,4740

Изменение чисел Маха по высоте ступени

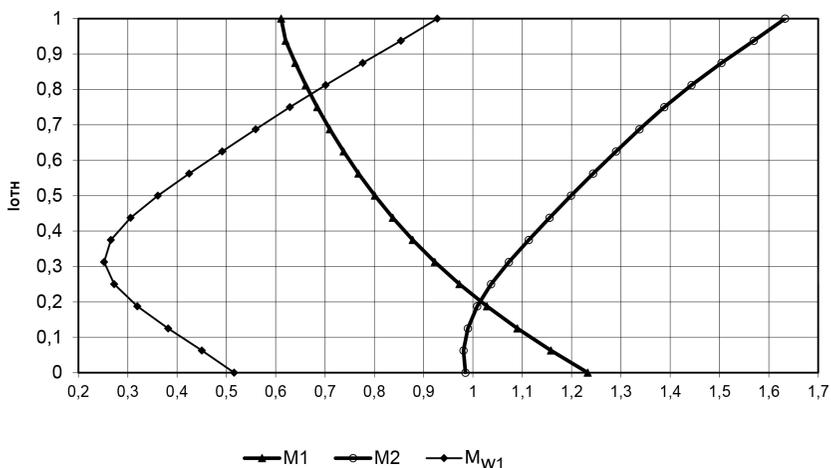


Рис. 5.13. Изменение чисел Маха по высоте

Распределение КПД, реактивности и коэффициентов скорости

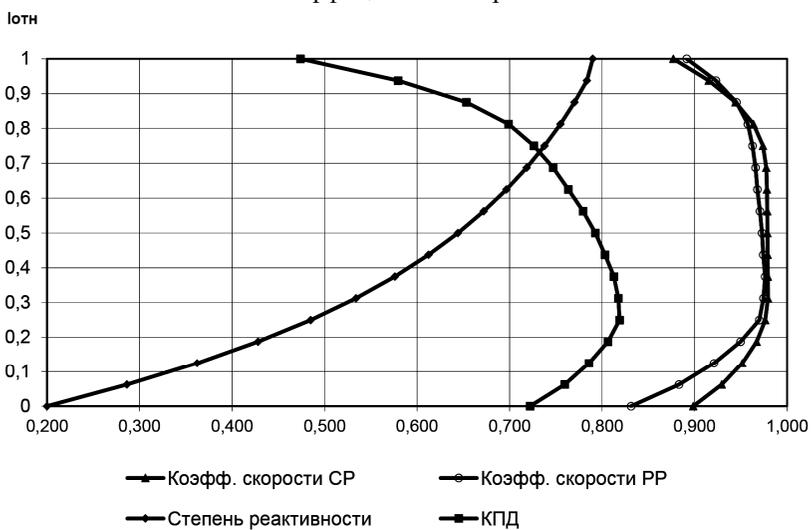


Рис. 5.14. Изменение степени реактивности ρ , коэффициентов скорости φ и ψ и КПД $\eta_{ол}$

Контрольные вопросы

1. Какие силы в основном формируют радиальный градиент давления в межвенцовом зазоре турбинной ступени большой веерности?

2. Какие составляющие формируют радиальный градиент давления в межвенцовом зазоре турбинной ступени большой веерности?

3. Как изменяется радиальный градиент давления в межвенцовом зазоре ступени большой веерности при снижении нагрузки?

4. От каких факторов зависит относительный объемный расход пара, при котором ступень переходит в режим потребления мощности?

5. Как влияет веерность ступени на формирование отрывных зон на меридиональных обводах при режимах сниженных нагрузок?

6. Как изменяются концевые потери в ступени большой веерности на частичных режимах?

7. За счет чего возникает окружная неравномерность за последней ступенью в конденсационных турбинах?

8. Как выбрать степень реактивности в корне для ступени большой веерности, устойчиво работающей в широком диапазоне режимов?

9. Какие рекомендации по созданию ступени, устойчиво работающей в широком диапазоне режимов, можно дать?

10. Как объяснить перестройку потока в последней ступени на режимах малых нагрузок?

11. Как изменяется расходная составляющая скорости в турбинных ступенях большой веерности на режимах малых нагрузок?

12. Как изменяется окружная составляющая скорости в турбинных ступенях большой веерности на режимах малых нагрузок?

13. Почему линии тока на частичных режимах в турбинных ступенях большой веерности отклоняются к периферии?

14. Почему в корне рабочей решетки образуется диффузорный участок на режимах малых нагрузок?

15. Почему в межвенцовом зазоре на периферийном обводе образуется диффузорный участок на режимах малых нагрузок?

16. Какие источники низкочастотных колебаний имеются в последних ступенях при малых нагрузках?

17. Какие режимы работы последней ступени являются опасными с точки зрения низкочастотных колебаний?

18. Где появляется раньше отрыв потока от меридиональных обводов: у корня или на периферии облопачивания?

19. Как влияет саблевидность сопловых лопаток на устойчивость течения в режимах малых нагрузок?

20. Как влияет корневая реактивность на работу ступени в режимах малых нагрузок.

6. ПЕРЕМЕННЫЙ РЕЖИМ РАБОТЫ ПАРОВОЙ ТУРБИНЫ

При переменном режиме работы экономичность турбины и всей турбоустановки, показатели маневренности и надежность различных ее элементов сильно зависят от системы парораспределения и способов регулирования, как это было отмечено в разделе 1.

Для расчета проточной части турбины с некоторой погрешностью можно использовать формулы (4.3–4.12), полученные для отсека турбины. Погрешность определяется пренебрежением изменения расходов по ступеням, связанных с регенеративной системой и утечками в концевых уплотнениях. Регенеративные подогреватели подключены к камерам нерегулируемых отборов пара из турбины, давление в которых меняется при изменении режима работы турбины. Для конденсационных турбин, очевидно, что давления в отборах изменяются пропорционально расходу пара, для турбин с противодавлением эта зависимость более сложная. Влияние регенеративных отборов на КПД ПТУ $\eta_{бр}$ брутто можно учесть коэффициентом регенерации k_p :

$$\eta_{бр} = \eta_{В_{бр}} k_p,$$

где – КПД брутто ПТУ без учета регенерации. Для ПТУ с промперегревом коэффициент регенерации рассчитывается по формуле

$$k_p = (1 - \sum \beta_i \gamma_i) (h_0 - h_{Вк} + h_{мп} - h_1) / ([h_0 - h_{п.в} + \beta(h_{мп} - h_1)]),$$

где $\beta_i = G_i/G$; $\gamma_i = h_i/H_{0i}$; $\beta = G_{п}/G$; H_{0i} – использованный теплоспад турбины; G_i – расход пара в i регенеративный подогреватель; G , $G_{п}$ – расход пара, выходящего, соответственно, из парогенератора и промежуточного перегревателя или СПП.

Для более точного расчета характеристик турбины на переменных режимах необходимо иметь программу расчета, алгоритм которой учитывает все особенности ее работы при изменении режима. Для этого часто используется иностранное программное обеспечение, например, программы *ThermoFlow* и *GateCycle*.

При использовании таких программных комплексов не всегда известны предпосылки, заложенные в их основу, и ограни-

чения при их использовании для расчетов отечественного оборудования. Кроме того, перспективно иметь отечественное программное обеспечение.

Ниже описана программа расчета переменного режима паровой турбины, разработанная на кафедре ПГТ в пакете DELPHI.

6.1. Программа расчета переменного режима работы турбины

В основу постановки задачи расчета переменного режима паровой турбины положен поверочный расчет турбины. При решении задачи вводятся следующие предпосылки:

1. Рассматривается стационарное течение невязкого газа с показателем изэнтропии k в проточной части турбины. Потери при обтекании профилей сопловых и рабочих решеток и меридиональных обводов оцениваются по эмпирическим формулам, разработанным на кафедре ПГТ МЭИ.

2. Расчет течения в ЧВД ведется по средним диаметрам сопловых и рабочих лопаток, в ЧСД и ЧНД с учетом изменения параметров потока по радиусу по v сечениям, делящим сопловые и рабочие лопатки на равные отрезки по высоте $\Delta l = l/(v-1)$.

3. Неравновесная конденсация в процессе истечения отсутствует. Потери от влажности учитываются по эмпирическим формулам, разработанным на кафедре ПГТ МЭИ.

4. Теплообмен со стенками и окружающей средой отсутствует.

5. Паровая турбина на всех режимах работает с постоянным числом оборотов $n = 50 \text{ с}^{-1}$.

В качестве исходных данных задаются определяющие конструктивные размеры: число ступеней z , для ЧВД и ЧСД – средние диаметры сопловых и рабочих лопаток $d_{\text{ср}}$, их высоты l_1 и l_2 , хорды профилей b_1 и b_1 , конструктивные углы решеток $\alpha_{1\text{э}}$, $\beta_{1\text{э}}$, $\beta_{2\text{э}}$, для ЧНД кроме этих характеристик необходимо знать изменение конструктивных углов решеток $\alpha_{1\text{э}}$, $\beta_{1\text{э}}$, $\beta_{2\text{э}}$ и хорд профилей по высоте лопаток.

Для расчета потерь от утечек через диафрагменные и надбандажные уплотнения задаются следующие данные: вид уплотнения, количество гребешков в уплотнении $z_{\text{д}}$ и $z_{\text{п}}$, радиальный δ_r и осевой δ_z зазоры, диаметры уплотнений $d_{\text{ду}}$ и $d_{\text{пу}}$.

Для расчета утечек через среднее и концевые уплотнения необходимо располагать следующими данными: вид уплотнения, количество гребешков в уплотнении z , радиальный δ_r и осевой δ_z зазоры и диаметр вала d_v . Оценка давлений в тракте за передним и задним концевыми уплотнениями $p_{п.у.}$ и $p_{з.у.}$ производится при расчете тепловой схемы.

Кроме того, по результатам расчетного режима должны быть известны следующие величины:

1) расход пара на входе в ЧВД на расчетном режиме – $G_0^{ЧВД} = G_0^{ВД}$;

2) расход пара на входе в ЧСД на расчетном режиме – $G_0^{ЧСД}$, расход пара через один поток ЧНД $G_i^{ЧНД} = G_0^{ЧНД}/i$;

3) для каждой ступени турбины известны следующие параметры на расчетном режиме: начальное давление p_{00} и температура T_{00} ; конечное давление p_{20} ; располагаемый теплоперепад H_{00} ; степень реактивности ρ_0 ; коэффициент потерь в сопловой решетке φ_0 ; относительная скорость выхода из рабочей решетки w_{20} .

Программа составлена для турбины К-110-6,6 производства ЛМЗ, работающей в составе ПГУ. Она может быть легко приспособлена для расчета любой паровой турбины при изменении исходных данных и организации печати результатов. Чертеж турбины дан на рис. 6.1.

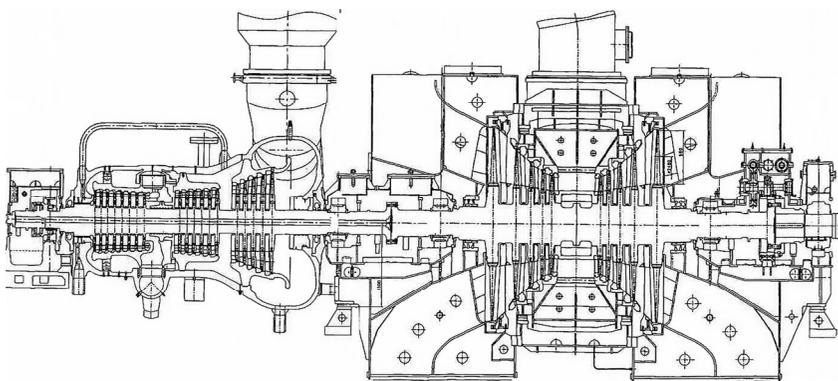


Рис. 6.1. Паровая турбина К-110-6,5 ЛМЗ для ПГУ-325

Турбина спроектирована в двухцилиндровом исполнении. Паровая турбина выполнена с дроссельным парораспределением, так как режим их работы целиком зависит от работы газовых турбин. Пар контура высокого давления с массовым расходом $G^{\text{ВД}}$ с параметрами $p_0^{\text{ВД*}}$, $t_0^{\text{ВД*}}$ из котла утилизатора поступает в первый отсек цилиндра высокого давления (ЦВД) турбины.

После расширения в 9 ступенях левого потока, расположенных во внутреннем корпусе, с давлением p_{z1} пар совершает поворот на 180° , проходит между внутренним и наружным корпусами и направляется во второй отсек ЧВД. Для устранения протечек пара высокого давления во второй отсек ЧВД установлено среднее лабиринтовое уплотнение ротора.

После расширения в 6 ступенях правого потока пар с давлением p_{z2} поступает в камеру смешения. Туда же подается пар контура низкого давления с массовым расходом $G^{\text{НД}}$ из котла утилизатора с параметрами $p_0^{\text{НД*}}$, $t_0^{\text{НД*}}$. Из камеры смешения пар с расходом $G_0^{\text{ЧСД}} = G_0^{\text{ВД}} + G_0^{\text{НД}}$ поступает в ЧСД и, совершив работу в четырех ступенях правого потока, выходит из ЦВД с давлением p_{z3} . В местах выхода вала из ЦВД установлены переднее и заднее концевые уплотнения. Затем пар по двум ресиверным трубам направляется в двухпоточный цилиндр низкого давления, имеющий по 4 ступени в каждом потоке. Отработавший пар поступает в конденсатор, давление в котором p_k .

Цель расчета: по заданным исходным параметрам пара на произвольном режиме определить интегральные характеристики работы турбины, а также расходы и параметры пара (давление p , энтальпию h , удельный объем v , температуру t , степень сухости x в характерных точках).

Параметры, определяющие режим работы турбины на переменном режиме, находятся в результате расчета тепловой схемы ПГУ после расчета котла утилизатора. Для схемы двух давлений определяющими параметрами являются:

- 1) давление и температура полного торможения на входе в ЧВД – $p_0^{\text{ВД*}}$, $t_0^{\text{ВД*}}$;
- 2) давление и температура полного торможения на входе в ЧСД – $p_0^{\text{НД*}}$, $t_{02}^{\text{НД*}}$;
- 3) давление на выходе из ЧНД – p_k .

Интегральные характеристики заданного режима работы, получаемые в результате расчета:

1) расходы ЧВД – $G^{\text{ЧВД}}$, ЧСД – $G^{\text{ЧСД}}$ и ЧНД – $G^{\text{ЧНД}}$ с учетом утечек через среднее $G_{\text{с.у}}$ и концевые уплотнения $G_{\text{пу}}$ и $G_{\text{з.у}}$;

2) внутренний относительный КПД отсеков и турбины в целом $\eta_{oi}^{\text{пт}}$;

3) вырабатываемая мощность на заданном режиме $N_i^{\text{пт}}$.

Положение характерных точек и их обозначение:

01 – перед первой ступенью первого отсека ЧВД;

z1 – за последней ступенью первого отсека ЧВД;

02 – перед первой ступенью второго отсека ЧВД;

z2 – за последней ступенью второго отсека ЧВД;

z3 – на выходе из ЧСД;

0^{ЧНД} – на входе в первую ступень ЦНД;

z^{ЧНД} – за последней ступенью ЦНД.

Характеристики работы ступеней, определяемые в результате расчета:

- располагаемый теплоперепад H_0 ;
- степень реактивности ρ ,
- коэффициенты расхода сопловой μ_1 и рабочей μ_2 решеток;
- коэффициенты скорости сопловой φ и рабочей ψ решеток;
- лопаточный КПД $\eta_{ол}$ и внутренний относительный КПД η_{oi} ;
- вырабатываемая мощность N_i ;
- Поля скоростей c_1, c_2, w_1, w_2 и треугольники скоростей для всех ступеней.

Утечка пара через среднее уплотнение ротора рассчитывается по формуле

$$G_{\text{с.у.}} = \mu_y \pi d_{\text{с.у.}} \delta_r \sqrt{\frac{p_0^*}{v_0^*}} \sqrt{\frac{1 - \varepsilon_{\text{с.у.}}}{z}}, \quad (6.1)$$

где перепад давлений в лабиринтовом уплотнении $\varepsilon_{\text{с.у.}} = p_{0\text{II}} / p_0^*$ в первом приближении принимается равным значению на расчетном режиме, $p_{0\text{II}}$ – давление перед второй группой ступеней. Тогда расход через первую группу ступеней определяется как $G = G^{\text{ЧВД}} - G_{\text{с.у.}}$.

В первом приближении расход через ЧВД $G_0^{\text{ЧВД}}$ оценивается по формуле Стодола-Флюгеля (4.3). Последовательно по од-

ному алгоритму, начиная с первой ступени, рассчитываются ступени первого отсека ЧВД, причем параметры на входе следующую ступень приравниваются к параметрам на выходе из предыдущей ступени с учетом потерь при нерасчетном входе в сопловую решетку при значительном отклонении угла выхода потока из рабочих лопаток α_2 от 90°

$$\Delta\xi = k_{\text{вх}} \left[\frac{\sin(\alpha_2 - \pi/2)}{\alpha_2} \sin \alpha_{1к} \right], \quad (6.2)$$

где $k_{\text{вх}} = 0,3(1 + 0,5l_1/b_1)$.

В первом приближении теплоперепады ступени и другие характеристики ступени рассчитываются по формулам раздела 2. В дальнейших приближениях их величины уточняются с заранее заданной точностью.

За последней ступенью первого отсека ЧВД выходная скорость расходуется на поворот потока и проход между внутренним и наружным корпусом к первой ступени, т.е. давление полного торможения перед первой ступенью второго отсека принимается равным давлению за последней ступенью первого отсека $p_{0п}^* = p_{z1}$.

На выходе из первого отсека часть расхода теряется в переднем концевом уплотнении, расход через которое $G_{п.у.}$ определяется формулой (6.1) с учетом конструктивных размеров переднего уплотнения и отношения давлений $\varepsilon_{п.у.} = p_{z1}/p_{п.у.}$. Следовательно, расход через вторую группу ступеней ЧВД равен $G_2 = G - G_{п.у.} + G_{с.у.}$

Вторая группа ступеней ЧВД рассчитывается аналогично первой группе, причем принимается, что за второй группой ступеней выходная скорость из последней ступени полностью теряется в камере смешения. После расчета последней ступени ЧВД проверяется совпадение конечного давления за ЧВД с заданным значением давления перед первой ступенью первого отсека ЧСД.

$$p_{z2} = p_0^{\text{НД}*} (1 - \Delta^{\text{НД}}/p_0^{\text{НД}*}),$$

где $\Delta p^{\text{НД}}/p_0^{\text{НД}*}$ – относительная потеря давления в тракте низкого давления.

При несовпадении давления пара в конечной точке процесса расширения корректируется значение расхода через ЧВД $G_0^{\text{ЧВД}}$ и

расчет повторяется с измененным значением расхода до совпадения конечного давления с заданной степенью точности.

Далее определяется значение внутреннего относительного КПД ЧВД

$$\eta_{oi}^{\text{ЧВД}} = \Sigma (\eta_{oi} H_{oi}) / H_{0\Sigma}.$$

На рисунке 6.2 приведена блок-схема procedure stufe – подпрограммы расчета ступени ЧВД, отражающая приведенный выше алгоритм расчета. Исходные данные, используемые в подпрограмме, состоят из трех блоков: геометрических размеров, режимных параметров и параметров, определяющих расчетный режим. Они передаются в подпрограмму из основной программы через заголовок подпрограммы. Локальные переменные описаны в теле подпрограммы.

Расчет ведется методом итераций для уточнения располагаемого теплоперепада и степени реактивности ступени на переменном режиме. После выполнения подпрограммы procedure stufe управление передается в основную программу procedure RTU. Результаты расчета через заголовок подпрограммы передаются в основную программу. Список параметров, которые выводятся в качестве результатов расчета может быть распечатан в виде текстового файла или листа EXCEL.

Дополнительные приближения необходимо делать при вычислении коэффициентов скорости и расхода сопловой и рабочей решеток. Коэффициенты расхода сопловой μ_1 и рабочей решетки μ_2 зависят как от геометрических характеристик решеток, так и от режимных параметров течения. Если нет специальных исследований по коэффициентам расхода использованных решеток профилей, то в первом приближении коэффициенты расхода сопловой μ_1 и рабочей решетки μ_2 для перегретого пара на расчетном режиме можно оценить по формулам [8]:

$$\mu_{10} = 0,982 - 0,005b_1/l_1,$$

$$\mu_{20} = 0,965 - 0,015b_2/l_2.$$

Влияние угла поворота потока в рабочей решетке на коэффициент расхода аппроксимируется выражением

$$\kappa_{\mu\Delta\beta} = \mu_2/\mu_{20} = -0,00001\Delta\beta^2 + 0,0024\Delta\beta + 0,8947,$$

где $\Delta\beta = 180 - (\beta_1 + \beta_2)$.

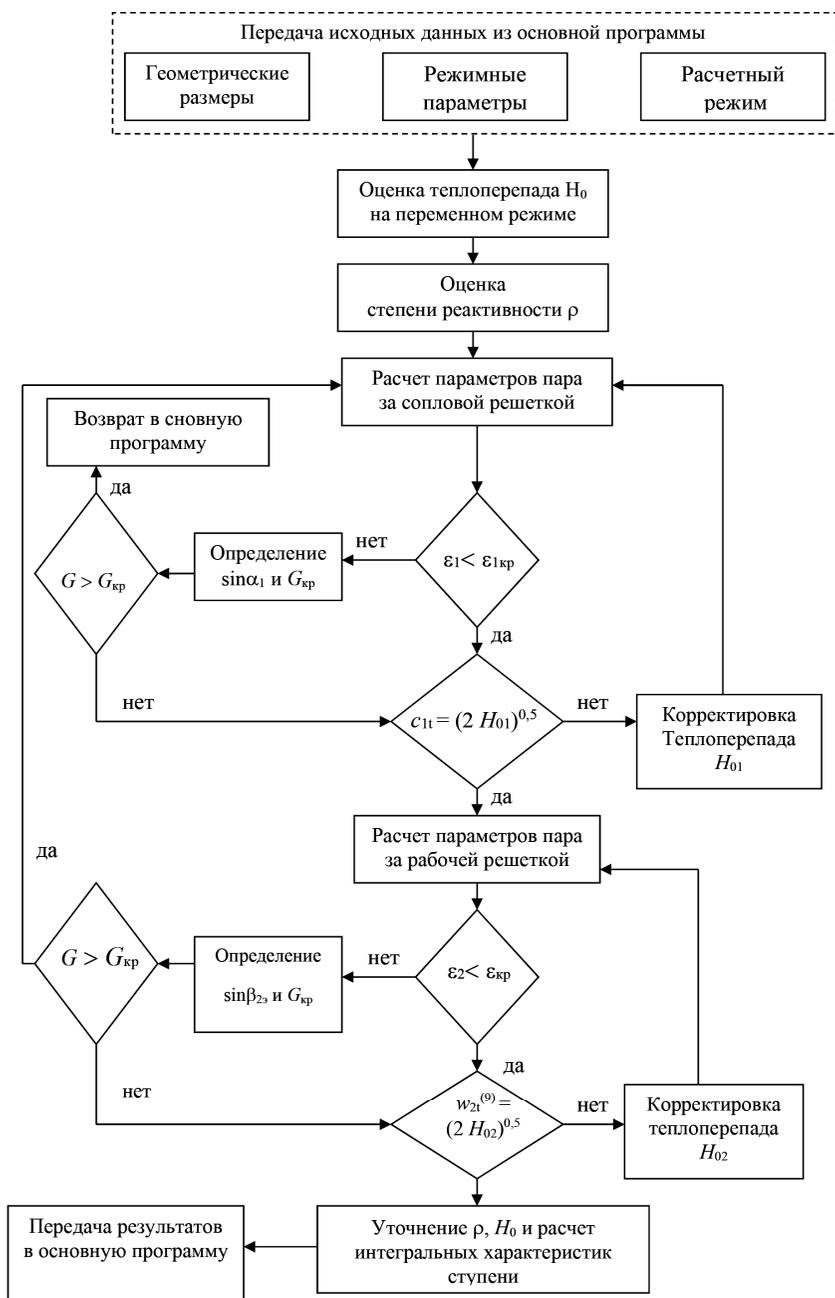


Рис. 6.2. Блок-схема подпрограммы расчета ступени ЧВД

При отклонении режима от расчетного, прежде всего, следует учитывать влияние чисел $M_{1t} = c_1/a_{1t}$; $M_{2t} = w_{2t}/a_2$ и $Re_1 = c_{1t} b_1/v_1$; $Re_2 = w_{2t}b_2/v_2$ на коэффициенты расхода. Такие данные в виде графиков приведены в [4]. Эти данные были аппроксимированы следующей зависимостью:

$$\mu_{1пт} = k_{\mu M} k_{\mu Re} \mu_{10}.$$

Для этой зависимости подобраны коэффициенты, отдельно учитывающие влияние чисел M и Re :

а) влияние числа M :

для сопловых решеток относительно большой длины $l/b \rightarrow \infty$ мало, поправка к коэффициенту расхода $k_{\mu M} = \mu_1/\mu_{10}$ для относительно коротких лопаток для чисел $M_{1t} < 0,6$

$$k_{\mu M} = 0,1 M_{1t}^2 - 0,08 M_{1t} + 1,016;$$

для $M_{1t} \geq 0,6$

$$k_{\mu M} = -0,0068 M_{1t}^2 + 0,0185 M_{1t} + 0,9954;$$

для рабочих решеток для $M_{2t} < 0,6$ влияние числа M_{2t} мало; для $M_{1t} \geq 0,6$

$$k_{\mu M} = 0,0521 M_{2t}^3 - 0,02 M_{2t}^2 + 0,2529 M_{2t} + 0,911.$$

б) Влияние числа Re до зоны автомодельности ($Re < 5 \cdot 10^5$):

для сопловых лопаток $k_{\mu Re} = \mu_1/\mu_{10} = -0,0084(\text{Lg} Re_1)^2 + 0,0798 \text{Lg} Re_1 + 0,812$;

для рабочих лопаток $k_{\mu Re} = -0,0053(\text{Lg} Re_2)^2 + 0,0599 \text{Lg} Re_2 + 0,8334$.

Влияние влажности на коэффициенты расхода учитывается следующим образом:

– для сопловой решетки $\mu_{1вл} = \mu_{1п.п.} / x_{1t}^{0,5}$;

– для рабочей решетки $\mu_{2вл} = \mu_{2п.п.} / [1 - (1 - x_{2t})(1 - (w_1/w_2)^2)]^{0,5}$.

Аналогично для коэффициентов скорости сопловой φ и рабочей решетки ψ при отсутствии подробных исследований можно использовать упрощенные выражения

$$\varphi_0 = 0,980 - 0,009 b_1/l_1,$$

$$\psi_0 = 0,96 - 0,0141 b_2/l_2.$$

Влияние угла α_{13} на коэффициент скорости в сопловой решетке в диапазоне углов $\alpha_{13} = 14^\circ - 20^\circ$ мало, для других углов учитывается коэффициентом $k_{\varphi\alpha} = \varphi/\varphi_0$, для которого подобрано выражение

$$\text{для } \alpha_{13} < 14^\circ \quad k_{\varphi\alpha} = 0,0027\alpha_{13} + 0,9628;$$

$$\text{для } \alpha_{13} > 20^\circ \quad k_{\varphi\alpha} = -0,0002\alpha_{13} + 1,004.$$

Влияние угла поворота в рабочей решетке на коэффициент скорости аппроксимируется выражением

$$k_{\psi\Delta\beta} = \psi_2/\psi_{20} = 0,9659 - 0,000325\Delta\beta.$$

При отклонении режима от расчетного, прежде всего, следует учитывать влияние чисел M_{1b} , M_{2t} и Re_1 , Re_2 . Такие данные в виде графиков также приведены в [4]. Эти данные были аппроксимированы следующими зависимостями $\varphi = k_{\varphi M} k_{\varphi Re} \varphi_0$ и $\psi = k_{\psi M} k_{\psi Re} \psi_0$:

а) влияние числа M :

для сопловых лопаток при $M_{1t} \geq 0,55$

$$k_{\varphi M} = -0,1005M_{1t}^2 + 0,1434M_{1t} + 0,9511;$$

для рабочих лопаток при $M_{2t} \geq 0,4$

$$k_{\psi M} = -0,0631M_{2t}^2 + 0,0983M_{2t} + 0,9705;$$

б) влияние числа Re до зоны автомодельности ($Re < 5 \cdot 10^5$):

для сопловых и рабочих лопаток получена общая зависимость коэффициентов скорости от числа Re :

$$k_{Re} = -0,015(LgRe)^2 + 0,138 LgRe + 0,968.$$

Параметры пара на входе в первую ступень ЧСД определяются условиями смешения двух потоков пара: первый поток выходит из рабочих лопаток последней ступени второго отсека ЧВД, а второй – из контура низкого давления котла-утилизатора.

Расход через ЧСД оценивается также по формуле (4.3), откуда рассчитывается расход в контуре низкого давления $G^{НД} = G^{ЧСД} - G_2$.

Полная энтальпия пара на входе в первую ступень ЧСД равна энтальпии пара в камере смешения и определяется соотношением:

$$h_0^{ЧСД} = h_{см} = [G_2 h_{z2} + G^{НД} h_0^{НД}] / (G_2 + G^{НД}). \quad (6.3)$$

Давление полного торможения на входе в ЧСД

$$p_0^{ЧСД} = p_0^{НД} (1 - \Delta p^{НД}/p_0^{НД}).$$

После расчета интегральных характеристик ЧСД определяется утечка через заднее концевое уплотнение G_{3y} по уравнению (6.1).

Кроме того, для последней ступени ЧСД нужно оценить полные потери в выходном патрубке

$$\Delta H_{\text{полн}} = \Delta H_{\text{вос}} + \Delta H_{\text{пот}} + \Delta H_{\text{вс}} = \xi_{\text{полн}} c_2^2 / 2. \quad (6.4)$$

Относительная величина полных потерь $\xi_{\text{полн}}$ зависит от формы патрубка и числа M_{2a} и приближенно может быть определена из графика, приведенного в [4]. Данные, приведенные на графике, были аппроксимированы полиномиальными зависимостями третьего порядка

$$\xi_{\text{полн}} = aM_{2z}^3 + bM_{2z}^2 + cM_{2z} + d.$$

Коэффициенты для расчета полных потерь в различных типов патрубков приведены в таблице 6.1.

Таблица 6.1

Тип патрубка	a	b	c	d
бездиффузорный	3,33	-2,91	0,654	0,781
диффузорный осерадальный	1,232	-0,703	0,183	0,898
дифф. при боковом или осевом расположении конденсаторов	0,873	-0,615	0,0946	1,090

Давление на выходе из ЧСД оцениваются по эмпирической формуле [8]

$$p_{z3} = p_{2z} / [1 + 3,8 \cdot 10^{-6} (\xi_{\text{полн}} - 1) c_2^2], \quad (6.5)$$

где p_{2z} – давление на выходе их последней ступени ЧСД.

Расход в каждый поток ЧНД определяется по формуле

$$G^{\text{ЧНД}} = (G^{\text{ЧСД}} - G_{3y}) / 2.$$

Давление полного торможения на входе в первую ступень:

$$p_0^{\text{ЧНД}^*} = p_{z3} (1 - \Delta p^{\text{НД}} / p_0^{\text{НД}^*}),$$

а энтальпия полного торможения $h_0^{\text{ЧНД}} = h_{2z} - \Delta H_{\text{полн}}$.

Ступени ЧНД рассчитываются с учетом изменения параметров по высоте ступени (см. раздел 5 и [1]). Полные потери в выходном патрубке оцениваются по (6.4), а давление в конденсаторе p_k по (6.5).

Если давление не совпадает с заданным, расчет ЧСД и ЧНД нужно повторять, скорректировав расход $G^{\text{ЧНД}}$ до совпадения с заданной величиной p_k . После расчета интегральных характеристик ЧНД определяются интегральные характеристики паровой турбины:

Внутренняя мощность паровой турбины

$$N_i^{\text{ПТ}} = G^{\text{ЧВД}} \Sigma H_{ii}^{\text{ЧВД}} \eta_{oi}^{\text{ЧВД}} + G^{\text{ЧСД}} \Sigma H_{ii}^{\text{ЧСД}} \eta_{oi}^{\text{ЧСД}} + G^{\text{ЧНД}} \Sigma H_{ii}^{\text{ЧНД}} \eta_{oi}^{\text{ЧНД}}.$$

Располагаемая мощность паровой турбины

$$N_0^{\text{ПТ}} = G^{\text{ЧВД}} H_0^{\text{ЧВД}} + G^{\text{ЧСД}} H_0^{\text{ЧСД}} + G^{\text{ЧНД}} H_0^{\text{ЧНД}}.$$

Относительный внутренний КПД паровой турбины

$$\eta_{oi}^{\text{ПТ}} = N_i^{\text{ПТ}} / N_0^{\text{ПТ}}.$$

Алгоритм решения поставленной задачи схематически можно представить в виде блок-схемы, изображенной на рис. 6.3.

Исходные данные, согласно приведенной выше постановке задачи, состоят из трех блоков:

- 1) конструктивные параметры;
- 2) данные по переменному режиму;
- 3) данные по расчетному режиму.

При составлении программы расчета паровой турбины, работающей в составе ПГУ, procedure RTU используются следующие подпрограммы:

1) procedure stup – расчет элементарной ступени. По этой программе выполняется поверочный расчет ступени с относительно короткими лопатками, а также расчет элементарных ступеней, на которые разбивается ступень большой веерности;

2) procedure stup_dl – расчет ступени большой веерности. По этой программе рассчитываются последние ступени ЧНД;

3) procedure koef – расчет коэффициентов расхода и коэффициентов скорости;

4) Procedure diff – расчет выходного патрубка;

5) Procedure upl – расчет концевых уплотнений;

6) procedure property – расчет свойств водяного пара;

7) procedure trk – расчет треугольников скоростей;

8) procedure Drowtrk – построение треугольников скоростей.

Все итеративные процессы ведутся с заранее заданной точностью ϵ_r .

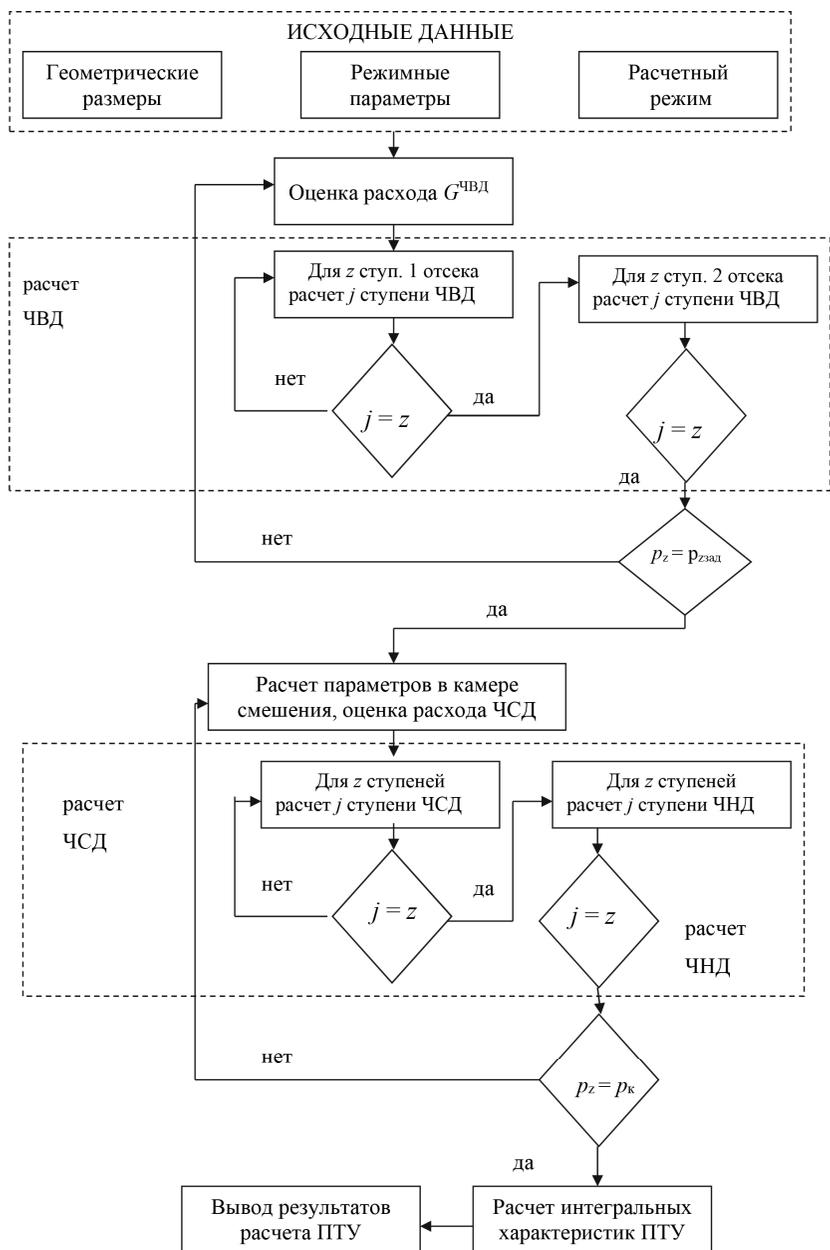


Рис. 6.3. Блок-схема программы

Результаты расчета выводятся на экран в интерактивном режиме. При получении неприемлемых результатов (переход в режим потребления мощности и др.) выдаются предупреждающие сообщения. Если при анализе результатов ощущается необходимость в уточнении исходных данных, расчет можно повторить из блока выдачи результатов с уточненными исходными данными. Есть опция вывода на принтер.

Выводятся следующие величины:

1. Газодинамические параметры (давление p , энтальпия h , удельный объем v , температура t , степень сухости x) в характерных точках.

2. Характеристики работы ступеней (располагаемый теплоперепад H_0 , степень реактивности, коэффициенты расхода сопловой μ_1 и рабочей μ_2 решеток; коэффициенты скорости сопловой φ и рабочей ψ решеток; лопаточный КПД $\eta_{ол}$, внутренний относительный КПД η_{oi} , дополнительные потери, вырабатываемая мощность).

3. Поля скоростей c_1, c_2, w_1, w_2 и треугольники скоростей для всех ступеней.

4. Интегральные характеристики паровой турбины (расходы ЧВД $G^{ЧВД}$ и ЧНД $G^{ЧНД}$ внутренний относительный КПД турбины $\eta_{oi}^{ПТ}$, вырабатываемая мощность $N_i^{ПТ}$).

Ниже представлены интегральные результаты расчета переменного режима паровой турбины К-110-6,6, а в табл. 6.2 – их детализация по ступеням.

Расчет переменного режима паровой турбины К-110-6,5 с относительным объемным расходом в ЦНД $Gv_{2отн} = 0,85$.

Внутренняя мощность $N_i = 94,93$ МВт; отн. внутренний КПД $\eta_{oi} = 0,859$.

Параметры в контуре высокого давления:

$$p_0^{ВД} = 6,0 \text{ МПа}; h_0^{ВД} = 3338,0 \text{ кДж/кг}; v_0^{ВД} = 0,0535 \text{ м}^3/\text{кг};$$

$$G^{ВД} = 73,73 \text{ кг/с}.$$

Параметры в контуре низкого давления:

$$p_0^{НД} = 0,546 \text{ МПа}; h_0^{НД} = 2938,0 \text{ кДж/кг}; v_0^{НД} = 0,4247 \text{ м}^3/\text{кг};$$

$$G^{НД} = 17,87 \text{ кг/с}.$$

Параметры в конденсаторе

$$p_k = 0,005 \text{ МПа}; h_k = 2304,3 \text{ кДж/кг}.$$

Таблица 6.2

Отсек	ЧВД Расход пара $G_{\text{вн}} = 73,73$ кг/с									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Номер ступени	2,62	2,74	2,66	2,77	2,75	2,81	2,79	2,86	2,82	2,78
Мощность N_i , МВт	0,884	0,886	0,892	0,894	0,898	0,901	0,904	0,906	0,909	0,893
КПД $\eta_{\text{от}}$	0,811	0,820	0,829	0,836	0,844	0,851	0,858	0,864	0,871	0,858
H_0 , кДж	43,83	45,33	43,52	45,00	44,18	44,80	44,03	44,88	44,02	43,98
Степень реакт. ρ	0,051	0,044	0,064	0,059	0,073	0,077	0,092	0,097	0,115	0,130
$u/c_{\text{ф}}$	0,485	0,478	0,491	0,485	0,492	0,492	0,501	0,500	0,511	0,517
M_{1r}	0,453	0,453	0,453	0,453	0,453	0,453	0,453	0,453	0,453	0,453
M_{2r}	0,240	0,240	0,240	0,240	0,240	0,240	0,240	0,240	0,240	0,240
α_1 , град.	10,53	10,53	10,53	10,53	10,53	10,53	10,53	10,53	10,53	10,53
β_1 , град.	21,53	21,13	21,87	21,51	21,99	22,00	22,59	22,60	23,41	24,00
β_2 , град.	16,71	16,74	16,76	16,77	16,76	16,70	16,64	16,55	16,44	16,29
α_2 , град.	97,10	93,18	97,16	93,34	95,37	93,79	96,02	94,18	97,09	97,94
μ_1	0,973	0,973	0,974	0,975	0,976	0,977	0,978	0,979	0,979	0,980
μ_2	0,952	0,953	0,954	0,955	0,956	0,957	0,958	0,959	0,960	0,960
φ	0,954	0,956	0,958	0,959	0,960	0,962	0,963	0,964	0,965	0,966
ψ	0,948	0,949	0,950	0,951	0,952	0,953	0,954	0,954	0,955	0,956
Характеристики	Мощность $N_i = 27,6$ МВт; КПД $\eta_{\text{от}} = 0,897$; КПД $\eta_{\text{от}} = 0,844$									

6.2. Осевые усилия при изменении расхода пара

При изменении режима работы турбины меняются распределения давлений по ступеням и степени реактивности в них (разделы 2,4), что вызывает изменение осевых усилий. Значения осевых усилий при новом режиме работы зависят от причин, вызывающих отклонение режима работы от расчетного. Такими причинами могут быть изменение расхода пара G , начальных параметров p_0^* и t_0^* , конечного давления p_k , засоление турбины, износ уплотнений, различные реконструкции и др. Для надежной работы турбины при отклонении режима от расчетного необходима оценка осевых усилий. При этом нужно отличать стационарные изменения осевых усилий, которые возникают при длительной работе в заданном режиме, от изменения осевых усилий при переходных режимах.

Осевое усилие, передаваемое на упорный подшипник, может быть выражено разностью суммарных усилий, возникающих на кольцевых поверхностях ротора, и усилия, формируемого разгрузочным диском

$$R_a = \sum S(p_n - p_z) - S_{p.d.}(p_{0p.d.} - p_{1p.d.}), \quad (6.6)$$

где S – площади кольцевых поверхностей ротора (дисков, лопаток, втулок, уплотнений); p_n, p_z – давление перед этими кольцевыми поверхностями и за ними; $p_{0p.d.}, p_{1p.d.}$ – давление перед разгрузочным диском и за ним; $S_{p.d.}$ – площадь разгрузочного диска.

Рассмотрим изменение осевого усилия, действующего на ротор турбины при изменении расхода пара. При анализе можно не учитывать осевое усилие в регулирующей ступени (при сопловом парораспределении), которое обычно невелико.

Для конденсационной турбины $p_z = p_k$ – малая величина, которой можно пренебречь. Промежуточные давления $p_n, p_{0p.d.}$ пропорциональны расходу пара $\bar{G} = G/G_0$. Теплоперепады промежуточных ступеней при изменении расхода сохраняются почти постоянными, поэтому изменение степени реактивности ступеней несущественно. Тогда усилие на упорный подшипник на новом режиме можно получить из уравнения (6.6)

$$R_a = \sum S\bar{G}p_{n0} - S_{p.d.}(\bar{G}p_{0p.d.} - \bar{G}p_{1p.d.}) = \bar{G}R_{a0}. \quad (6.7)$$

Из (6.7) следует, что в конденсационной турбине осевое усилие пропорционально пропуску пара и достигает максимума при максимальном пропуске пара \bar{G}_{\max} . При этом не учитывалось изменение осевого усилия в последней ступени, режим работы которой существенно изменяется при изменении расхода пара. Однако в общем балансе осевых усилий ступеней это изменение не слишком заметно.

На рисунке 6.4 представлены усилия, действующие на упорный подшипник при нагружении турбины К-300-240 ХТЗ в зависимости от мощности, полученные в натурных испытаниях. При включении дополнительных отборов пара на турбопривод питательного насоса и на ПВД осевые усилия уменьшаются. В связи с этим максимальное осевое усилие отвечает не максимальной нагрузке, а нагрузке перед включением турбопривода: $N_3 = 210$ МВт.

Для турбины с противодавлением величина p_z в уравнении (6.6) не может быть отброшена. Пропорциональность давлений расходам отсутствует, да и теплоперепады по ступеням изменяются существенно больше, чем в конденсационных турбинах. Следовательно, нужно учитывать изменение степени реактивности при изменении расхода.

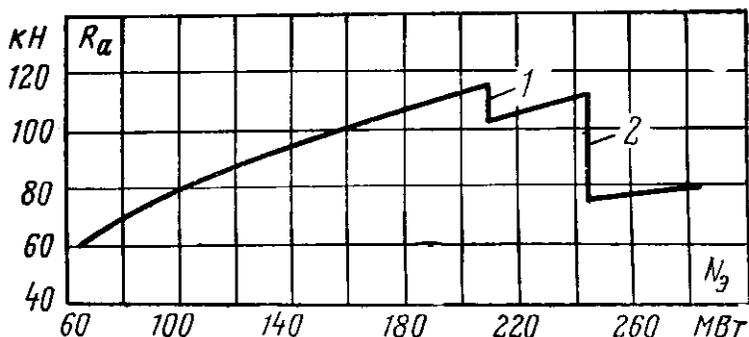


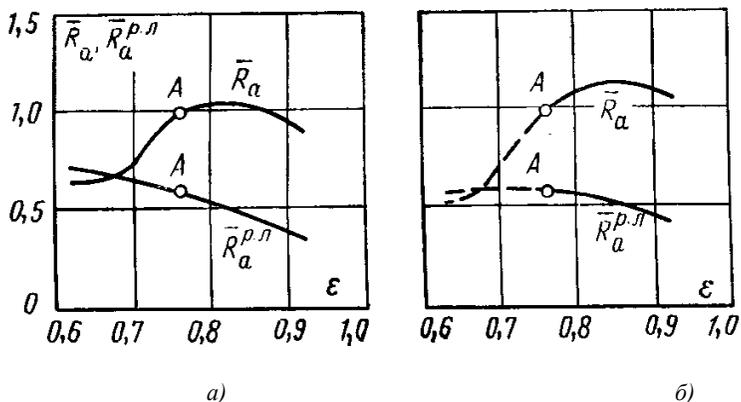
Рис. 6.4. Усилие, действующее на упорный подшипник при нагружении турбины

К-300-240 ХТЗ, в зависимости от мощности (опыты ВТИ):

1 – включение турбопривода питательного насоса; 2 – включение ПВД

На рисунке 6.5 а показаны зависимости полного осевого усилия \bar{R}_a в активной ступени и усилия на лопатках $\bar{R}_a^{p.l.}$ от отношения давлений при постоянном давлении за ступенью p_2 . В обоих случаях усилия отнесены к полному усилию на расчетном режиме ($\varepsilon = \varepsilon_0$), отмеченному точкой А. При увеличении ε (уменьшении расхода пара) степень реактивности увеличивается, но перепад давлений на рабочую решетку уменьшается и $\bar{R}_a^{p.l.}$ уменьшается. В ступенях с малой расчетной степенью реактивности возможно и возрастание осевых усилий ступени $\bar{R}_a^{p.l.}$.

Усилие на диск и полное осевое усилие сначала увеличиваются, что объясняется интенсивным ростом степени реактивности в корневом сечении, а затем падают, так как уменьшается разность давлений.



6.5. Зависимость относительно осевого усилия $\bar{R}_a = R_a / R_{a0}$ в ступени активного типа от отношения давлений $\varepsilon = p_2 / p_0$:

а – при постоянном p_2 ; б – при постоянном p_0

При уменьшении ε и некоторой отрицательной реактивности в корневом сечении усилия, действующие на диск, изменяют знак. При этом полное осевое усилие остается положительным. На рисунке 6.5 б аналогичный график построен для $p_0 = \text{const}$. Такой случай характерен для первой группы обведенных ступеней при подаче пара через обводной клапан. В данном случае $\bar{R}_a^{p.l.}$ изме-

няется в меньшей степени, а максимальное значение \bar{R}_a больше, чем при постоянном p_2 . Это объясняется тем, что при той же степени реактивности перепад давлений во втором случае больше.

Если противодавленческая турбина работает со скоростями меньшими чем критические, то давление в промежуточных ступенях можно выразить из уравнения Стодола-Флюгеля:

$$p_n = \sqrt{p_z^2 + \bar{G}^2 (p_{n0}^2 - p_{z0}^2) / (1 - \Delta\rho / (1 - \rho_0))}. \quad (6.8)$$

Считая в первом приближении, что степень реактивности на расчетном режиме ρ_0 во всех ступенях примерно одинакова и ее изменение при отклонении режима от расчетного также одинаково во всех ступенях, подставим выражение (6.8) в (6.6). Получим формулу для определения осевого усилия, передаваемого на упорный подшипник для турбины с противодавлением

$$R_a = \sum S \left(\sqrt{p_z^2 + B_n \bar{G}^2} - p_z \right) - S_{\text{р.д.}} \left(\sqrt{p_z^2 + B_{0\text{р.д.}} \bar{G}^2} - \sqrt{p_z^2 + B_{1\text{р.д.}} \bar{G}^2} \right), \quad (6.9)$$

где параметр B_n зависит от расчетного распределения давлений в проточной части турбины и относительного изменения степени реактивности и определяется для соответствующих точек проточной части турбины по формуле:

$$B_n = (p_{n0}^2 - p_{z0}^2) / (1 - \Delta\rho / (1 - \rho_0)). \quad (6.10)$$

В данном случае зависимость осевого усилия от пропуска пара получается очень сложной. Если разгрузочный диск был рассчитан так, чтобы на расчетном режиме усилие на упорный подшипник было близко к нулю, то при частичном пропуске пара осевая нагрузка на ротор турбины увеличится, причем наибольшая ее величина будет иметь место примерно на половинном расходе пара. Следовательно, для турбин с противодавлением усилия на упорный подшипник должны проверяться при режимах с уменьшенным расходом.

На рисунке 6.6 показано изменение усилия на упорный подшипник в зависимости от расхода пара для конденсационных турбин, турбин с противодавлением и турбин с обводным парораспределением.

Значительное нарушение осевой уравновешенности ротора возникает при применении обводного парораспределения, когда пар через обводной клапан направляется не в камеру регулирующей ступени, а в одну из отдаленных ступеней. Представим себе, что турбина выполнена без регулирующей ступени и имеет обводное парораспределение, показанное на рис. 6.7. Максимальное давление перед разгрузочным диском $p_1 = p_0$ достигается при той нагрузке турбины, которой соответствует полное открытие первого регулирующего клапана (т. А на кривой 3 рис. 6.6).

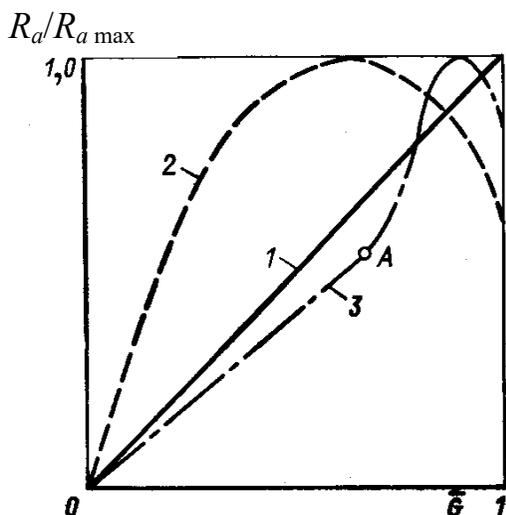


Рис. 6.6. Изменение усилия R_a , действующего на упорный подшипник, в зависимости от относительного расхода пара \bar{G} для конденсационных турбин, турбин с противодавлением и турбин с обводным парораспределением:

- 1 – конденсационная турбина; 2 – турбина с противодавлением;
3 – турбина с обводным парораспределением

При дальнейшем увеличении нагрузки уравновешивающее усилие, действующее на диск, не возрастает, а уменьшается, так как p_1 сохраняется неизменным, а $p_{1р.д}$ растет, если камера разгрузочного диска соединена с промежуточной ступенью, а не с выходным патрубком турбины. Также возрастет и основное осевое усилие $\sum S(p_n - p_z)$.

При дальнейшем увеличении нагрузки уравнивающее усилие, действующее на диск, не возрастает, а уменьшается, так как p_1 сохраняется неизменным, а $p_{1р.д}$ растет, если камера разгрузочного диска соединена с промежуточной ступенью, а не с выходным патрубком турбины.

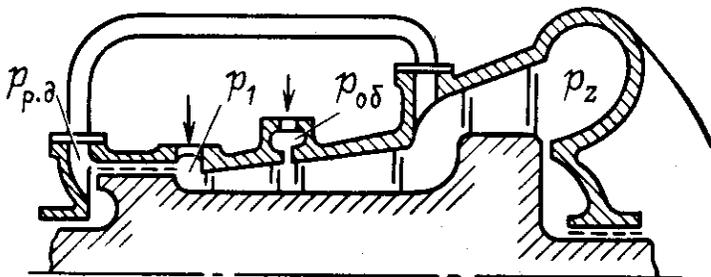


Рис. 6.7. Схема реактивной турбины с обводным парораспределением и разгрузочным диском

Если разгрузочный диск выполнен с таким расчетом, чтобы уравнивать осевую нагрузку ротора при пропусках пара, соответствующих одному открытому клапану, то наибольшая осевая нагрузка будет возникать при полном пропуске пара и полном открытии обводных клапанов. На это усилие должен быть рассчитан упорный подшипник.

Однако в некоторых конструкциях, особенно в турбинах активного типа с дисками без разгрузочных отверстий, максимальное осевое усилие будет не при G_0^{\max} , а при меньшем расходе пара, когда обводной клапан открыт частично. Это объясняется тем, что с открытием обводного клапана давление в камере обвода будет расти, теплоперепад в ступенях, предшествующих камере обвода, уменьшится, отношение скоростей в них возрастет, соответственно повысится и реактивность. При малых расчетных перепадах давления на дисках этих ступеней разность давлений до диска и за ним, примерно пропорциональная степени реактивности, возрастет в несколько раз. В таком случае, как показано кривой 3 на рис. 6.6, максимум усилия будет при $\bar{G} < 1$.

При неустановившихся (переходных) режимах работы турбины, например, во время быстрого изменения нагрузки давления пара в некоторых местах проточной части турбины, особенно там, где имеются большие камеры (например, после отсеков турбин, за цилиндрами, в местах отборов и др.), меняются с разной скоростью. В связи с этим временно могут возникнуть осевые усилия, заметно отличающиеся от тех, которые наблюдаются при установившихся режимах. Особенно большие отклонения в осевых усилиях возникают в турбинах с промежуточным перегревом пара и внешними сепараторами.

Следует, кроме того, учитывать, что некоторые изменения в проточной части турбины, такие, как отложения на лопатках, увеличение зазоров в диафрагменных уплотнениях, могут привести к значительному повышению осевых усилий.

При увеличении давления за турбиной, особенно в турбинах с противодавлением, если камера за разгрузочным диском соединена с выходным патрубком, уравновешивающее усилие может существенно уменьшиться и усилие на упорный подшипник возрастет.

Также следует проверять осевые усилия на частичных режимах в турбинах с петлевой схемой и разнонаправленными потоками, которые применяются для уравновешивания осевых усилий. При уменьшении расхода пара в различных ступенях изменение осевых усилий может происходить неравномерно, что приведет к разбалансировке турбины.

Пример 6.1. Осевое усилие, действующее на упорный подшипник, конденсационной паровой турбины при номинальном режиме равно $R_{a0} = 120$ кн. Как оно изменится при уменьшении расхода пара до $G_1/G_0 = 0,7$?

Решение

Для нахождения осевых усилий на новом режиме используем уравнение (6.7) $R_a = R_{a0}G_1/G_0 = 120 \cdot 0,7 = 84$ кн.

Пример 6.2. В турбине с противодавлением при номинальном режиме осевое усилие, действующее на диски нерегулируемых ступеней $R_{a0}^n = 160$ кн; на рабочие лопатки $R_{a0}^r = 60$ кн;

Компенсационные усилия на разгрузочном диске $R_{a0}^{p,a} = 110$ кН. Камера за разгрузочным диском соединена с выходным патрубком, где давление поддерживается неизменным. Оценить, как изменится осевое усилие на упорный подшипник при уменьшении расхода пара на 20%. Параметры пара на расчетном режиме: $p_{p,ст.0} = 6,715$ МПа; $p_{z0} = 6,715$ МПа; средняя степень реактивности ступеней турбины $\rho_{cp0} = 0,26$, а средняя корневая степень реактивности $\rho_{ксп0} = 0,15$.

Решение:

1. Вычислим давление в камере регулирующей ступени по уравнению Стодола-Флюгеля в виде (4.3):

$$p_{p,ст.1} = [(G_1/G_0)^2 (p_{p,ст.0}^2 - p_{z0}^2) + p_{z0}^2]^{0,5} = [0,8^2(6,715^2 - 3,04^2) + 3,04^2]^{0,5} = 5,67 \text{ МПа.}$$

2. Компенсирующее усилие на разгрузочный диск $R_a^{p,a} = R_{a0}^{p,a} (p_{p,ст.1} - p_{z0}) / (p_{p,ст.0} - p_{z0}) = 110(5,67^2 - 3,04^2) / (6,715^2 - 3,04^2) = 70,29$ МПа.

3. Располагаемый теплоперепад нерегулируемых ступеней уменьшится в соответствии с формулой (4.8):

$$H_0/H_{00} = [1 - (p_{z0}/p_{p,ст.1})^{(k-1)/k}] / [1 - (p_{z0}/p_{p,ст.0})^{(k-1)/k}] = 0,801.$$

Тогда изменение отношения скоростей $(u/c_\phi)/(u/c_\phi)_0 = (H_0/H_0)^{0,5} = 1,117$.

Изменение степени реактивности ступеней при изменении режима приближенно определяется из уравнения (3.21):

$$\Delta\rho = (1 - \rho_{cp0})(0,5 - \rho_{cp0})[(u/c_\phi)/(u/c_\phi)_0 - 1] = (1 - 0,26)(0,5 - 0,26)(1,117 - 1) = 0,021;$$

4. Осевое усилие, действующее на рабочие лопатки

$$R_a^n = R_{a0}^n (p_{p,ст.} - p_{z0})(\rho_{cp0} + \Delta\rho) / [(p_{p,ст.0} - p_{z0})\rho_{cp0}] = 60(5,67 - 3,04)(0,26 + 0,021) / (6,715 - 3,04)0,26 = 46,4 \text{ МПа.}$$

5. Осевое усилие, действующее на диски найдем по изменению корневой степени реактивности $\rho_{ксп} = 0,15 + (1 - 0,15)(0,5 - 0,15)(1,117 - 1) = 0,185$.

$$R_a^n = R_{a0}^n (p_{p,ст.} - p_{z0})(\rho_{ксп}/\rho_{ксп0}) / (p_{p,ст.0} - p_{z0}) = 160(5,67 - 3,04)(0,185/0,15) / (6,715 - 3,04) = 141,7 \text{ МПа.}$$

6. Осевое усилие, воспринимаемое упорным подшипником

$$R_a = R_a^n + R_a^n - R_a^{p,a} = 141,7 + 46,4 - 70,29 = 117,81 \text{ МПа.}$$

7. Осевое усилие, воспринимаемое упорным подшипником, на расчетном режиме

$R_a = R_a^{\text{л}} + R_a^{\text{л}} - R_a^{\text{р.л}} = 160 + 60 - 110 = 110$ МПа. Осевое усилие на упорный подшипник возросло на 7%.

6.3. Оценка надежности элементов турбины при отклонении режима от расчетного

Для оценки надежности элементов турбины при изменении режима работы необходимо выделить те режимы, при которых будут наибольшими изгибающие напряжения в рабочих лопатках и диафрагмах.

При оценке статических напряжений, возникающих в деталях при новом режиме работы, во многих случаях обоснованное и быстрое решение может быть получено методом сравнения. Критерием допустимости данного режима работы турбины может являться следующее требование: *усилия и соответствующая температура не должны превосходить наибольших усилий и максимальных температур, допущенных заводом при нормальных условиях работы.*

В турбинах с дроссельным парораспределением с уменьшением расхода пара перепады давлений Δp и напряжения изгиба $\sigma_{\text{изг}}$ пропорциональны расходу пара и будут при $G < G_0$ уменьшаться. Следовательно, максимальные напряжения изгиба как в диафрагмах, так и в рабочих лопатках соответствуют наибольшему расходу пара G_{max} .

Как известно, напряжения в диафрагме и ее прогиб пропорциональны разности давлений пара $\Delta p = p_0 - p_1$ перед и за диафрагмой, поэтому при изменении режима необходимо соблюдать условие $\Delta p \leq \Delta p_{\text{max}}$, где Δp_{max} – максимальный перепад давлений, допущенных заводом для данной диафрагмы.

В последней ступени изгибающие напряжения будут возрастать в большей мере, чем для других ступеней при $p_z = \text{const}$, так как кроме увеличения расхода одновременно будут возрастать Δp и теплоперепад ступени. Снижение давления на выходе из турбины (для конденсационной турбины давления в конденсаторе p_k) одновременно с ростом расхода дополнительно увеличивает Δp и теплоперепад ступени.

Таким образом, в последней ступени турбины наибольшие напряжения соответствуют G_{\max} и $p_{z\min} > p_{z\text{пр}}$. В ступенях предшествующих отбору пара режимы с G_{\max} и минимальному значению давления в отборе p_{\min} также будут самыми опасными.

В турбинах, работающих при переменной частоте вращения $n = \text{var}$, оценку изгибающих напряжений в рабочих лопатках можно выполнить по формуле

$$\frac{\sigma_{\text{изг}}}{(\sigma_{\text{изг}})_0} = \frac{G}{G_0} \frac{H_0}{H_{00}} \frac{\eta_{\text{о.л}}}{(\eta_{\text{о.л}})} \frac{n_0}{n}. \quad (6.11)$$

Если учесть, что в приводных турбинах с уменьшением расхода пара частота изменяется по закону винта $G/G_0 = (n/n_0)^3$ и в нерегулируемых ступенях, когда $H_0 \eta_{\text{о.л}} \approx \text{const}$, с помощью (6.11) получим

$$\frac{\sigma_{\text{изг}}}{(\sigma_{\text{изг}})_0} = \left(\frac{G}{G_0} \right)^{2/3}. \quad (6.12)$$

В регулирующей ступени (раздел 1) наибольший тепलोпад, а, следовательно, и наибольшие изгибающие напряжения возникают в режиме одного полностью открытого клапана. На рисунке 6.8 показано изменение $\sigma_{\text{изг}}$ в зависимости от расхода пара для четырехклапанного парораспределения. В верхней части диаграммы даны напряжения в сопловых лопатках, в нижней – сначала построена зависимость G/e , которая пропорциональна расходу пара через одно сопло и поэтому достигает максимального значения при наибольшем давлении перед соплами и наименьшем отношении p_1/p_0 .

В режиме открытия следующего клапана эта величина несколько уменьшается из-за открытия следующей сопловой группы (увеличения степени парциальности e).

Изгибающие напряжения в рабочих лопатках вычисляются по формуле

$$\sigma_{\text{изг}}^{\text{р.л.}} = \frac{GH_0 \eta_{\text{о.л.}}}{ue z_{\text{л}} W_{\text{min}}}. \quad (6.13)$$

На диаграмме не изображены перекрытия при открытии клапанов, сглаживающие пики кривых $\sigma_{изг}$.

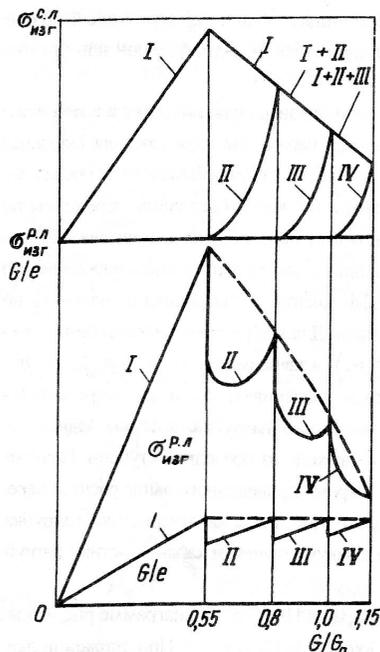


Рис. 6.8. Изменение статических напряжений в лопатках регулирующей ступени конденсационной турбины в зависимости от расхода пара:
I – IV – номера клапанов

На практике из-за высоких напряжений в режиме одного открытого клапана и для обеспечения устойчивости регулирования каждый следующий регулирующий клапан начинает открываться не в тот момент, когда полностью открыт предыдущий, а несколько раньше (см. сплошные линии на рис. 6.9).

Более того, при малых расходах пара, начиная от режима, соответствующего точке *A* (рис. 6.9), параллельно прикрываются клапаны, через которые пар подводится ко всем оставшимся в работе группам сопел. При этом реальное сопловое парораспределение превращается, по существу, в дроссельное, т. е. реальное сопловое парораспределение фактически является дроссельно-сопловым. Степень дроссельности такого парораспределения можно определить отношением мощности, соответствующей точ-

ке A , начиная от которой дросселируется весь подводимый к турбине поток пара, к номинальной мощности турбины. Степень дроссельности характеризует ту часть общего диапазона мощности, в пределах которой дросселируется весь поток пара. У современных мощных паровых турбин точке A соответствует значительная мощность: для турбин К-200-130 – 76% номинальной, К-300-240 ЛМЗ – 77%, К-800-240-2 – 89 %. Таким образом, парораспределение современных мощных паровых турбин остается сопловым лишь в узкой области режимов; большая часть рабочих режимов соответствует дроссельному парораспределению. Это связано с заметным снижением общего КПД установки η . Ввиду этого реальное сопловое парораспределение имеет перед дроссельным значительно меньшие, чем идеальное, преимущества в тепловой экономичности режимов частичных нагрузок. Эти преимущества тем меньше, чем выше степень дроссельности реального соплового парораспределения.

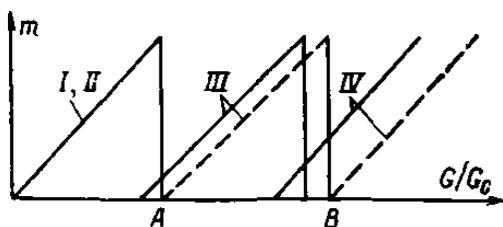


Рис. 6.9. Последовательность открытия регулирующих клапанов турбины с реальным сопловым парораспределением

Изменения расходов пара в отборы также сказываются на статических напряжениях $\sigma_{изг}$. Если отбор уменьшен, то в последующих ступенях, особенно в последней ступени, эти напряжения возрастут. Наоборот, если отбор возрос, например, подключен тепловой потребитель, то давление пара в камере отбора понизится, а в предотборной ступени теплоперепад, мощность и изгибающие напряжения возрастут. Растягивающие напряжения в турбинах с переменной частотой вращения будут наибольшими при максимальной частоте вращения, так как $\sigma_{раст}$ пропорциональны n^2 .

Расчет динамических напряжений при изменении режима работы представляет гораздо более сложную задачу, чем расчет статических, причем, как правило, они меняются непропорцио-

нально соответствующим статическим напряжениям. Это объясняется тем, что динамические напряжения вызываются нестационарными аэродинамическими нагрузками, зависимость которых от режима работы иная, чем статических нагрузок. Поэтому сравнительный анализ здесь не применим. Следует различать три главные причины возбуждения колебаний лопаток: окружную неоднородность потока, отрывы потока в рабочей решетке, динамическую неустойчивость лопаток.

Окружная неоднородность, в свою очередь, вызывается кромочными следами за сопловой решеткой, парциальным подводом, отбором или отводом пара в промежуточные ступени, асимметрией в конструкции выходного патрубка.

Если при изменении режима работы характер окружной неоднородности и частота вращения не меняются, то динамические нагрузки остаются пропорциональными статическим. Такой случай наблюдается, например, в промежуточных ступенях турбин, когда максимальные динамические напряжения соответствуют максимальной нагрузке.

В последних же ступенях, особенно при их большой верности $\theta = l/d$, при малых объемных пропусках пара в корневой зоне возникают обратные вихревые течения, причины образования которых рассмотрены в разделе 5. Частота этих вихрей оказывается небольшой и может быть кратной собственной частоте рабочих лопаток. При этих режимах появляются высокие динамические напряжения, которые могут вызвать разрушение рабочих лопаток при малых объемных пропусках пара (рис. 6.10).

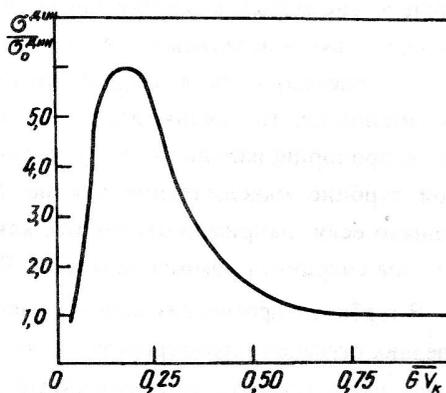


Рис. 6.10. Изменение динамических напряжений в рабочих лопатках последней ступени конденсационной турбины в зависимости от относительного объемного расхода пара

Для последних ступеней, имеющих неблагоприятную характеристику изменения динамических напряжений при малых нагрузках, приходится ограничивать работу турбины определенным значением $\overline{G_k V_k}$, при котором отсутствует корневой вихрь. Расширению диапазона режимов работы при малых нагрузках способствует пространственное профилирование сопловых решеток. Также благоприятно сказывается на снижении динамических напряжений $\sigma_{изг}^{дин}$ объединение и демпфирование рабочих лопаток с помощью бандажей, проволочных и иных связей.

Для первых ступеней турбин насыщенного пара характерно возникновение нестационарного процесса конденсации влаги при переходе через линию Вильсона. Этот процесс, перемещающийся по ступеням при изменении режима, может вызвать высокие динамические напряжения при совпадении частот пульсаций с собственными частотами лопаток. Для избегания поломок принимаются следующие комплексные меры: утолщение кромок сопловых лопаток, ужесточение пакетов рабочих лопаток, перевод турбины на дроссельное парораспределение.

Низкочастотная вибрация может вызываться гидродинамическими силами в подшипниках скольжения при относительно легких роторах, при перекосе опор, при изменении формы расточки подшипника. Другая причина низкочастотной вибрации – появление переменных во времени аэродинамических сил, вызванных неравномерными по окружности утечками.

Анализ надежности, приведенный выше, относился к установившемуся режиму. При переходных режимах – пусках, остановах, сбросах нагрузки – могут также возникнуть условия, при которых элементы турбины подвергаются недопустимым по надежности нагрузкам. Это малоцикловая усталость, наблюдаемая в высокотемпературных деталях, особенно в местах роторов и корпусов и корпусов с локальной концентрацией напряжений. При переходных режимах осевые усилия в многоцилиндровых турбинах, достаточно хорошо уравновешенные в стационарных условиях, могут по-разному меняться в отдельных цилиндрах. Тогда усилия, воспринимаемые упорным подшипником, в короткие промежутки времени будут недопустимо большими.

7. ВЛИЯНИЕ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ ИЗМЕНЕНИЙ НА РАБОТУ ТУРБИНЫ

На электростанциях часто устанавливают турбины, которые по местным условиям питаются паром с параметрами, отличными от расчетных, или вследствие повышенной температуры охлаждающей воды не может быть обеспечен расчетный вакуум в конденсаторе.

Другими эксплуатационными изменениями могут быть засорение проточной части турбины, износ лабиринтовых уплотнений, отклонение начальных параметров, параметров регенеративных и теплофикационных отборов от расчетных значений, удаление отдельных ступеней, вызванное разрушениями или технологическими причинами и др.

Все эти отклонения приводят к изменению мощности и экономичности турбины, при этом могут увеличиваться напряжения в отдельных элементах проточной части, осевые усилия, может возникнуть недопустимый температурный режим. Поэтому необходимы расчеты для эксплуатации турбины в изменившихся условиях. С помощью этих расчетов определяется, как следует ограничить мощность турбины, а иногда и внести изменения в конструкцию, после которых эксплуатация турбины будет надежной.

Имеется множество причин, по которым состояние проточной части турбины может не соответствовать заводским характеристикам: технологические отклонения при изготовлении, износ лопаток и уплотнений при эксплуатации, образование отложений, отклонения, допущенные при ремонте и монтаже и т.д. К этим причинам также относятся упрощения в математических моделях, используемых при проектировании деталей турбомашин.

Выяснение последствий, вызываемых теми или иными нарушениями необходимо для диагностики состояния проточной части по эксплуатационным показаниям, выборе режимов эксплуатации, анализе эксплуатационных показателей, а также при планировании сроков и объема ремонтных работ.

7.1. Отклонение начальных параметров пара и температуры промежуточного перегрева

7.1.1. Изменение начального давления

Отклонение давления свежего пара от номинального может существенно влиять на развиваемую турбиной мощность. Влияние на мощность зависит от абсолютной величины давления, от противодавления, от способа парораспределения турбины и от режима, при котором она работает.

Запишем выражение для мощности турбины в предположении полного открытия всех регулирующих клапанов

$$N_i = GH_0\eta_{oi} \quad (7.1)$$

и найдем приращение мощности при небольших отклонениях давления свежего пара Δp_0 от расчетного давления p_0

$$\Delta N_i = H_0\eta_{oi} \frac{\partial G}{\partial p_0} \Delta p_0 + G\eta_{oi} \frac{\partial H_0}{\partial p_0} \Delta p_0 + GH_0 \frac{\partial \eta_{oi0}}{\partial p_0} \Delta p_0. \quad (7.2)$$

Первое слагаемое правой части характеризует изменение мощности, вызванное изменением расхода под влиянием отклонения начального давления; второе слагаемое – изменение мощности, вызванное изменением располагаемого теплоперепада; третье – изменение мощности, вызванное изменением экономичности. Влиянием небольшого отклонения начального давления на КПД турбины обычно можно пренебречь, считая $\eta_{oi} = \text{const}$.

Для конденсационных турбин и турбин, где в регулирующей ступени возникает критическая скорость, расход пара пропорционален начальному давлению, поэтому можно считать, что $\partial G / \partial p_0 = G / p_0$. Представив располагаемый теплоперепад выражением

$$H_0 \approx \frac{k}{k-1} RT_0 \left[1 - \left(\frac{p_z}{p_0} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]$$

и обозначив $\varepsilon_T = p_z / p_0$, найдем, что $\frac{\partial H_0}{\partial p_0} = RT_0 \varepsilon_T^{\frac{k-1}{k}} / p_0$.

Тогда из (7.2) получим выражение:

$$\frac{\Delta N_i}{N_{i0}} = \left(1 + \frac{k-1}{k} \frac{\varepsilon_T^{(k-1)/k}}{1 - \varepsilon_T^{(k-1)/k}} \right) \frac{\Delta p_0}{p_{00}}. \quad (7.3)$$

Анализ уравнения (7.3) позволяет сделать следующие выводы:

- *относительное изменение мощности турбины пропорционально относительному изменению начального давления;*
- *чем больше ε_T , тем сильнее изменение начального давления сказывается на мощности турбины.*

Этот результат получен в предположении, что регулирующие клапаны открыты полностью и не препятствуют изменению расхода. Теперь рассмотрим случай, когда расход поддерживается постоянным $G_0 = \text{const}$, причем результат будет зависеть от системы парораспределения.

Вначале рассмотрим дроссельное парораспределение. Тогда при частичных нагрузках турбины, когда дроссельный клапан открыт не полностью, изменение начального давления p_0 вообще не скажется на мощности турбины. Ведь давление за дроссельным клапаном определяется только количеством протекающего через турбину пара, и по условию $G_0 = \text{const}$. Тогда давление пара перед первой ступенью сохраняется постоянным, следовательно, и мощность турбины не изменится (рис.7.1 а). Другими словами, все изменения начального давления будут компенсироваться изменением степени дросселирования пара в клапане, т.е. степенью открытием клапана.

В турбине с сопловым парораспределением при повышении давления свежего пар количество пара, протекающего через открытые сопловые группы, возрастает. Сохранение $G_0 = \text{const}$ через всю турбину в этом случае может быть достигнуто уменьшением количества пара через частично открытый клапан путем его прикрытия (рис. 7.1 б).

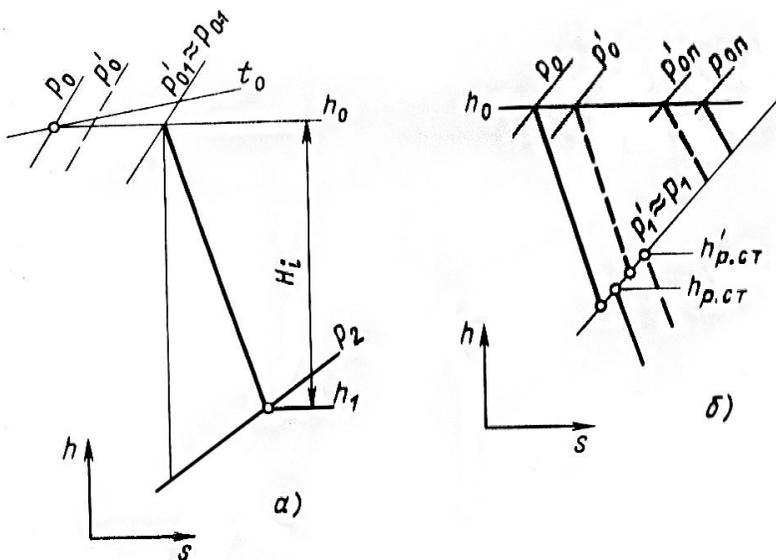


Рис. 7.1. Процесс расширения пара в h, s – диаграмме при отклонении начального давления и постоянном расходе пара:
a – при дроссельном парораспределении; *б* – при сопловом парораспределении

При этом потери от дросселирования в этой сопловой группе сократятся. Если при данном режиме все регулирующие клапаны были открыты, то сохранение постоянства расхода потребует прикрытия одного из полностью открытых клапанов. В этом случае потери от дросселирования возрастут. Чем больше число регулирующих клапанов, тем меньше влияния на общую экономичность потерь от дросселирования в каждом из них и тем больший выигрыш мощности будет достигаться при повышении давления. Если турбина будет иметь такое большое число клапанов, что потерями дросселирования в каждом из клапанов можно будет пренебречь (идеальное сопловое парораспределение), то выигрыш в мощности, возникающий от повышения давления свежего пара при неизменном его расходе получим из (2.3), положив $\partial G / \partial p_0 = 0$.

$$\frac{\Delta N}{N_{i0}} = \frac{k-1}{k} \frac{\varepsilon_r^{(k-1)/k}}{1 - \varepsilon_r^{(k-1)/k}} \frac{\Delta p_0}{p_0}. \quad (7.4)$$

Воспользовавшись уравнением процесса $pV^k = \text{const}$ можно представить (7.4) в другом виде

$$\frac{\Delta N_i}{G} = p_z V_z \eta_{oi} \frac{\Delta p_0}{p_0}. \quad (7.5)$$

На рисунке 7.2 построены кривые изменения мощности турбины в зависимости от начального давления p_0 , подсчитанные для различных отношений p_z / p_0 .

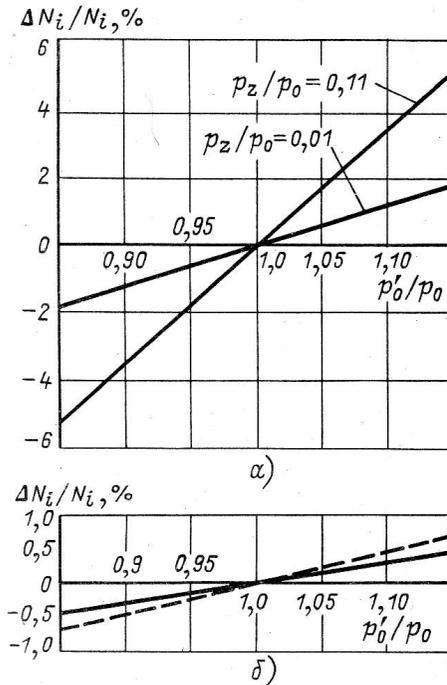


Рис. 7.2. Изменение мощности турбины при отклонении начального давления:
 а – для турбин с противодавлением; б – для конденсационных турбин;
 — расчет по (7.4); --- расчет по h, s -диаграмме

Анализ особенностей работы турбины при изменении начального давления и постоянном расходе позволяет сделать следующие выводы:

- для турбин с дроссельным парораспределением давление свежего пара вообще не отражается на мощности турбины;
- для турбин с идеальным сопловым регулированием давление свежего пара существенно влияет на мощность турбины;
- для реального соплового парораспределения это влияние зависит от исходного положения регулирующих клапанов.

Следует учитывать, что регенеративный подогрев питательной воды за счет нерегулируемых отборов из турбины влияет на зависимость экономичности турбины от начального давления.

Действительно, при выводе (7.3) предполагалось, что все количество пара расширяется до конечного давления, но в турбинах с регенерацией часть пара отбирается при повышенных давлениях. Для каждого из потоков отбираемого пара зависимость экономичности от начального давления тем круче, чем выше давление в отборе, что может повлиять на вид зависимости $N_i = f(p_0)$.

Повышение начального давления при неизменной его температуре вызывает некоторое увеличение влажности в последних ступенях конденсационных турбин без промежуточного перегрева. Это несколько снижает экономичность последних ступеней и ставит их лопатки в более тяжелые условия из-за возможно большей эрозии, а также коррозии под напряжением деталей, находящихся в зоне линии насыщения при повышенной температуре.

Повышение начального давления в турбинах насыщенного пара означает соответствующее увеличение влажности за ЦВД, если, как обычно, начальная влажность остается в заданных пределах ($v_0 = 0,005 \div 0,01$).

Повышение давления p_0 может привести к перегрузке отдельных элементов турбины. Если мощность турбины не должна превышать максимальной при номинальном давлении, то следует ограничить расход пара. Допустимый расход пара будет равен:

$$G_1 = G_0 H_{00} / H_{01},$$

при этом лопатки и диафрагмы нерегулируемых ступеней не будут перегружены.

При небольшом повышении давления для $p_{00} = 8,8 \div 23,5$ МПа до $\Delta p_0 = 0,049$ МПа, для $p_{00} = 3,4$ МПа до $\Delta p_0 = 0,02$ МПа работа турбины допустима. Если позволяют условия надежности паропроводов, клапанной и сопловой коробок и других элементов в зоне паровпуска, желательно одновременно с повышением давления свежего пара повысить и его температуру.

Если предполагается длительная работа турбины с пониженным начальным давлением, то можно пойти на некоторые изменения в конструкции турбины, которые позволят несколько повысить мощность. При сопловом парораспределении для этого необходимо увеличить количество сопел в регулирующей ступени таким образом, чтобы расход пара стал равен максимальному расходу при номинальных параметрах. Тогда мощность все же останется ниже номинального значения

$$N_{i1} = N_{i0} H_{01} / H_{00}.$$

Необходимое увеличение числа сопел в регулирующей ступени определяется по формуле:

$$z = z_0 \frac{p_{00} q_0}{p_0 q_1},$$

где z_0 и z – число сопел до и после реконструкции; q_0 и q_1 – относительные расходы пара через сопла регулирующей ступени при полностью открытых клапанах и давлении в камере регулирующей ступени p_{2p} при давлении свежего пара соответственно p_{00} и p_0 .

При дроссельном парораспределении в этом случае необходима реконструкция системы парораспределения.

7.1.2. Изменение температур свежего пара и промежуточного перегрева

Изменение температуры свежего пара одновременно скажется и на мощности, и на начальной энтальпии пара, а, следовательно, и на количестве теплоты, расходуемой на 1 кг пара в котле. Поэтому изменение температуры t_0 на развиваемую турбиной мощность будем рассматривать при неизменном расходе теплоты $Q_0 = \text{const}$.

Представим мощность турбины в виде:

$$N_i = GH_0\eta_{oi} = \frac{Q_0 H_0 \eta_{oi}}{h_0 - h_{п.в.}}. \quad (7.6)$$

Изменение мощности при отклонении начальной температуры можно определить как приращение:

$$\Delta N_i = Q_0 \left[-\frac{H_0 \eta_{oi}}{(h_0 - h_{п.в.})^2} \frac{\partial h_0}{\partial t_0} + \frac{\eta_{oi}}{h_0 - h_{п.в.}} \frac{\partial H_0}{\partial t_0} + \frac{H_0}{h_0 - h_{п.в.}} \frac{\partial \eta_{oi}}{\partial t_0} \right] \Delta t_0. \quad (7.7)$$

В выражении (7.7) первый член правой части учитывает рост количества теплоты при повышении температуры свежего пара, второй член определяет приращение мощности турбины вследствие увеличения теплоперепада, третий – влияние температуры свежего пара на КПД турбины.

В конденсационных турбинах нельзя пренебрегать изменением КПД, так как повышение начальной температуры пара уменьшает влажность в последних ступенях турбины и сокращает количество ступеней, работающих в области влажного пара.

Производные $\frac{\partial H_0}{\partial t_0}$, $\frac{\partial h_0}{\partial p_0}$ можно определить по таблицам

или уравнениям для водяного пара, а при оценке $\frac{\partial \eta_{oi}}{\partial t_0}$ для кон-

денсационной турбины высоких начальных параметров можно считать, что повышение начальной температуры пара на 30÷40 °С приводит к росту КПД на 1%, что соответствует $\frac{\partial \eta_{oi}}{\partial t_0} = 0,00033 \div 0,00025$ 1/°С. Причем, чем большая доля тепло-

перепада приходится на область влажного пара, тем большие значения следует выбирать.

После несложных преобразований из (7.7) получим

$$\frac{\Delta N_i}{N_i} = \left[\frac{1}{H_0} \frac{\partial H_0}{\partial t_0} - \frac{H_0 \eta_{oi}}{h_0 - h_{п.в.}} \frac{\partial h_0}{\partial t_0} + \frac{1}{\eta_{oi}} \frac{\partial \eta_{oi}}{\partial t_0} \right] \Delta t_0. \quad (7.8)$$

Из (7.8) следует сделать следующие выводы:

- *изменение мощности турбины пропорционально изменению начальной температуры;*
- *изменение начальной температуры тем сильнее сказывается на мощности турбины, чем меньше располагаемый теплоперепад H_0 , а, следовательно, выше противодавление.*

Превышение начальной температуры пара над максимальной, указанной заводом-изготовителем, не допускается. Это ограничение вызвано тем, что без специальных исследований материалов трубопроводов и деталей турбины нельзя сказать, возможна ли их работа при повышенной температуре.

Снижение температуры свежего пара вызывает уменьшение располагаемого теплоперепада H_0 . При неизменном пропуске пара мощность турбины с сопловым регулированием при $\eta_{oi} = \text{const}$

$$N_{i1} = N_{i0} H_{01} / H_{00}. \quad (7.9)$$

В турбинах с дроссельным парораспределением мощность снизится еще в большей степени из-за дросселирования пара.

Снижение температуры свежего пара при полностью открытых клапанах приводит также к увеличению пропуска пара до $G_1 = G_0 \sqrt{T_{00} / T_{01}}$. Таким образом, мощность в этом случае будет больше, чем рассчитанная по (7.9), однако, она не достигнет номинального значения

$$N_{i1} = N_{i0} \frac{H_{01}}{H_{00}} \frac{G_1}{G_0} = N_{i0} \frac{H_{01}}{H_{00}} \sqrt{\frac{T_{00}}{T_{01}}} \approx N_{i0} \sqrt{\frac{T_{01}}{T_{00}}}, \quad (7.10)$$

при этом принято $H_{01} / H_{00} = T_{01} / T_{00}$, что справедливо в области перегретого пара и приближенно применимо в области влажного.

Работа турбины со сниженной начальной температурой пара приводит к увеличению напряжений в элементах проточной части, осевого усилия и влажности в последних ступенях конденсационных турбин. Поэтому заводы указывают необходимое уменьшение нагрузки при снижении температуры T_0 .

Если турбоустановка имеет промежуточный перерев пара, то при изменении начальной температуры пара t_0 часто изменяется и температура за промежуточным перегревателем $t_{\text{пп}}$. Рассмотрим приближенно влияние отклонения от расчетного значения температуры $t_{\text{пп}}$ на мощность и экономичность турбины.

Для упрощения расчетов допустим, что все регенеративные подогреватели расположены после промежуточного перегревателя, т.е. в ЦСД и ЦНД.

Представим мощность турбины в виде:

$$N_i = G(H_0^I \eta_{oi}^I + H_0^{II} \eta_{oi}^{II}), \quad (7.11)$$

где $H_0^I \eta_{oi}^I$ – используемый теплоперепад ЦВД (до промежуточного перегревателя); $H_0^{II} \eta_{oi}^{II}$ – приведенный использованный теплоперепад от давления за промежуточным перегревателем до давления отработанного пара, подсчитанный для установки с развитой системой регенерации.

Расход теплоты в установке с промежуточным перегревом

$$Q_0 = G(h_0 - h_{\text{п.в.}} + h_{\text{пп}} - h_2).$$

Или с учетом, что $h_2 = h_0 - H_0^I \eta_{oi}^I$,

$$Q_0 = G(h_{\text{пп}} - h_{\text{п.в.}} + H_0^I \eta_{oi}^I). \quad (7.12)$$

Здесь предполагается, что через промежуточный перегреватель протекает все количество пара.

Решив равенство (7.12) относительно расхода пара и подставив его в (7.11), получим

$$\frac{N_i}{Q_0} = \frac{H_0^I \eta_{oi}^I + H_0^{II} \eta_{oi}^{II}}{h_{\text{пп}} - h_{\text{п.в.}} + H_0^I \eta_{oi}^I}. \quad (7.13)$$

Считая, что расход теплоты должен сохраняться неизменным, и рассматривая выражение как сложную функцию от начальной температуры пара t_0 и температуры промежуточного перегрева $t_{\text{пп}}$, можем для небольших отклонений Δt_0 и $\Delta t_{\text{пп}}$ этих температур написать

$$\frac{\Delta N_i}{Q_0} = \frac{\partial H_i}{\partial H_0'} \frac{\partial H_0'}{\partial t_0} \Delta t_0 + \left(\frac{\partial N_i}{\partial H_0''} \frac{\partial H_0''}{\partial t_{\text{пр}}} + \frac{\partial N_i}{\partial \eta_{0i}''} \frac{\partial \eta_{0i}''}{\partial t_{\text{пр}}} + \frac{\partial N_i}{\partial h_{\text{пр}}} \frac{\partial h_{\text{пр}}}{\partial t_{\text{пр}}} \right) \Delta t_{\text{пр}}. \quad (7.14)$$

Первое слагаемое определяет зависимость мощности ЦВД от начальной температуры, остальные слагаемые учитывают влияние температуры промежуточного перегрева на мощность, развиваемую паром после промежуточного перегрева. При выводе формулы (7.14) предполагалось, что экономичность ЦВД η_{0i}' не зависит от начальной температуры t_0 , так как процесс расширения происходит в области перегретого пара.

После преобразований найдем удобное выражение для оценки изменения мощности при отклонении температур t_0 и $t_{\text{пр}}$ от расчетных

$$\frac{\Delta N_i}{N_i} = \frac{1}{H_0' \eta_{0i}' + H_0'' \eta_{0i}''} \left[\frac{(h_{\text{пр}} - h_{\text{п.в}} - H_0'' \eta_{0i}'') \partial \eta_{0i}'}{h_{\text{пр}} - h_{\text{п.в}} + H_0' \eta_{0i}'} \frac{\partial H_0'}{\partial t_0} \Delta t_0 + \left(\frac{\partial H_0''}{\partial t_{\text{пр}}} \eta_{0i}'' + \frac{\partial \eta_{0i}''}{\partial t_{\text{пр}}} H_0'' - \frac{H_0' \eta_{0i}' + H_0'' \eta_{0i}''}{h_{\text{пр}} - h_{\text{п.в}} + H_0' \eta_{0i}'} \frac{\partial h_{\text{пр}}}{\partial t_{\text{пр}}} \right) \Delta t_{\text{пр}} \right].$$

При повышении температуры промежуточного перегрева пара и неизменном расходе вырастет давление промперегрева пропорционально $\sqrt{T_{\text{пр}} / T_{\text{пр}0}}$, следовательно, увеличится располагаемый теплоперепад отсека после промежуточного перегрева.

Если при этом начальные параметры пара неизменны, то из-за повышения давления пара на выходе из ЦВД уменьшатся ее теплоперепад и соответственно мощность; экономичность ЦВД практически не изменится.

7.1.3. Изменение начальной степени сухости пара

В турбинах насыщенного пара параметры на входе в турбину задаются не температурой t_0 , которая равна температуре насыщения t_s и определяется начальным давлением p_0 , а начальной степенью сухости x_0 . Для оценки влияния начальной степени

сухости на мощность турбины определим относительный расход пара при отклонении режима от расчетного, используя формулу Стодола-Флюгеля для конденсационных турбин [2]

$$\frac{G}{G_0} = \frac{\mu_1}{\mu_{10}} \frac{p_0}{p_{00}} \sqrt{\frac{p_{00} V_{00}}{p_0 V_0}}. \quad (7.15)$$

Принимая во внимание, что для влажного пара коэффициенты расхода обратно пропорциональны квадратному корню из степени сухости $\mu_1 / \mu_{10} = \sqrt{x_{00} / x_0}$, и для влажного пара можно принять $v = v'' x$, то из выражения (2.16) получим

$$\frac{G}{G_0} = \frac{x_{00}}{x_0} \frac{p_0}{p_{00}} \sqrt{\frac{p_{00} V_{00}}{p_0 V_0}}. \quad (7.16)$$

Таким образом, при увеличении начальной влажности, т.е. при $x_0 < x_{00}$ расход пара несколько возрастет и немного снизится теплоперепад ЦВД. Влияние начальной влажности на КПД неоднозначно. С одной стороны, при увеличении x_0 потери от влажности в ЦВД могут даже уменьшиться вследствие повышенных потерь от неравновесности в зоне Вильсона при $x_{00} \approx 0$. С другой стороны, потери от влажности в ЦНД вырастут, и нагрузка на СПП возрастет.

Относительное изменение при изменении степени сухости можно оценить по формуле

$$\frac{\Delta N_i}{N_i} = \left[\frac{1}{G_0} \frac{\partial G_0}{\partial x_0} + \frac{1}{H_0} \frac{\partial H_0}{\partial x_0} + \frac{1}{\eta_{0i}} \frac{\partial \eta_{0i}}{\partial x_0} \right] \Delta x_0. \quad (7.17)$$

Пример 7.1. Как изменится мощность турбины с идеальным сопловым парораспределением при уменьшении давления свежего пара до $p_{01} = 2,9$ МПа ($p_{z0} = \text{const}$, $G = \text{const}$). Турбина на номинальном режиме имела следующие параметры: $p_{00} = 3,2$ МПа, $t_{00} = 400^\circ\text{C}$ и противодавление $p_{z0} = 0,6$ МПа при расходе пара $G_0 = 21,8$ кг/с и КПД $\eta_{0i} = 0,812$.

Решение:

1. Найдем по h,s -диаграмме удельный объем за турбиной $V_z = 0,368$ м/кг.

2. Изменение мощности найдем по уравнению (7.5):

$$\Delta N_i = G p_z V_z \eta_{oi} \Delta p_0 / p_0 = 21,8 \cdot 0,6 \cdot 0,368 \cdot 0,812 (2,9 - 3,2) / 3,2 = -0,366 \text{ МВт.}$$

Пример 7.2. Номинальные параметры паровой турбины: $p_{00} = 8,8$ МПа; $t_{00} = 530^\circ\text{C}$, $h_{п.в.} = 947$ кДж/кг, $p_k = 5$ кПа, $\eta_{oi0} = 0,85$. Определить относительное изменение внутренней мощности $\Delta N_i / N_i$ при понижении температуры свежего пара на $\Delta t_0 = 10^\circ\text{C}$. Положение регулирующих клапанов при снижении температуры не меняется.

Решение:

1. КПД турбины изменится только в связи с изменением конечной влажности пара. Отсюда оцениваем $\partial \eta_{oi0} / \partial T_0 = 0,0002$ 1/К.

2. Величину $(\partial H_0 / \partial T_0) / H_0$ находим из оценки теплоперепада для идеального газа $(\partial H_0 / \partial T_0) / H_0 = 1 / T_0 = 1 / 803 = 0,001245$.

3. Величина $(\partial h_0 / \partial T_0) = c_p = 2,47$ кДж/(кг·К).

4. Относительное изменение внутренней мощности находим из уравнения (7.8):

$$\Delta N_i / N_i = (0,001245 - 2,47 / (3464 - 947) + 0,0002 / 0,85) (-10) = -0,0057.$$

7.2. Влияние конечного давления на мощность и экономичность турбины

Большое влияние на экономичность турбины имеет давление отработавшего пара. Давление в конденсаторе изменяется в широких пределах по следующим причинам:

- в зависимости от времени года изменяется температура охлаждающей воды $t_{ох.в.}$;
- однотипные турбины эксплуатируются в различных климатических условиях;
- последовательное по воде включение конденсаторов, при этом разные ЦНД одной и той же турбины работают при разных значениях p_k ;

- загрязнение трубок конденсатора;
- изменение присосов воздуха;
- изменение расхода охлаждающей воды $W_{\text{ох.в.}}$.

Абсолютное давление отработавшего пара в конденсационной турбине изменяется в 4÷5 раз, и это существенно сказывается на работе последних ступеней и всего ЦНД конденсационных турбин.

По разным причинам может меняться конечное давление и в турбинах с противодавлением, а также давление в регулируемых отборах теплофикационных турбин. При дальнейшем анализе будем считать, что при изменении давления отработавшего пара расход сохраняется постоянным, а, следовательно, и затраты теплоты также не меняются. Как известно из [2], изменение конечного давления в основном сказывается на работе последней ступени. Начиная с режима, когда в минимальном сечении рабочей решетки последней ступени возникает критическая скорость, т.е. $w_2 = a^*$, понижение давления за ступенью p_z не вызовет изменения давления пара перед этой ступенью. Таким образом, изменение мощности турбины будет происходить только за счет изменения мощности последней ступени.

В связи с этим и для всей турбины исследование влияния конечного давления следует провести отдельно для двух областей:

- 1) докритической, когда в рабочей решетке последней ступени скорость пара меньше скорости звука;
- 2) закритической, которая начинается с режима $w_2 \geq a^*$.

Обозначим давление за ступенью, соответствующее критическому режиму $w_2 = a^*$, $p_{z0} = p_{z^*}$. Остальные параметры этого режима также будем обозначать индексом 0 (рис. 7.3). При докритическом режиме течения в рабочей решетке последней ступени запишем мощность турбины в такой форме:

$$N_i = G(H_0 \eta_{oi}^* - 0,5c_2^2), \quad (7.18)$$

где η_{oi}^* – внутренний относительный КПД турбины, подсчитанный без учета потерь с выходной скоростью.

При изменении p_z меняется располагаемый теплоперепад H_0 , потери с выходной скоростью $0,5c_2^2$ и внутренний относительный КПД турбины η_{oi}^* . Примем, что $\eta_{oi}^* = \gamma \left(\eta_{oi}^* \right)_0$, где коэффициент $\gamma < 1$ и зависит от отношения $\varepsilon_z = p_z/p_{z0}$, d/l последней ступени и др.

Определим, как изменится мощность турбины при увеличении p_z по сравнению с мощностью при режиме возникновения критической скорости $w_2 = a^*$ в рабочей решетке последней ступени

$$\Delta N_i = N_i - N_{i0} = G \left[(H_0 - H_{00}) \gamma \left(\eta_{oi}^* \right)_0 - 0,5(c_2^2 - c_{20}^2) \right]. \quad (7.19)$$

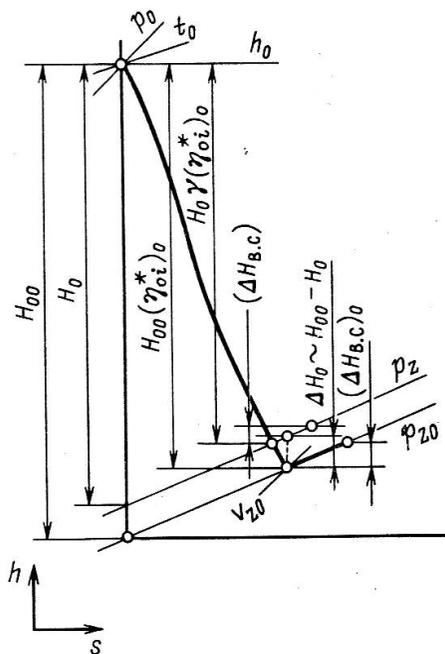


Рис. 7.3. К расчету влияния конечного давления на мощность турбины

Для дальнейших преобразований будем пользоваться уравнением состояния идеального газа, хотя для области влажного пара это дает некоторую погрешность. Составим уравнение не-

разрывности для того случая, когда в выходном сечении рабочей решетки возникает критическая скорость

$$\frac{G_*}{F_2} = \mu_2 \frac{a_*}{V_*},$$

где $a_*^2 = kp_*V_*$.

Найдя из последнего соотношения V_* и подставив его в уравнение неразрывности, получим

$$\frac{p_*}{G_*} = \frac{a_*}{\mu_2 k F_2}.$$

Далее, представляя теплоперепад в виде $H_0 = \frac{k}{k-1}(p_0V_0 - p_zV_z)$, найдем разность теплоперепадов, приняв в первом приближении $\gamma = 1$

$$H_0 - H_{00} = \frac{k}{k-1} p_{z0} V_{z0} \left[1 - \left(p_z / p_{z0} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]. \quad (7.21)$$

Из выходного треугольника скоростей найдем

$$c_2^2 = w_2^2 - 2uw_2 \cos \beta_{23} + u^2. \quad (7.22)$$

Учитывая, что $p_{z0} = p_*$, $V_{z0} = V_*$ и выразив:

$$\left(w_2 / a_* \right) = \frac{V_z}{V_*} = \left(\frac{p_*}{p_z} \right)^{1/k},$$

после несложных преобразований формул, подставляя (7.21) в (7.19) и получим зависимость удельной мощности при докритическом режиме течения в рабочей решетке последней ступени:

$$\frac{\Delta N_i}{G} = a_*^2 \left\{ \frac{1}{k-1} \left(1 - \varepsilon_z^{\frac{k-1}{k}} \right) \left(\eta_{oi}^* \right)_0 - 0,5 \left(\varepsilon_z^{\frac{2}{k}} - 1 \right) + \frac{u \cos \beta_{23}}{a_*} \left(\varepsilon_z^{\frac{1}{k}} - 1 \right) \right\}. \quad (7.23)$$

Следует отметить, что при разных режимах работы конденсационной турбины произведение p_*V_* сохраняется почти постоянным, а, следовательно, и скорость $a_* \approx 375$ м/с мало меняется при изменениях расхода пара и конечного давления.

Формула (7.23) показывает, что изменение удельной мощности $\Delta N_i / G$ помимо конструктивных величин зависит только от отношения $\varepsilon_z = p_z / p_*$. Эта переменная может быть заменена отношением p_z / G , так как из выражения (7.20) очевидно, что $p_* / G = \frac{a_*}{\mu_2 k F_2}$ – постоянная, для рассматриваемой последней ступени.

Подставляя эту постоянную в отношение ε_z можно представить изменение удельной мощности для дозвуковых режимов как функцию одной переменной

$$\frac{\Delta N_i}{G} = f\left(\frac{p_z}{G}\right). \quad (7.24)$$

Для режимов со сверхкритической скоростью истечения пара из рабочей решетки последней ступени отклонение мощности турбины от расчетной определяется лишь изменением мощности последней ступени вследствие расширения пара в косом срезе решетки.

Запишем мощность последней ступени

$$N_{iz} = Gu(w_1 \cos \beta_1 + w_2 \cos \beta_2) k_{вл},$$

где коэффициент $k_{вл}$ учитывает понижение мощности при работе в области влажного пара.

При сверхзвуковом течении пара в рабочей решетке $w_{2t} > a_*$ возникает отклонение потока в косом срезе решетки.

При этом приращение мощности последней ступени найдется как разность

$$\Delta N_{iz} = Gu[w_2 \cos(\beta_{2_3} + \delta) - a_* \cos \beta_{2_3}] k_{вл}. \quad (7.25)$$

Выразим приращение кинетической энергии, вызванное дополнительным расширением

$$\frac{w_2^2 - a_*^2}{2} = \frac{k}{k-1} p_* v_* \left(1 - \varepsilon_z^{\frac{k-1}{k}}\right). \quad (7.26)$$

Решая равенство (2.26) относительно w_2 найдем

$$w_2 = a_* \sqrt{\frac{k+1}{k-1} \left(1 - \frac{2}{k+1} \varepsilon_z^{\frac{k-1}{k}} \right)}. \quad (7.27)$$

Кроме того, найдем угол выхода потока из рабочей решетки с учетом отклонения в косом срезе из выражения

$$\sin(\beta_{2\vartheta} + \delta) = \sin \beta_{2\vartheta} \frac{V_2}{V_*} \frac{a_*}{w_2} = \frac{a_*}{w_2} \varepsilon_z^{-1/k} \sin \beta_{2\vartheta} \quad (7.28)$$

Подставив (7.25) и (7.26) в (7.24), после некоторых преобразований получим

$$\frac{\Delta N_i}{G} = u a_* \left[\sqrt{\frac{k+1}{k-1} \left(1 - \frac{2}{k+1} \varepsilon_z^{\frac{k-1}{k}} \right)} - \varepsilon_z^{-2/k} \sin \beta_{2\vartheta} - \cos \beta_{2\vartheta} \right] k_{\text{вл}}. \quad (7.29)$$

В сверхкритической области в рабочей решетке последней ступени также как и в докритической изменение удельной мощности также может быть выражено в виде функции от p_z / G .

Зависимость $\frac{\Delta N_i}{G} = f\left(\frac{p_z}{G}\right)$ получила название универсальной зависимости приращения мощности от давления в конденсаторе и может быть легко перестроена для различных пропусков пара G . Универсальный характер кривой сохраняется для определенной конструкции турбоагрегата.

Увеличение мощности по мере понижения давления отработавшего пара происходит до тех пор, пока не будет достигнуто предельное расширение в косом срезе решетки. Это предельное давление определяется выражением [3]:

$$\varepsilon_{\text{пр}} = \varepsilon_* \left(\sin \beta_{2\vartheta} \right)^{\frac{2k}{k+1}}. \quad (7.30)$$

Дальнейшее понижение давления не вызывает увеличения проекции $w_2 \cos(\beta_{2\vartheta} + \delta)$, поэтому при $G = \text{const}$ не сопровождается ростом мощности. Таким образом, при $\varepsilon_z < \varepsilon_{\text{пр}}$ универсальная кривая имеет горизонтальный участок.

На рисунке 7.4. дан пример универсальной зависимости приращения мощности от конечного давления для конденсационной турбины. Последняя ступень этой турбины имеет следующие размеры: средний диаметр $d = 2,4$ м, длина лопатки $l = 900$ мм, угол $\beta_{2s} = 35^\circ$.

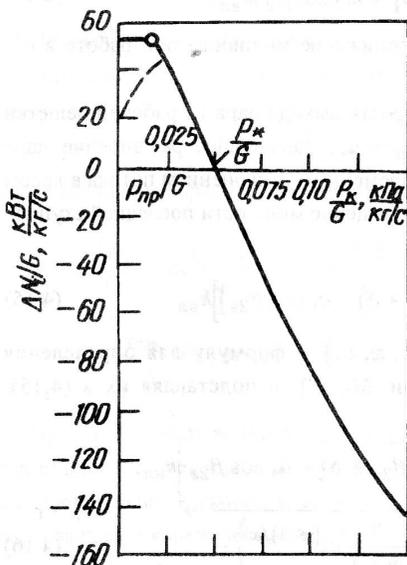


Рис. 7.4. Пример универсальной зависимости приращения мощности конденсационной турбины от конечного давления:
 --- влияние отбора пара в подогреватель низкого давления

Универсальная кривая построена по уравнениям (7.23) и (7.29), которые для влажного пара могут быть использованы как первое приближение. Для ее уточнения можно выполнить расчеты, пользуясь h, s -диаграммой.

Приблизительность построения диаграммы также связана с определением параметров последней ступени на среднем диаметре. В действительности в последних ступенях конденсационных турбин с малым d/l все эти величины переменны по радиусу. Поэтому для получения более точного решения, для каждого значения p_2/G нужно выполнить расчет последней ступени с учетом пространственного характера течения. Однако с учетом коэффициента γ эти погрешности обычно не столь велики.

Для всей турбоустановки при ее эксплуатации важна не зависимость $N_i = f(p_z)$, а зависимость $N_i = f(p_k)$, где p_k – давление в конденсаторе. Разница между давлениями p_z и p_k определяется аэродинамическими характеристиками выходного патрубка, которые зависят не только от его конструкции, но и от скорости пара на выходе из последней ступени. Поэтому для построения функции $N_i = f(p_z)$ необходим совместный расчет последней ступени и выходного патрубка.

Снижение давления пара в конденсаторе и, следовательно, уменьшение энтальпии воды на входе в последний (по потоку пара) подогреватель требует повышения расхода пара в этот подогреватель, так как энтальпия воды на выходе из него практически не меняется. С учетом этого на рис. 7.4 вместо участка неизменной мощности при $\frac{p_k}{G} < 0,05$ пунктиром показана кривая, характеризующая уменьшение мощности за счет увеличения отбора пара в последний ПНД.

Пользуясь универсальной кривой, легко построить сетку кривых изменения мощности одного потока турбины от давления, отработавшего пара при разных пропусках пара в конденсатор. Такая сетка построена на рис. 7.5.

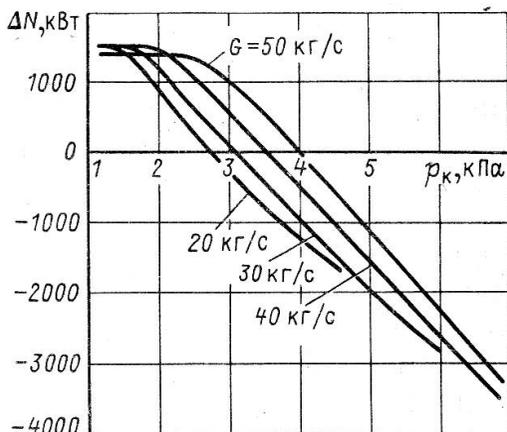


Рис. 7.5. Зависимость мощности турбины от конечного давления при различных пропусках пара

Если исключить области, близкие к предельному вакууму, то наклоны этих линий одинаковы и сами линии близки к прямым. При изменении давления на 1 кПа мощность в данном примере изменяется на 1000 кВт на один поток низкого давления, т.е. приблизительно на 1% номинальной мощности четырехпоточной турбины 400÷500 МВт.

Пример экспериментально полученной универсальной зависимости поправок на вакуум приведен на рис.7.6.

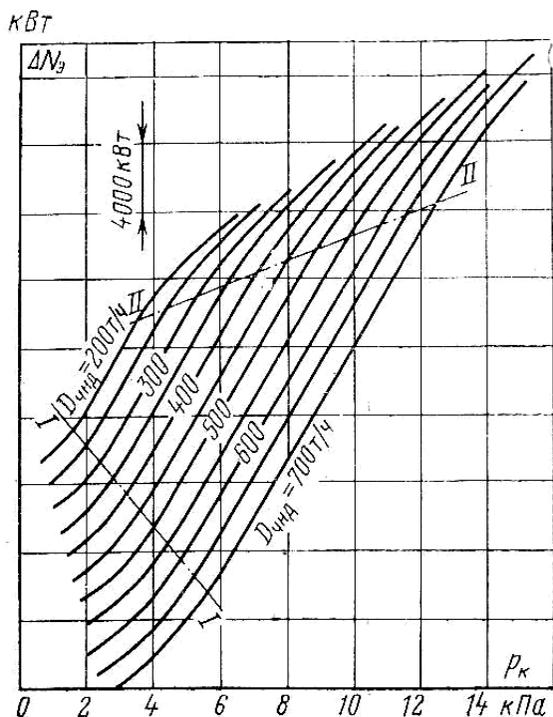


Рис. 7.6. Экспериментальная универсальная зависимость приращения мощности конденсационной турбины от конечного давления:

1 – G_0 ; 2 – $0,5 G_0$; I, II - ограничение зоны линейной зависимости ΔN_3 от p_k

Пример 7.3. Номинальные параметры паровой турбины К-100-8,8: расход в конденсатор $G_k = 90$ кг/с; давление в конденсаторе $p_k = 4$ кПа (течение в последней ступени дозвуковое).

Определить внутреннюю мощность турбины N_i при увеличении давления в конденсаторе на $\Delta p_{к1} = 3$ кПа, если при относительном снижении давления $\Delta p_k/G_k = 0,1$ кПа/(кг/с). относительное снижение мощности $\Delta N_i/G_k$ составляет 75 кВт/(кг/с).

Решение:

1. Согласно рис. 7.4 в этом диапазоне изменения p_k/G зависимость изменения мощности от конечного давления $\Delta N_i / G$ имеет линейный характер, тогда можно записать выражение для относительного снижения мощности $(\Delta N_{i1}/G_k)_1 = [\Delta N_i/G_k / (\Delta p_k/G_k)] \cdot (\Delta p_{к1}/G_k) = (75/0,1) \cdot 3/90 = 25$ кВт/(кг/с).

2. На данном режиме внутренняя мощность турбины $N_{i1} = N_{i0} - (\Delta N_{i1} / G_k)_1 \cdot G_k = 100 - 25 \cdot 10^{-3} \cdot 90 = 97,75$ МВт.

7.3. Холостой ход турбоагрегата

Определение расхода пара и параметров перед цилиндрами турбины при холостом ходе является важной задачей, решаемой рассмотренными выше методами расчета переменного режима работы турбины и ее элементов. При холостом ходе отключаются отборы на подогрев питательной воды и приблизительно (но без учета протечек в концевых уплотнениях ЦВД и однопоточных ЦСД) расход свежего пара равен расходу пара, направляемого в конденсатор. Обычно при холостом ходе понижают температуру свежего пара и промперегрева.

Расход пара на холостой ход очень сильно зависит от вакуума – чем глубже вакуум, тем больше объемный пропуск пара в последних ступенях ЦНД, тем меньше в них вентиляционные потери, тем больше ступеней ЦНД вырабатывают, а не потребляют мощность. Так, например, у турбины АЭС К-220-4,4 ХТЗ при $p_k = 2,9$ кПа относительный расход холостого хода $G_{x,x}/G_0 = 8,5\%$, а при $p_k = 5,1$ кПа возрастает до $G_{x,x}/G_0 = 11,5\%$.

Однако при холостом ходе обычно трудно обеспечить глубокий вакуум. Это объясняется тем, что при снижении расхода пара соответственно понижаются давления по ступеням турбины, в концевых уплотнениях, на линии отборов.

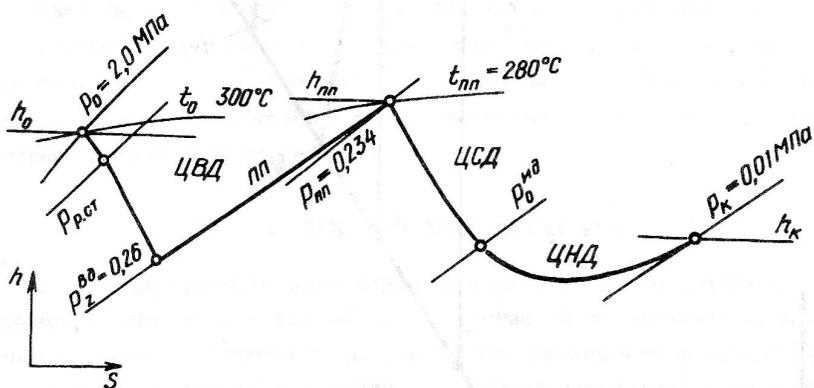


Рис. 7.7. Процесс расширения пара при холостом ходе турбины К-800-23,5

На рисунке 7.7 показан процесс расширения пара при холостом ходе турбины К-800-23,5 в h, s -диаграмме. При расходе пара $G_{x,x}/G_0 = 0,08$, т.е. при $G_{x,x} = 51,2$ кг/с приняты $t_0 = 300^\circ\text{C}$, $t_{п.п} = 280^\circ\text{C}$, $p_k = 10$ кПа. Для этих условий, используя по отсекам формулу Стодола-Флюгеля и учитывая отключение отборов пара, находим $p_0 = 2,0$ МПа, $p_{р.ст} = 1,08$ МПа, $p_z^{\text{ЦВД}} = 0,26$ МПа и $p_0^{\text{ЦВД}} = 0,234$ МПа.

Оценка КПД отсеков и отдельных ступеней произведена по формулам гл. 3 и 4. Несмотря на такое значительное уменьшение расхода пара, КПД нерегулируемых ступеней ЦВД и ЦСД изменились мало по сравнению с расчетными значениями. В ЦНД только первые ступени вырабатывают мощность, последняя ступень ее потребляет. Данные приблизительной оценки показывают, что внутренняя мощность ЦВД составляет 1150 кВт, ЦСД – 2100 кВт.

В то же время ступени ЦНД потребляют мощность, которая для всех шести потоков составляет 300 кВт. Таким образом, при режиме холостого хода внутренняя мощность турбины равна 2950 кВт, что покрывает механические потери и потери в электрогенераторе при холостом ходе турбоагрегата.

7.4. Влияние отложений в проточной части турбины

При эксплуатации в проточной части турбины на поверхности рабочих и сопловых лопаток, на внутренней поверхности лопаточного банджа и других местах откладываются соли и окислы. Эти отложения приводят к снижению мощности и экономичности, увеличению осевого усилия, изменению прочностных характеристик элементов турбины, коррозии их поверхностей и появлению трещин.

Образование отложений, их состав и размеры, влияющие на характеристики турбины, возможности очистки зависят, главным образом, от качества пара, поступающего в турбину, его параметров, условий эксплуатации оборудования. Вследствие этого предотвращение отложений обеспечивается в первую очередь соблюдением высоких норм чистоты пара. Однако иногда невозможно предотвратить выпадение примесей в виде твердых фракций. Конструкция некоторых элементов турбоустановки также может способствовать образованию отложений. В установках сверхкритического давления при наличии прямоточного котла вынос примесей непосредственно в турбину увеличивается. Причинами выпадения примесей могут быть также недостаточно хорошая химическая очистка котла и неудовлетворительный водный режим.

Менее всего опасны водорастворимые отложения, которые легко удаляются в период остановки турбины. Эти отложения характерны для турбин среднего давления.

Для турбин повышенного давления ($p_0 > 6$ МПа) характерны отложения кремнекислоты, растворимость которых резко падает с уменьшением давления в турбине, поэтому они встречаются в ЦНД таких турбин. В связи с обязательным обескремниванием при водоподготовке эта проблема сейчас снята. Растворимость железистоокисных соединений уменьшается при снижении давления, но возрастает с уменьшением температуры. Поэтому эти отложения равномерно распределены по всем ступеням турбины, работающим на перегретом паре.

В установках сверхкритического давления в первых ступенях турбин присутствуют медистые отложения. Кроме того, в

этих и последующих ступенях откладываются оксиды железа, а также кремниевые соединения. На рисунке 7.8 представлены данные по отложениям для двух турбин К-300-23,5.

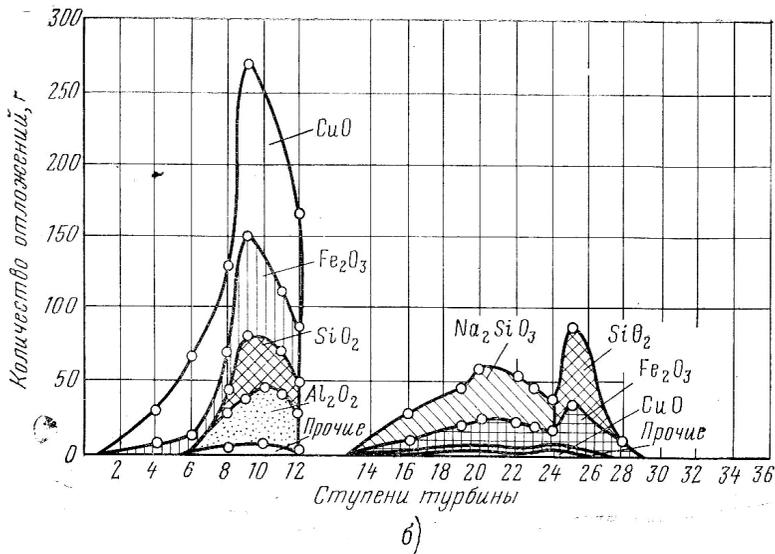
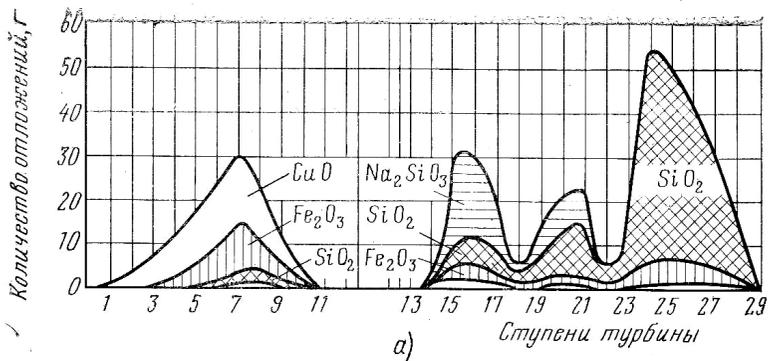


Рис. 7.8. Количество отложений и их состав по ступеням турбины К-300-23,5:

а – блок № 5 Черепетской ГРЭС; б – блок № 6 Конаковской ГРЭС

Отложения в проточной части турбины изменяют характеристики ступеней. При отложениях на лопатках в общем случае меняются выходные площади решеток F_1 и F_1 , вследствие этого

изменяется степень реактивности ρ и располагаемый теплоперепад ступени H_0 , возрастает давление пара перед ступенью p_0 . Для определения изменения степени реактивности $\Delta\rho$ с учетом отклонений только в рабочей решетке можно воспользоваться приближенными формулами [3]

$$\Delta\rho = 0,65\Delta F_2 / F_2.$$

Для определения нового давления в межвенцовом зазоре используем приближенную формулу

$$p_1 = p_{20} + \rho_1(1/\varepsilon_0 - 1)p_{20}, \quad (7.31)$$

где $\rho_1 = \rho_0 + \Delta\rho$; $\varepsilon_0 = p_{20} / p_{00}$.

После этого находим новое давление перед ступенью, используя сетку расходов и (7.31)

$$\frac{p_0}{p_{00}} = \left(1 + \frac{\Delta F_1}{F_1}\right) \frac{q_{10}}{q_1}, \quad (7.32)$$

где $q_{10} = f(p_{10} / p_{00})$, $q_1 = f(p_1 / p_0)$.

Для ступени активного типа ($\rho < 0,3$) с малым теплоперепадом ($\varepsilon > 0,8$), т.е. для ступени высокого давления, можно воспользоваться приближенной формулой

$$\frac{p_0}{p_{00}} = \left(1 + 0,1 \frac{\Delta F_2}{F_2} + 0,2 \frac{\Delta F_1}{F_1}\right). \quad (7.33)$$

Чем больше теплоперепад ступени, т.е. чем меньше ε , тем больше влияние изменения площади сопловой решетки и тем меньше влияние изменения F_2 .

Так, при критическом течении в сопловой решетке изменение площади F_2 практически не влияет на p_0 , а изменение площади F_1 обратно пропорционально сказывается на давлении p_0 , т.е.

$$\frac{p_0}{p_{00}} = \frac{F_1 + \Delta F_1}{F_1}. \quad (7.34)$$

Отложения на рабочих лопатках всегда вызывают рост осевых усилий в турбине и изгибающих напряжений из-за роста перепада давлений на лопатках и диске. Отложения на сопловых лопатках, увеличивая перепад давлений на диафрагму, повышают напряжения в ней. При длительной эксплуатации турбины, подвергшейся засолению, необходим контроль над осевыми усилиями.

Отложения в ступени ведут к снижению ее экономичности по следующим причинам:

- повышенная шероховатость лопаточных и торцевых поверхностей вызывает рост потерь на трение;
- изменение формы канала решеток (наиболее неблагоприятны отложения на спинке профиля);
- изменение степени реактивности ступеней и угла входа в рабочую решетку;
- перераспределение расхода по высоте ступени;
- отложения на внутренней поверхности банджа, которые ведут к росту реактивности в периферийной зоне, сокращению перекрыши, в результате чего возрастает утечка поверх лопаточного банджа.

Оценка влияния отложений на КПД ступеней активного типа приведена в табл. 7.1.

Таблица 7.1

Уменьшение площадей и высоты на 1 %	Снижение $\Delta\eta_{oi}/\eta_{oi}$, %		
	ЦВД	ЦСД	ЦНД
$\Delta F_2/F_2$	0,4	0,5	0,6
$\Delta F_1/F_1$	0,6	0,5	0,3
$\Delta l_6/l_2$	0,5	0,4	0,3

Экспериментальные испытания турбин показывают изменение экономичности в межремонтные периоды и влияние промывок на КПД. Так, на рис. 7.9 представлено изменение внутреннего относительного КПД ЦВД и ЦСД ряда турбин высокого давления фирмы General Electric (GE).

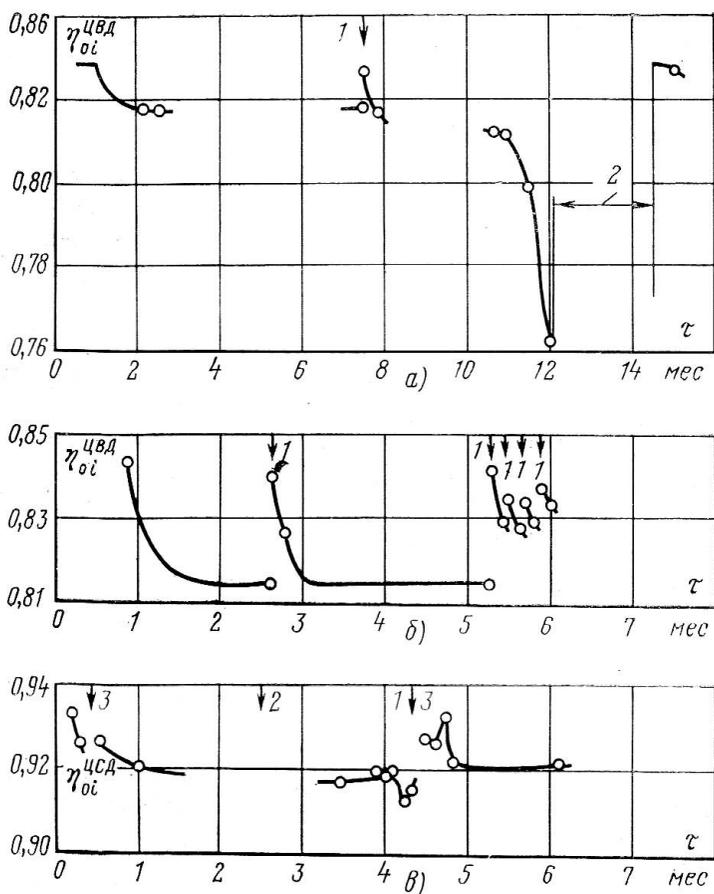


Рис. 7.9. Изменение внутреннего относительного КПД во время эксплуатации ЦВД (а, б) и ЦСД (в) турбин фирмы GE

Многочисленные испытания показывают, что в среднем внутренний относительный КПД ЦВД турбин высокого давления вследствие отложений снижается на $\Delta\eta_{oi}/\eta_{oi} = 2,6 \div 3,3\%$, сверхвысокого – на $\Delta\eta_{oi}/\eta_{oi} = 2,0 \div 4,1\%$. В ЦСД масса отложений, как правило, меньше, и снижение КПД достигает $\Delta\eta_{oi}/\eta_{oi} = 0,3 \div 1,1\%$.

В ЦВД отложений обычно немного, что объясняется работой ряда ступеней на влажном паре, т.е. в режиме самопромывки. Кроме того, высоты лопаток здесь выше и относительное уменьшение $\Delta F/F$ здесь невелико.

Для снижения вредного влияния засоления турбины производится периодическая химическая промывка при останове турбины и при пониженной до $10 \div 25\%$ нагрузке. Также используется водно-паровая промывка и как самостоятельная операция, и как завершающий этап после химической промывки.

Во время ремонтов при вскрытии турбины производится механическая очистка поверхностей проточной части турбины.

Пример 7.4. Определить, на сколько надо изменить расход пара через турбину для сохранения давления в камере регулирующей ступени при засолении проточной части, уменьшившем проходную площадь нерегулируемых ступеней на 5%. Известно: $p_0 = 12$ Мпа; $p_{p.ст0} = 6,7$ Мпа; $p_{z0} = 0,08$ Мпа = const. Положение регулирующих клапанов не изменяется. Как изменится давление перед турбиной?

Решение:

1. При условии постоянства давления в камере регулирующей ступени используем уравнение Стодола-Флюгеля в виде

$$G_1/G_0 = f[(p_{p.ст1}^2 - p_{z1}^2)/(p_{p.ст0}^2 - p_{z0}^2)]^{0,5} = 0,95;$$

2. По условиям работы регулирующей ступени $G_1/G_0 = q_1(\varepsilon_{11})/q_0(\varepsilon_{10})$, где, используя сетку расходов, $\varepsilon_{10} = 6,7/12 = 0,558 \rightarrow q_0 = 0,9996$, отсюда $q_1 = 0,95 \cdot 0,9996 = 0,9497 \rightarrow \varepsilon_{11} = 0,66$;

3. Давление уменьшится до $p_{01} = 6,7/0,685 = 10,1$ МПа.

7.5. Работа турбины с удаленными диафрагмами и лопатками

При эксплуатации могут встречаться случаи вынужденной работы турбины без отдельных элементов проточной части. В результате аварий, вызванных задеваниями в проточной части, вибрационными полонками, забросом воды, неправильным обслуживанием, а также чрезмерным эрозионно-коррозионным износом, приходится удалять рабочие лопатки или отдельные ступени турбины. Увеличение прогиба диафрагм, рост чугунных диафрагм и другие причины также могут привести к вынужденной работе турбины без диафрагмы или ступени. При отсутствии резерва мощности и невозможности немедленного качественного ремонта после проверки и расчета может быть допущена временная работа турбины.

При реконструкции турбин, в частности, для организации дополнительных или существенно увеличенных отборов, при переводе турбин на работу с ухудшенным вакуумом может возникнуть необходимость в удалении ступеней или только их рабочих лопаток.

Надежная работа с удаленными ступенями или лопатками возможна, как правило, в измененных условиях эксплуатации, так как иначе некоторые детали турбины или будут работать с напряжениями, превышающими предельно допускаемые, или окажутся в недопустимых температурных условиях. Очевидно, что неправильный выбор нового режима эксплуатации при таких условиях может привести к аварии или, в лучшем случае, к неоправданному снижению максимальной мощности и чрезмерному ухудшению экономичности.

Ниже приведены некоторые типичные случаи удаления элементов проточной части:

1. Удаление рабочих лопаток регулирующей ступени.

Пусть турбина должна работать без рабочих лопаток регулирующей ступени, удаленных после поломки. В этом случае энтальпия и практически температура пара $t_{p.ст}$ в камере ступени будут такими же, как и на входе в ступень (рис.7.10).

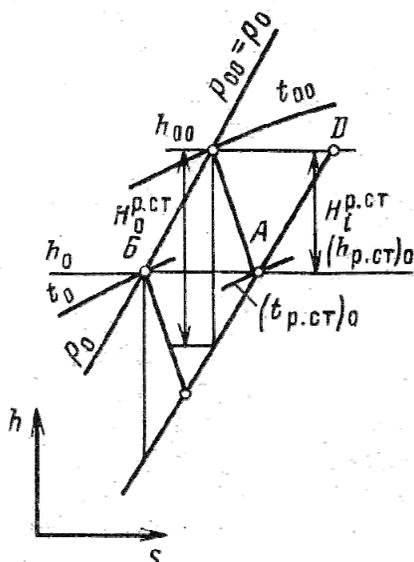


Рис. 7.10. Процесс расширения пара в h, s -диаграмме в регулирующей ступени с удаленными рабочими лопатками

Давление в камере несколько повысится. Повышение температуры пара $t_{p,ст}$ зависит от теплоперепада регулирующей ступени и параметров свежего пара и может составлять $30\div 80^\circ\text{C}$, что в большинстве случаев является недопустимым (особенно в турбинах с высокими начальными параметрами пара) по условиям надежности корпуса, шпилек, диафрагм и рабочих лопаток первых ступеней.

Для того чтобы допустить работу турбины без рабочих лопаток регулирующей ступени, необходимо так снизить температуру свежего пара, чтобы температурные условия в камере ступени были нормальными. Если по эксплуатационным данным известно давление в камере регулирующей ступени при максимальном расходе пара, то можно найти максимальную температуру, задавшись КПД регулирующей ступени. Если это давление неизвестно, то надо оценить теплоперепад ступени, задавшись $u/c_\Phi = 0,35\div 0,45$ (одновенечная ступень) или $u/c_\Phi = 0,20\div 0,26$ (двухвенечная ступень), причем большие значения относятся к турбинам большой мощности.

При снижении начальной температуры пара расход через турбину возрастет примерно как отношение $\sqrt{T_{00}/T_0}$. Это вызовет некоторое повышение напряжений в диафрагмах и рабочих лопатках. Чтобы расход пара не превышал максимально допустимого значения, следует либо заглушить часть сопел, либо ограничить подъем последнего регулирующего клапана. В эксплуатационных условиях ограничение расхода можно также установить по давлению в контрольной ступени, так как оно не должно превосходить давления при работе с исправной проточной частью и максимальной нагрузкой.

Мощность турбины снизится на величину, равную мощности регулирующей ступени, а экономичность турбины упадет из-за того, что не используется кинетическая энергия после сопел этой ступени.

Если удалены рабочие лопатки регулирующей ступени ЧНД турбины с отбором пара, то вызванное этим повышение температуры в камере ступени не представляет опасности. Однако максимальный пропуск пара в ЧНД следует ограничить так, чтобы давление в камере не превосходило максимального расчетного давления.

2. Удаление элементов промежуточных ступеней.

Удаление рабочих лопаток промежуточной ступени вызовет повышение температуры перед последующей ступенью или степени сухости пара, если ступень работает в области влажного пара. При постоянном расходе это приведет к некоторому повышению давления в камере. Если рабочие лопатки имели значительную степень реактивности, то это вызовет понижение давления за диафрагмой поврежденной ступени.

Для определения нового режима работы надо провести некоторые расчеты, не требующие большой точности, так как изменение режима работы турбины невелико.

Значительно более серьезное изменение режима эксплуатации требуется при удалении диафрагмы. При необходимости работы без диафрагмы может оказаться целесообразным удаление и рабочих лопаток ступени, так как иначе могут значительно возрасти осевые усилия, а также напряжения в самих лопатках.

При удалении промежуточной ступени турбины и расчетном пропуске пара напряжения в диафрагмах и рабочих лопатках последующих ступеней не изменятся, так как почти не изменится давление перед этими ступенями. Режим работы ступеней, предшествующих удаленной, изменится весьма существенно. Перераспределение давлений и теплоперепадов в этих ступенях будет зависеть от того, работала ли ступень, предшествующая удаленной, с критическими или докритическими скоростями. Если при нормальной работе турбины скорости были критическими (или больше критических), то теплоперепад и перепад давлений изменятся только в этой ступени, так как давление перед ней при том же пропуске пара останется прежним, при этом теплоперепад и перепад давлений возрастут на величину соответствующих перепадов удаленной ступени. Если же при нормальной работе турбины скорости в ступени, предшествующей удаленной, были докритическими, то давления в предыдущих нерегулируемых ступенях упадут, а теплоперепады увеличатся. Более всего возрастут теплоперепад и разность давлений в ступени, которая находится перед удаленной. Все же увеличение перепадов будет меньшим, чем в случае, когда ступень работала с критическими скоростями. Если удалена одна из первых нерегулируемых ступеней, а тем более первая, то существенно возрастет также теплоперепад регулирующей ступени.

Таким образом, при удалении промежуточной ступени наиболее сильно возрастут напряжения в диафрагме и рабочих лопатках предшествующей ступени.

При неизменном пропуске пара напряжения в лопатках возрастут в большей мере, чем напряжения в диафрагме. Это объясняется тем, что ступень попадает в зону пониженных давлений, и ее теплоперепад возрастает сильнее, чем перепад давлений.

Чтобы напряжения в диафрагмах и рабочих лопатках не превышали допущенных заводом, необходимо сократить пропуск пара в турбину. При снижении расхода теплоперепад ступени сократится в малой степени, а перепад давлений будет меняться почти пропорционально пропуску пара.

Наиболее сильно приходится сокращать расход в конденсационной турбине, так как в промежуточной ступени теплоперепад практически не зависит от расхода. Напряжения в диафрагме пропорциональны разности давления и, следовательно, расходу.

При удалении ступени и том же пропуске пара теплоперепад в предшествующей ступени увеличится несколько меньше, чем в 2 раза, так как давление перед ступенью также снизится. Следовательно, по условию прочности диафрагмы расход в конденсационную турбину надо уменьшить примерно вдвое. Таким образом, наиболее нагруженная ступень будет работать с расходом в 2 раза меньшим расчетного, но с теплоперепадом почти в 2 раза большим расчетного. Согласно формуле

$$\frac{\sigma_{\text{изг}}}{\sigma_{\text{изг}0}} = \frac{GH_0 \eta_{o.l} u_0}{G_0 H_{00} \eta_{o.l0} u} \quad (7.35)$$

усилия, действующие на рабочие лопатки, не должны превзойти расчетных.

Более точная оценка допустимого расхода G из условий прочности диафрагмы может быть проведена по формуле

$$\frac{G}{G_0} = \frac{p_{00} - p_{20}}{p_0 - p_2} \sqrt{\frac{T_{21}}{T_{22}}}, \quad (7.36)$$

где p_{00} , p_0 – перепад давлений на ступень при нормальном режиме работы и максимальном расходе; T_{21} , T_{22} – абсолютные температуры пара за ступенью после удаления последующей ступени до и после сокращения расхода пара.

При расходе G напряжения в диафрагме будут несколько выше расчетных вследствие уменьшения степени реактивности, так как теплоперепад в ступени примерно в 2 раза выше расчетного, т. е. отношение скоростей составит $x_{\phi} = 0,7x_{\phi 0}$. При проверке статической прочности рабочих лопаток следует иметь в виду изменение окружной и осевой составляющих сил.

Пусть при нормальной работе теплоперепад рассматриваемой ступени был H_{00} , а КПД $\eta_{0л0}$. Обозначим эти же параметры после удаления последующей ступени и максимальном расходе H_{01} и $\eta_{0л1}$.

После снижения расхода до величины G теплоперепад уменьшится до H_{02} , причем очень незначительно, пропорционально отношению абсолютных температур T_{22}/T_{21} , а КПД практически не изменится: $\eta_{0л2} \approx \eta_{0л1}$. Если исходить из окружной составляющей силы, то можно применить формулу (7.35), из которой получим следующее ограничение расхода:

$$\frac{G}{G_0} = \frac{H_{00}\eta_{0л0}}{H_{01}\eta_{0л0}} \frac{T_{21}}{T_{22}} \frac{u_1}{u_0}.$$

При таком сокращении расхода пара осевая составляющая силы может и уменьшиться, и возрасти, так как, хотя степень реактивности меньше расчетной, ступень работает с теплоперепадом больше расчетного. Для оценки осевой составляющей силы требуется более детальный расчет. Может оказаться также, что осевая сила хотя и возрастает, но, тем не менее, пренебрежимо мала по сравнению с окружной.

Как следует из формулы, для турбины с переменной частотой вращения расход необходимо снизить в большей степени, чем для турбины с постоянной частотой. Это объясняется тем, что меньшему расходу соответствует меньшая окружная скорость.

Для турбин с противодавлением необходимое сокращение расхода пара после удаления промежуточной ступени менее существенно. Это объясняется тем, что при снижении расхода одновременно снижается теплоперепад ступени.

Если после удаления ступени в турбине с сопловым парораспределением существенно понижается давление в камере регулирующей ступени, то ее рабочие лопатки будут перегружены

только в режиме работы с одним открытым клапаном. В таком случае следует изменить работу системы парораспределения.

После удаления ступени и необходимого сокращения расхода пара мощность турбины снизится. Коэффициент полезного действия турбины, естественно, станет ниже из-за сокращения расхода, а также дополнительно из-за ухудшения КПД ступени, предшествующей удаленной. Влияние второго фактора в многоступенчатой турбине не столь существенно, как первого.

В некоторых случаях, когда особенно нежелательно сильно ограничивать мощность турбины, можно предложить как временное мероприятие установку дроссельной диафрагмы взамен удаленной ступени. Дроссельная диафрагма должна срабатывать тот же перепад давления, как и удаленная ступень. Тогда ограничение расхода пара, если оно необходимо, а также дополнительное снижение КПД турбины будут такими же, как и при работе турбины с удаленными рабочими лопатками промежуточной ступени. Следовательно, мощность турбины уменьшится примерно на значение мощности одной ступени. Коэффициент полезного действия снизится существенно, чем при работе турбины без дроссельной диафрагмы, но с пониженным расходом пара.

Пример 7.5. Мощная паровая турбина изготовлена в двухвальном варианте ЦВД + 2(ЦСД + 2ЦНД). При модернизации турбину выполнили одновальной по схеме ЦВД + ЦСД + 6ЦНД, причем проточные части ЦВД и ЦНД сохранили (рис. 7.11). Как изменится тепलोперепад ЦНД и конструкция ЦСД? Как и за счет чего изменится давление перед турбиной?

Решение:

1. В одновальной модификации число ступеней ЧСД сократится, так как при неизменной проточной части ЦНД давление перед ЦНД увеличится пропорционально расходу пара через каждый поток ЦНД

$$p_0^{\text{ЦНД}} = p_{00}^{\text{ЦНД}} \cdot G/G_0 = p_{00}^{\text{ЦНД}} \cdot 8/6.$$

2. В одновальной турбине КПД будет ниже из-за повышенной потери с выходной скоростью последней ступени $\Delta H_{в.с}/\Delta H_{в.с0} \approx (8/6)^2$; Также возрастет коэффициент потерь в выходном патрубке, так как на входе в него увеличится относительная скорость $M_{2a} \approx 8/6 M_{2a0}$.

Несколько увеличатся потери от утечек в задних концевых уплотнениях ЦСД КПД турбины.

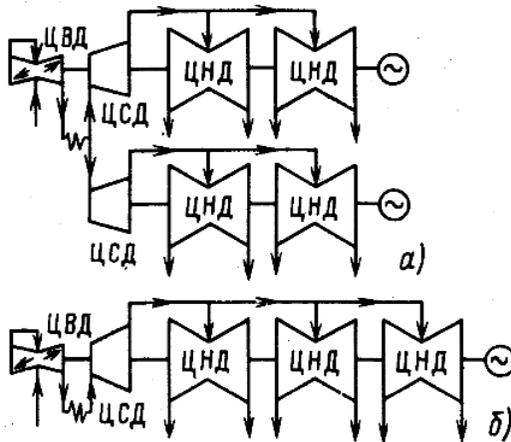


Рис. 7.11. К примеру 7.5

Пример 7.6. Вследствие эрозионного износа в конденсационной паровой турбине К-300-23,5 удалены рабочие лопатки последней ступени. Определить, как необходимо изменить давление в конденсаторе, чтобы в рабочих лопатках предыдущей ступени не увеличились напряжения. Как при этом изменится внутренняя мощность ЦНД при номинальном расходе? Параметры последней ступени: $G_k = 76$ кг/с; $p_{0ст} = 0,0137$ МПа, $x_{0ст} = 0,95$, $\rho_{ср} = 0,7$; $p_k = 3,5$ кПа; $\eta_{oi0} = 0,78$.

Решение:

1. Очевидно, что напряжения в предпоследней ступени не изменятся, если сохранить давление, т.е. $p_2 \text{ пред.ст} = p_0 \text{ посл. ст}$, а давление в конденсаторе поддерживать примерно $p_k = p_{1\text{посл.ст}}$.

2. Считая давление за последней ступенью равно $p_2 = p_k$, по h, s -диаграмме и заданной степени реактивности оцениваем давление за сопловой решеткой последней ступени $p_{1\text{посл.ст}} \approx 0,00955$ МПа и располагаемый теплоперепад ступени $H_0 = 181,5$ кДж/кг.

3. Внутренняя мощность турбины уменьшится на мощность последней ступени $\Delta N_i = N_i = G_k H_0 \eta_{oi0} = 76 \cdot 181,5 \cdot 0,78 = 10,76$ МВт.

8. ОСОБЕННОСТИ ПЕРЕМЕННОГО РЕЖИМА ТУРБИН АЭС

подавляющее большинство турбин АЭС работает на насыщенном паре. Вследствие этого турбины АЭС имеют следующие характеристики:

- большая часть турбин насыщенного пара выполняется для несения базовых нагрузок с дроссельным парораспределением и в целях повышения надежности.

- малый располагаемый теплоперепад. В большинстве турбин насыщенного пара располагаемый теплоперепад приблизительно в 2 раза меньше, чем в турбинах на высокие начальные параметры пара. Так, например, в турбинах насыщенного пара с внешней сепарацией при $p_0 = 6,0$ МПа располагаемый теплоперепад составляет менее 60% располагаемого теплоперепада турбины с $p_0 = 23$ МПа и $t_0 = 550^\circ\text{C}$;

- отсутствие ЦСД в большинстве влажно-паровых турбин;

- выработка в ЦНД примерно 50–60% всей мощности турбины, поэтому влияние ЦНД на экономичность оказывается весьма существенной;

- заметное влияние на экономичность турбины потерь с выходной скоростью $\Delta h_{\text{вс}}$, эффективности выходного патрубка, потерь от дросселирования в паровпускных органах, в ресиверах, в тракте внешнего сепаратора-перегревателя;

- мощность реакторов превосходит мощность паровых турбин, поэтому некоторая их часть работает в дубль-блоке с реактором;

- в турбинах насыщенного пара из-за пониженных начальных параметров, меньшего располагаемого теплоперепада и пониженного КПД объемные пропуски пара примерно на 60–90% больше, чем в турбинах высоких параметров той же мощности;

- повышенные габариты паровпуска;

- двухпоточное исполнение ЧВД некоторых турбин мощностью выше 500–800 МВт;

- из-за больших высот лопаток уже первые ступени выполняют с переменным профилем лопаток по высоте;

- для турбин АЭС особо важна проблема влажности, так как все ступени таких турбин работают в зоне влажного пара. Образование влаги в паре относительно высокой плотности в начале его расширения вызывает эрозионное разрушение элементов прочной части;

- для уменьшения влажности в ЦНД, в тепловой схеме ПТУ предусмотрен сепаратор-промпрегреватель (СПП) после ЦВД.

К турбинам АЭС предъявляются повышенные требования по надежности. Причиной этого является невозможность немедленной остановки реактора при аварийном останове турбины, необходимость в течение некоторого времени перепуска пара помимо турбины.

Кроме того, обычно ремонт турбины на АЭС требует больше времени. При этом надо учитывать, что составляющая стоимость электроэнергии, зависящая от капитальных вложений, на АЭС существенно выше, чем на ТЭС, и внеплановая остановка блока АЭС приводит к повышению стоимости выработки электроэнергии в системе.

В связи с этим переменные режимы паровых турбин для АЭС имеют свои особенности:

1. Согласно уравнению (7.16) давление перед турбиной определяется выражением

$$\frac{p_{01}}{p_{00}} = \frac{G}{G_0} \sqrt{\frac{(p_0 V_0'')_1}{(p_0 V_0'')_0}} \frac{x_{01}}{x_{00}}. \quad (8.1)$$

При дросселировании влажного пара произведение pv растет, а степень сухости в зависимости от зоны, в которой работает ступень, может и возрасти, и уменьшиться (рис. 8.1). Если давление насыщенного пара перед первой ступенью $p_0 > 3$ МПа, то при дросселировании начальная влажность несколько увеличивается.

Согласно (8.1) при этом давление перед турбиной практически пропорционально расходу пара. Эта пропорциональность наблюдается в опытах и по другим ступеням турбины.

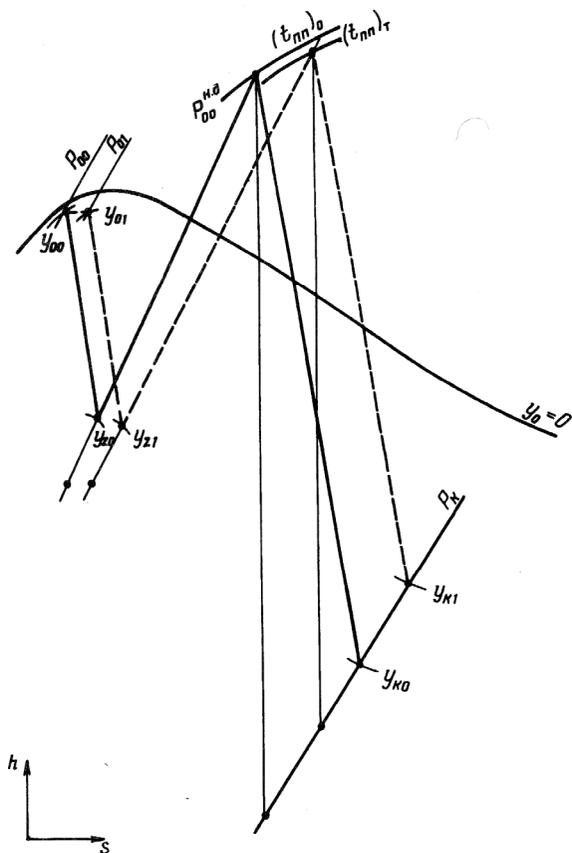


Рис. 8.1. Процесс расширения в h, s -диаграмме для конденсационной паровой турбины насыщенного пара АЭС с дроссельным парораспределением: $\bar{G} = 0,5$ (---); и $\bar{G} = 1,0$ (—)

На рисунке 8.2 приведено изменение давлений и температур по ступеням турбины К-500-65/3000 ХТЗ, полученное в результате испытаний.

2. Температура перед турбиной при дросселировании снижается, поскольку она зависит только от давления пара (рис. 8.2 б). Еще больше меняется температура пара в ЦВД, причем ее изменение зависит также от изменения температуры промпрегрева.

На выходе из ЦВД перед СПП влажность понижается (рис. 8.1). При этом объемный пропуск пара через СПП остается таким же, как и на номинальном режиме.

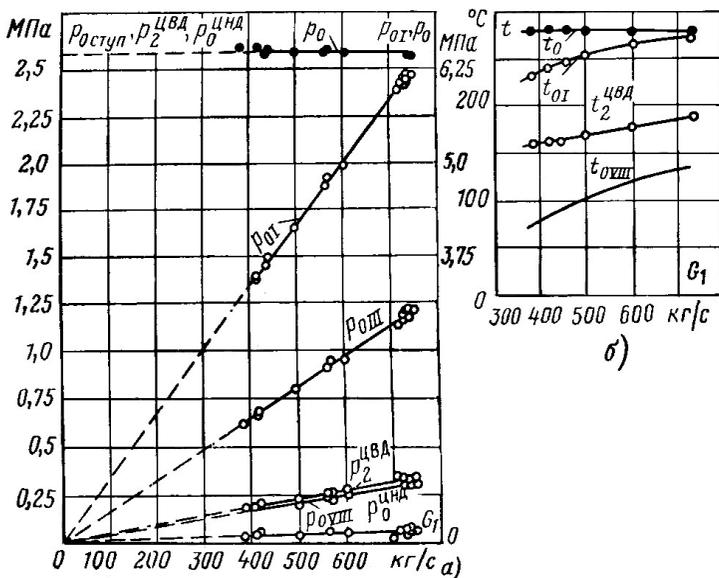


Рис. 8.2. Изменение давлений (а) и температур (б) пара по ступеням турбины К-500-65/3000 ХТЗ в зависимости от расхода пара, полученное в результате испытаний

3. В зависимости от того, выполнен ли СПП с одно- или двухступенчатым перегревом, меняется ли расход свежего греющего пара, температура после промперегрева t_{III} может оставаться постоянной или несколько понижается. Если $t_{\text{III}} = \text{const}$, то уменьшается средняя влажность не только в ЦВД, но и в ЦНД, и соответственно возрастает КПД турбины (но не ПТУ). Если СПП выполнен с двухступенчатым перегревом, то первая из его ступеней, питаемая паром из отбора ЦВД, снизит температуру t_{III} . Иногда при этом, также как и при одноступенчатом СПП, увеличивается относительный расход греющего свежего пара. Это ведет к снижению мощности турбины и КПД турбоустановки.

4. В энергоблоках с реакторами РБМК в ПТУ нет ПВД, температура питательной воды определяется давлением деаэратора и остается практически неизменной при снижении расхода свежего пара. Поэтому, хотя вследствие этого КПД турбоустановок АЭС с РБМК ниже, чем у АЭС с ВВЭР, при переменном режиме он более устойчив.

5. При частичных режимах и регулировании при постоянном давлении имеют место большие потери от дросселирования пара.

6. Регулирование на скользящих параметрах не дает тех преимуществ, которые имеет этот вид регулирования для турбин с высокими начальными параметрами.

Во-первых, при скользящем давлении перед турбиной поддерживается не постоянная температура пара, а постоянная степень сухости пара x_0 (рис.8.3). Во-вторых, при снижении нагрузки температура влажного пара, зависящая только от давления, меняется также, как и при постоянном давлении перед турбиной, в связи с чем характеристики экономичности, надежности и маневренности не улучшаются.

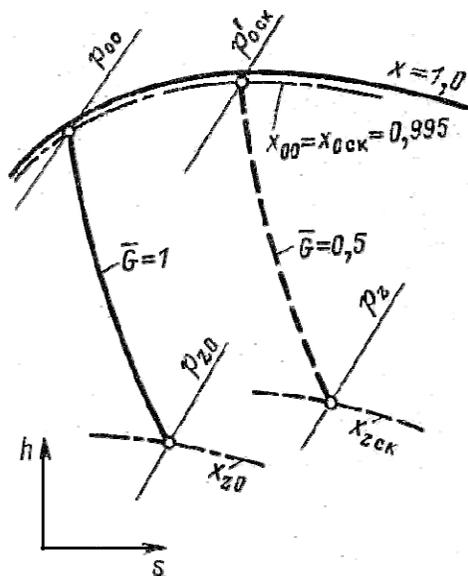


Рис. 8.3. Процесс расширения пара в ЦВД турбины насыщенного пара ($p_{00} = 6$ МПа) при $\bar{G} = 1$ и $\bar{G} = 0,5$

На АЭС с одноконтурными схемами и реакторами РБМК основные преимущества скользящего давления связаны с работой турбоустановки в целом и ГЦН. На АЭС с двухконтурными схемами и реакторами ВВЭР изменение давления p_0 перед турбиной

действует на мощность турбины и реактора в противоположных направлениях. При неизменном положении регулирующих клапанов турбины снижение давления p_0 приводит к тому, что тепловая мощность реактора Q_T , уменьшающаяся по мере выгорания ядерного горючего, понижается в меньшей степени, чем при работе с $p_0 = \text{const}$. Поэтому возрастает период между загрузками топлива и увеличивается коэффициент использования мощности, что особенно важно для АЭС с высокими капитальными затратами.

Другим преимуществом работы на скользящем давлении для АЭС является возможность при необходимости повышать по сравнению с номинальной максимальной величину Q_T и тем самым максимальную электрическую мощность блока $N_{\text{эmax}}$. Преимущества скользящего регулирования связаны также с работой СПП, так как перед СПП влажность пара будет несколько меньше, а также с работой реактора;

Несмотря на потери от дросселирования экономичность турбин насыщенного пара в широком диапазоне нагрузок меняется мало, что объясняется уменьшением потерь от влажности на частичных режимах.

Пример 8.1. Конденсационная турбина насыщенного пара имеет параметры свежего пара $p_{00} = 5,6$ МПа, $y_{00} = 0,5\%$. Определить давление перед первой ступенью турбины, если при дроссельном парораспределении расход снижен вдвое $G_1/G_0 = 0,5$.

Решение:

1. Давление перед турбиной на новом режиме можно найти из формулы (8.1), однако правая часть уравнения содержит неизвестные величины, поэтому решение будем искать методом последовательных приближений. В первом приближении, пренебрегая изменением степени сухости и удельным объемом пара, используем выражение для конденсационной турбины $p_{01} = p_{00} \cdot G_1/G_0 = 5,6 \cdot 0,5 = 2,8$ МПа.

2. Для этого давления по h, s -диаграмме определим значения $x_{01} = 0,988$; $v_{01} = 0,0705$; $v_{00} = 0,0347$.

3. Тогда $p_{01} = p_{00} \cdot (G_1/G_0) [p_{01} \cdot v_{01} / (p_{00} \cdot v_{00})]^{0,5} (x_{01}/x_{00}) = 5,6 \cdot 0,5 [2,8 \cdot 0,0705 / (5,6 \cdot 0,0347)]^{0,5} (0,988/0,995) = 2,81$ МПа.

Дальнейших уточнений не требуется.

Контрольные вопросы

1. Чем отличаются турбины АЭС от обычных турбин?
2. Почему в турбинах АЭС применяется дроссельное парораспределение?
3. Является ли регулирование мощности на скользящих параметрах более выгодным, чем регулирование при постоянном давлении в турбинах АЭС?
4. Почему переходные режимы турбин насыщенного пара АЭС более опасны, чем у обычных турбин?
5. Какие особенности переменных режимов работы турбин АЭС можно назвать?
6. Может ли на частичных режимах КПД влажнопаровой турбины увеличиться?
7. Почему в турбинах АЭС при дросселировании в регулирующих клапанах температура изменяется больше, чем в турбинах перегретого пара?

9. ОСОБЕННОСТИ ПЕРЕМЕННОГО РЕЖИМА ПАРОВОЙ ТУРБИНЫ ПГУ

Турбины, предназначенные для работы в составе парогазовых установок утилизационного типа (ПГУ-У), имеют следующие особенности:

- парораспределение в основном дроссельное, так как нагрузка паровой турбины зависит от производительности котла-утилизатора и определяется работой ГТУ;
- сравнительно низкие параметры перед паровой турбиной, зависящие от температуры продуктов сгорания за газовой турбиной, и вследствие этого небольшой располагаемый теплорепад;
- отсутствие регенеративной системы, отбор из турбины производится только на деаэратор. Некоторые фирмы применяют схемы с деаэратором, встроенным в конденсатор. В этом случае нет ни одного отбора из турбина на регенерацию;
- в схемах ПГУ-У двух или трех давлений по ходу пара в турбину поступает дополнительный расход из котла-утилизатора. Отсутствие регенеративной системы и дополнительный расход пара приводит к тому, что расход пара через турбину увеличивается от ЦВД к ЦНД;
- вследствие этого велика доля мощности турбины, вырабатываемой на базе ЦНД.
- единичная мощность паровых турбин для одновальных ПГУ-У невелика и составляет примерно половину мощности ГТУ. Мощность паровой турбины, работающей в составе ПГУ с двумя газовыми турбинами, составляет примерно одну треть мощности всей установки;
- паровую турбину одновальной ПГУ целесообразно дополнять с осевым диффузором.
- в целях уменьшения конечной влажности перед ЦНД предусмотрен сепаратор.

Такие характеристики паровой турбины для ПГУ-У приводят к следующим особенностям переменного режима:

1. Регулирование мощности турбины может осуществляться на скользящих параметрах при $p_0 = \text{var}$ и полностью

открытых регулирующих клапанах, поэтому потери от дросселирования на частичных режимах отсутствуют, и КПД турбоустановки повышается. Однако могут возникнуть проблемы обеспечения стабильного режима котла-утилизатора, в котором возможно вскипание при пониженных давлениях.

2. Режим работы паровой турбины зависит от режима работы ГТУ, входящих в ПГУ, которые редко работают в расчетном режиме (параметры этого режима по условиям ISO: температура и давление наружного воздуха $T_{н.в} = +15^{\circ}\text{C}$; $p_{н.в} = 0,1013$ МПа). В процессе эксплуатации энергетических ГТУ почти непрерывно изменяются не только параметры забираемого из атмосферы рабочего тела – воздуха, но также в незначительных пределах качество топлива, давление выходных газов и др. В результате меняются основные технические данные установки: ее мощность, КПД, параметры выходных газов и др. Все это определяет переменный режим паровой турбины.

3. При неизбежном изменении рабочих параметров газовой турбины и, прежде всего начальной температуры, изменяется теплотерепад и экономичность ступеней паровой турбины. Таким образом, температура наружного воздуха $t_{нв}$ влияет на мощность и экономичность паровой турбины, работающей в составе ПГУ, не только из-за ее влияния на температуру охлаждающей воды и вакуум в конденсаторе, как это бывает в ПТУ, но и из-за изменения расхода G_T и температуры выхлопных газов θ_d ГТУ. В современных ГТУ, снабженных входными направляющими аппаратами первых ступеней компрессора, параметры выходных газов меняются незначительно, стабилизируя режим работы паровой турбины.

4. При понижении температуры наружного воздуха температура на входе в паровую турбину также понижается, что приводит к увеличению конечной влажности в паровой турбине y_k . При этом возрастают потери от влажности и снижается экономичность турбины.

В качестве примера на рис. 9.1 приведено влияние температуры наружного воздуха на расход выходных газов $G_{к.т}$ и на отклонение их температуры $\Delta T_{к.т}$ энергетической ГТУ фирмы АВВ, из которой видно, что изменение $T_{н.в}$ на 10°C приводит к изменению расхода выходных газов на $2\div 5\%$ и температуры $T_{к.т}$ на $10\div 20^{\circ}\text{C}$.

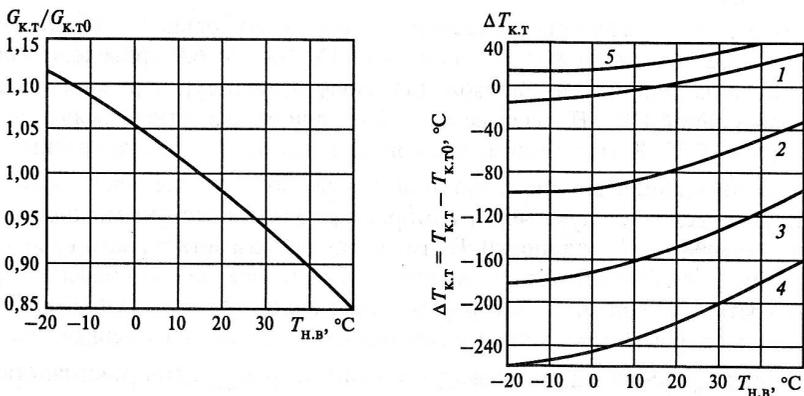


Рис. 9.1. Влияние температуры наружного воздуха $T_{н.в}$ на расход $G_{к.т}/G_{к.т0}$ и температуру выходных газов $\Delta T_{к.т}$ энергетической ГТУ фирмы АВВ

5. Паровые турбины, работающие в дубль-блоке с двумя газовыми турбинами, при выходе из строя одной из ГТУ должны работать с половинным расходом пара.

6. Вследствие небольшого располагаемого теплоперепада турбины и увеличения расхода в ЦНД относительные потери с выходной скоростью в последней ступени составляют значительную его часть. Поэтому при снижении нагрузки, когда эти потери уменьшаются, внутренний относительный КПД турбины падает не столь интенсивно, как у турбин ТЭС.

7. При расчете переменных режимов необходимо учитывать изменения в процессе расширения пара, вызванные сепаратором (при его наличии в схеме), и уменьшение расхода пара при его сепарации перед ЦНД.

На рисунках 9.2–9.3 приведены результаты расчета переменного режима паровой турбины К-110-6,5, предназначенной для работы в составе ПГУ по программе REGIM_TURB (см. раздел 6.1). Расчеты проводились в диапазоне режимов $G/G_0 = 0,4 - 1,0$, а также в диапазоне температур наружного воздуха от $t_{н.в} = -15^\circ\text{C}$ до 25°C .

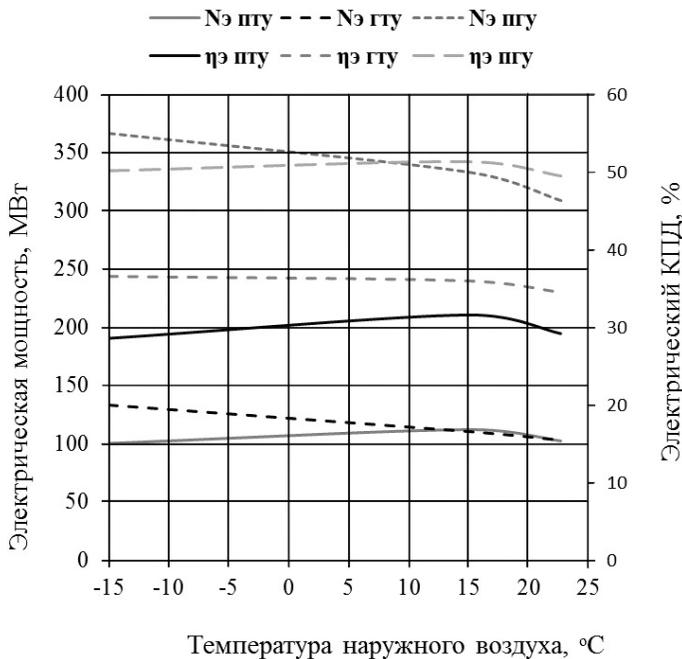


Рис. 9.2. Изменение электрической мощности и электрического КПД ПГУ-325, ГТУ-110 и паровой турбины К-110-6,5 в зависимости

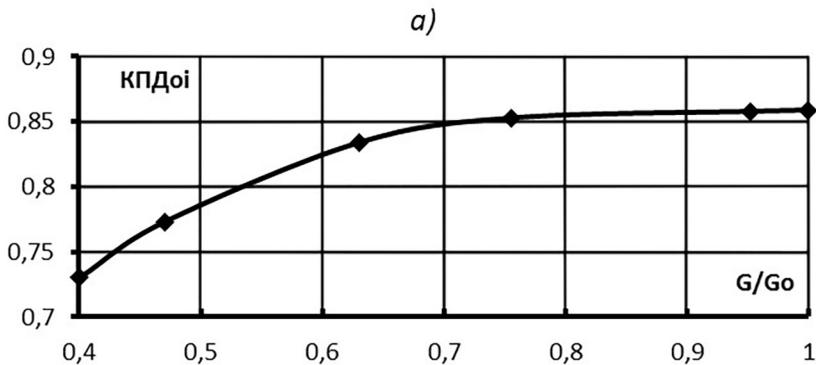
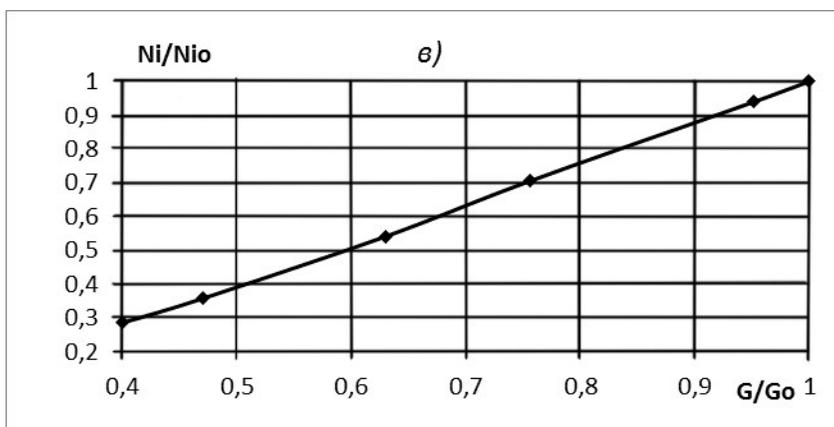
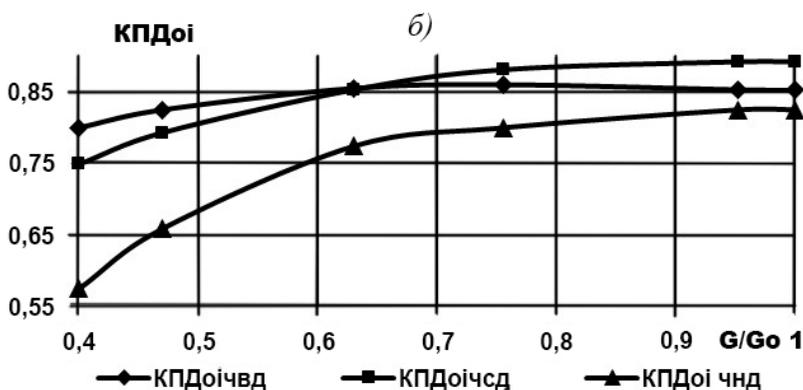


Рис. 9.3. Изменение внутреннего относительного КПД турбины К-110-7,5 ЛМЗ (а) и ее отсеков (б), а также мощности N_i/N_{i0} (в) в зависимости от относительного расхода от температуры наружного воздуха $t_{нв}$



Окончание рис. 9.3

Контрольные вопросы

1. Почему турбины для ПГУ-КУ должны выполняться с дроссельным парораспределением?
2. Какой расход больше, в голову или в ЦНД паровой турбины ПГУ?
3. Как КПД и мощность паровой турбины, работающей в составе ПГУ зависят от температуры наружного воздуха?

10. ПЕРЕМЕННЫЙ РЕЖИМ РАБОТЫ ТЕПЛОФИКАЦИОННЫХ ТУРБИН

Для совместной выработки тепловой и электрической энергии применяются следующие типы теплофикационных паровых турбин:

- турбины с противодавлением;
- турбины с одним регулируемым отбором пара;
- турбины с регулируемым отбором пара и противодавлением;
- турбины с двумя регулируемыми отборами пара;
- турбины с нерегулируемыми отборами пара;
- турбины со смешенной системой отборов, при этом обычно один из отборов регулируемый, а другие – нерегулируемые.

Турбины с регулируемыми отборами пара обладают некоторыми особенностями, которые надо учитывать при расчете переменных режимов:

1. Многообразие возможных режимов работы, которые можно разбить на две группы: конденсационные, когда расход пара на теплофикационные отборы равен нулю и теплофикационные, характеризующиеся наличием тепловой нагрузки.

2. В зависимости от характера тепловой нагрузки различаются режимы по тепловому графику или электрическому.

При работе турбины по тепловому графику электрическая мощность определяется тепловой нагрузкой и не может быть изменена без соответствующего изменения теплового потребления. На таких режимах регулирующие органы ЦНД находятся в неподвижном положении, а изменение нагрузки теплового потребителя и мощности турбины обеспечивается органами парораспределения ЦВД. При этом возможен режим работы турбины, в котором через ЦНД пропускается минимально возможное количество пара для отвода теплоты трения и вентиляции вращающихся элементов ротора, а весь пар направляется в регулируемые отборы.

При работе турбины по электрическому графику с независимым заданием электрической нагрузки регулирующие органы ЦНД могут иметь произвольную степень открытия. Тепловая нагрузка ограничивает снижение электрической мощности ниже

некоторого минимального значения, определяемого регулируемым отбором пара, а также ее увеличения вплоть до максимальной за счет пропуска пара в конденсатор.

3. В турбинах с отбором пара применяют сопловое парораспределение ввиду многообразия их режимов.

4. В турбине с отбором пара регулированию подвергаются потоки пара, поступающие как в ЦНД, так и в СЧД, причем давление пара, отводимого к тепловому потребителю, поддерживается постоянным и не зависящим от мощности турбины и расхода пара.

Для турбин с противодавлением расчет переменного режима не отличается от аналогичного расчета конденсационных турбин. Система парораспределения у этих турбин сопловая, так как режим этих турбин целиком зависит от тепловой нагрузки и изменяется в широких пределах, а применять дроссельное парораспределение в таких турбинах не выгодно (раздел 2.1.1). Для предварительной оценки параметров на заданном режиме нужно использовать формулы Стодола-Флюгеля; изменения КПД и теплоперепадов по ступеням и итеративным методом уточнять их путем подробного расчета по ступеням.

Для расчета других типов турбин всю проточную часть нужно разбить на отдельные группы ступеней до и после регулируемых отборов, расходы через которые отличаются на величину отборов пара на теплофикацию или промышленное потребление.

Для оценки основных параметров режима работы теплофикационных турбин служит диаграмма режимов. В общем случае диаграмма режимов выражает в графической форме зависимость между электрической мощностью турбины $N_{э}$, расходом пара G_0 , расходом пара в отбор $G_{п}$, тепловой нагрузкой потребителя $Q_{п}$ ($Q_{т}$), давлением пара, отпускаемого потребителю $p_{п}$, параметрами свежего пара p_0 , t_0 , расходом охлаждающей воды W_c и другими величинами, определяющими режим работы турбоустановки:

$$F(N_{э}, G_0, G_{п}, Q_{п}, Q_{т}, p_{п}, p_{т}, W_c, \dots) = 0. \quad (10.1)$$

Уравнение (10.1) графически представляется на плоскости в том случае, если число переменных не больше трех. Для установ-

ления графической связи между главными параметрами необходимо ограничить число переменных в диаграмме режимов, выделив основные, например, $F(N_э, G_0, G_{п}) = 0$. Диаграмма режимов также позволяет выделить область возможных режимов работы турбоустановки.

Обеспечение высокой точности расчетов предусмотрено введением поправок к диаграмме режимов в виде самостоятельных зависимостей мощности турбины от тех параметров, которые не вошли в диаграмму режимов. Эти зависимости называются поправочными кривыми к диаграмме режимов.

10.1. Диаграмма режимов турбины с противодавлением

Диаграмма режимов турбины с противодавлением выражает зависимость расхода свежего пара G_0 от электрической мощности $N_э$ и противодействия $p_{п}$:

$$G_0 = f(N_э, p_{п}), \quad (10.2)$$

которая может быть представлена на плоскости в соответствии с имеющимися экспериментальными или расчетными данными (рис. 10.1).

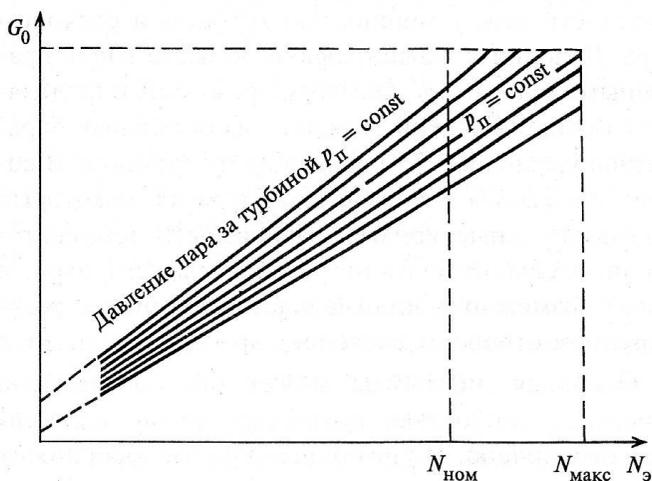


Рис. 10.1. Диаграмма режимов турбины с противодавлением

10.2. Диаграмма режимов турбины с одним регулируемым отбором пара

Для расчета переменного режима проточная часть турбины с одним регулируемым отбором пара делится на две группы ступеней, первая из которых состоит из регулирующей ступени и нерегулируемых ступеней до отбора пара (ЧВД), вторая – из ступеней, расположенных после отбора (ЧНД). Давление в отборе p_t или поддерживается постоянным, или меняется в зависимости от требуемой тепловой нагрузки и других условий работы турбоустановки.

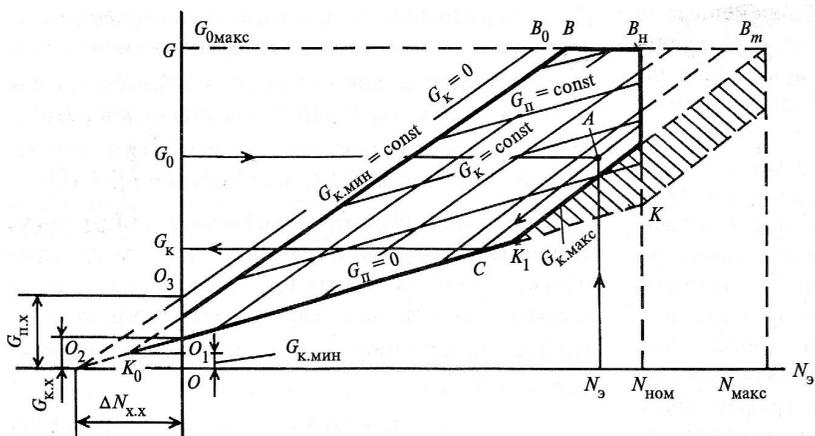


Рис. 10.2. Диаграмма режимов турбины с одним регулируемым расходом пара

Расчет переменного режима ЧВД не отличается от расчета турбины с противодавлением. При этом в зависимости от расхода пара G_0 и меняющегося в определенных пределах давления отбора определяется внутренняя мощность ЧВД, т.е. $N_i^I = f(G_0^I)$.

Для ЧНД, где чаще используется или поворотная диафрагма, или чисто дроссельное парораспределение, при номинальных параметрах пара в камере отбора p_{t0} проводится расчет зависимости $N_i^{II} = f(G_0^{II})$.

На базе этих двух зависимостей строится диаграмма режимов турбины с одним регулируемым отбором

$$F(N_3, G_0, G_{\Pi}) = 0, \quad (10.3)$$

где G_{Π} – расход пара, идущий тепловому потребителю.

Пример такой несколько упрощенной диаграммы показан на рис. 10.2. Ее детальный расчет имеется в [3]. Этот расчет выполнен в предположении неизменного давления в отборе $p_{\Pi 0} = \text{const}$. Основой диаграммы режимов являются граничные линии, построенные для наиболее характерных режимов работы турбины.

Конденсационный режим. Математическая зависимость расхода пара от мощности при $G_{\Pi} = 0$ имеет вид:

$$G_0 = G_{\text{к.о}} = G_{\text{к.х}} + d_{\text{н}}(1-x)N_3, \quad (10.4)$$

где $G_{\text{к.о}} = G_{\text{к.х}} + r_{\text{к}}N_3$ – расход пара на турбину при конденсационном режиме без отбора; $G_{\text{к.х}}$ – расход пара при холостом ходе турбины без отбора; $r_{\text{к}} = (G_0 - G_{\text{к.х}}) / N_3$ – удельный прирост расхода пара при конденсационном режиме; $d_{\text{н}} = G_{\text{ном}} / N_{\text{ном}}$ – удельный расход пара при номинальной нагрузке и конденсационном режиме работы; $x = G_{\text{к.х}} / G_0$ – коэффициент холостого хода.

Графически построение линии конденсационного режима производится по двум точкам: точке K , ордината которой соответствует максимальному расходу пара, идущего в конденсатор, при номинальной электрической мощности $N_{\text{ном}}$ и точке O_1 , определяющей расход пара на турбину $G_{\text{к.х}}$ при холостом ходе.

На оси абсцисс линия конденсационного режима KO_1 отсекает отрезок OO_2 , условно определяющий потери мощности турбины $\Delta N_{\text{х.х}}$ на преодоление сопротивления холостого хода.

В действительности зависимость $G_0 = f(N_3)$ при конденсационном режиме имеет более сложный вид, определяемый системой парораспределения, характером изменений внутреннего относительного КПД, температуры пара за ЧВД и др.

Режим работы турбины с противодавлением. Изменение расхода пара на турбину при $G_k = 0$ и $G_0 = G_{\Pi}$ определяется выражением:

$$G_0 = G_{o,\Pi} = G_{\Pi} = G_{k,x} + d_n(1-x)N_3 + y_{\Pi}G_0,$$

откуда

$$G_0 = \frac{G_{k,x}}{1-y_{\Pi}} + \frac{d_n(1-x)}{1-y_{\Pi}}N_3 = G_{\Pi,x} + r_{\Pi}N_3, \quad (10.5)$$

где $y_{\Pi} = (h_{\Pi} - h_k) / (h_0 - h_k)$ – коэффициент недовыработки мощности паром отбора; $G_{\Pi,x} = G_{k,x} / (1 - y_{\Pi})$ – расход пара на холостой ход при режиме с противодавлением; $r_{\Pi} = r_k / (1 - y_{\Pi})$ – удельный прирост расхода пара при работе турбины с противодавлением.

Для этого случая приближенная зависимость расхода пара от мощности изображается в диаграмме режимов прямой линией, проходящей через точку O_2 , характеризующую потерю мощности на холостом ходе, и точку O_3 , в которой $G_0 = G_{\Pi,x}$. Точка B_0 , лежащая на линии конденсационного режима $G_k = 0$, соответствует режиму работы с максимальным расходом пара через турбину.

В действительности при работе турбины с противодавлением через конденсатор пропускается незначительный расход пара $G_{k,\text{мин}} \approx (0,05 \div 0,12)G_0$, который определяется условиями надежной работы элементов ЧНД турбины. Этот режим изображается на диаграмме линией K_0B , параллельной O_2B_0 . Ордината точки K_0 характеризует минимальный расход пара в конденсатор $G_{k,\text{мин}}$.

Режим работы с постоянным отбором пара. Характеристики турбины с постоянным отбором пара $G_{\Pi} = \text{const}$ строятся по уравнению

$$G_0 = G_{k,o} + y_{\Pi}G_{\Pi} = G_{k,x} + r_k N_3 + y_{\Pi}G_{\Pi} = G_{k,x} + d_n(1-x)N_3 + y_{\Pi}G_{\Pi}. \quad (10.6)$$

Из сравнения (10.4) и (10.6) очевидно, что характеристики конденсационного режима и режима с постоянным отбором отличаются друг от друга на постоянную величину $y_{\Pi}G_{\Pi}$. Поэтому на

диаграмме режимов линии, изображающие режим $G_{\Pi} = \text{const}$ располагаются параллельно линии конденсационного режима.

Левой границей характеристик турбины при $G_{\Pi} = \text{const}$ служит линия работы турбины с противодавлением, на которой $G_{\Pi} = G_{\text{к.мин}}$, а правой – линия $KB_{\text{н}}$ постоянной номинальной мощности турбины $N_{\text{ном}}$. Верхняя часть диаграммы режимов ограничена отрезком $BB_{\text{н}}$ на линии максимального расхода пара через турбину $G_{0\text{макс}} = \text{const}$, между линиями $G_{0\text{макс}} = \text{const}$ и $N_{\text{ном}} = \text{const}$.

Номинальный отбор пара $G_{\text{п.ном}}$ отвечает номинальной электрической мощности $N_{\text{ном}}$ и максимальному расходу пара на турбину $G_{0\text{макс}}$ (точка $B_{\text{н}}$). Если максимальный расход пара на турбину достигается при работе с противодавлением при электрической мощности меньше номинальной, то возможен отбор пара больше номинального, так называемый предельный отбор, определяемый в точке B пересечения линий $G_{\text{к.мин}} = \text{const}$ и $G_{0\text{макс}}$. Диаграмма режимов также имеет сетку линий $G_{\text{к}} = \text{const}$ с постоянным расходом пара в конденсатор. Эти линии представляют собой прямые, параллельные характеристике режима работы турбины с противодавлением $G_{\text{к.мин}} = \text{const}$. Из этого семейства линий существенное значение имеет линия $G_{0\text{макс}} = \text{const}$, отвечающая максимальному расходу пара в конденсатор. Обычно от теплофикационной турбины с конденсацией пара требуется полное развитие электрической мощности на чисто конденсационном режиме. В этом случае нижняя линия диаграммы $G_{\Pi} = 0$ достигает линии $N_{\text{ном}} = \text{const}$, в точке K при $G_{\text{к}} = G_{\text{к.макс}}$. Если же отбор пара устойчивый и обеспеченный на длительный период работы турбоустановки, то нижней границей правой части диаграммы служит линия $G_{\text{к.макс}} = \text{const}$, проходящая параллельно линии $G_{\text{к.мин}} = \text{const}$ выше точки K пересечения линий $G_{\Pi} = 0$ и $N_{\text{ном}}$. При этом номинальная электрическая мощность достигается при определенном значении отбора.

При одновременном максимальном пропуске пара через ЧВД и ЧНД турбина может развивать максимальную мощность $N_{\text{макс}}$. Эта мощность определяется абсциссой точки пересечения линий $G_{0\text{макс}}$ и $G_{\text{к.макс}} = \text{const}$.

Для расширения диапазона работы турбины, в частности повышения давления в отборе и тем самым увеличения температуры воды, идущей к потребителю, а также увеличения большей конденсационной мощности предусматривается нерегулируемая зона (заштрихованная на рис. 10.2). При этом регулирующий орган на входе в ЧНД полностью открыт, а увеличение расхода пара через ЧНД достигается путем повышения давления перед ней $p_{\text{т}} > p_{\text{то}}$. Очевидно, что при этом возрастает мощность ЧНД N_i'' , но уменьшается теплоперепад ЧВД, а возможно, и ее экономичность. Вследствие этого снижается мощность ЧВД N_i' . Для этой нерегулируемой зоны необходимо ввести поправки на мощность ЧВД и ЧНД.

Диаграмма режимов позволяет по двум заданным членам уравнения (10.3) найти третий. Например, для определения расхода отбираемого пара $G_{\text{п}}$ по известным мощности турбины N_3 и расходу пара G_0 находят точку A , характеризующую заданный режим (рис. 10.2). Через точку A проводят линию постоянного расхода пара в ЧНД. Ордината точки C пересечения этой линии и линии конденсационного режима $G_{\text{п}} = 0$ определяет расход пара в ЧНД $G_{\text{к}}$. Расход отбираемого пара найдется как разность $G_{\text{п}} = G_0 - G_{\text{к}}$.

10.3. Диаграмма режимов турбины с двумя регулируемыми отборами пара

Диаграмма выражает зависимость между мощностью турбины N_3 , расходом пара на турбину G_0 , расходами пара в верхний (производственный) $G_{\text{п}}$ и нижний (теплофикационный) $G_{\text{т}}$ отборы:

$$G_0 = f(N_3, G_{\text{п}}, G_{\text{т}}). \quad (10.7)$$

При построении диаграммы режимов турбины с двумя регулируемыми отборами пара она условно заменяется фиктивной турбиной с одним верхним отбором пара. Теплофикационный отбор принимается равным нулю, а пар направляется в ЧНД турбины и производит там дополнительную мощность

$$\Delta N_T = G_T H_i'' \eta_M \eta_{\Sigma,Г} = k G_T, \quad (10.8)$$

где H_i'' – использованный теплоперепад ЧНД; k – коэффициент пропорциональности.

С учетом (10.8) выражение (10.7) можно привести к виду

$$N_{\Sigma} = N_{\Sigma,усл} - \Delta N_T = f(G_0, G_{II}) - G_T H_i'' \eta_M \eta_{\Sigma,Г}, \quad (10.9)$$

где $N_{\Sigma,усл}$ – мощность, развиваемая условной турбиной при нулевом теплофикационном отборе.

Диаграмма режимов, отвечающая выражению (10.9), построена на рис. 10.3 в двух квадрантах. В верхнем квадранте построена зависимость $G_0 = f(N_{\Sigma,усл}, G_{II})$, которая выражает диаграмму режимов условной турбины при работе с нулевым расходом пара в отопительный отбор. Ее построение выполняется также, как и турбины с одним отбором пара (см. рис. 10.2). Нижней границей этой диаграммы служит линия производственного отбора $G_{II} = 0$. Сверху диаграмма ограничена линиями максимальных расходов пара на турбину $G_{0\max} = \text{const}$ и в производственный отбор $G_{II,\max} = \text{const}$, а также линией $G_{\text{ЧСД}}$, характеризующей количество пара, входящее в ЧСД.

В нижнем квадранте по (10.8) строится линия ОК, связывающая нижний отопительный отбор G_T с дополнительной мощностью ΔN_T и наносится сетка параллельных ей прямых. Кроме того, здесь же наносится ограничительная линия $G_{II} = \text{const}$ для теплофикационного отбора. Они изображают максимально возможный расход производственного отбора $G_{II,\max}$, который определяется из общего парового баланса турбины при условии, чтобы расход пара при выходе из ЧСД не превышал расход теплофикационного отбора на значение, требуемое для охлаждения ступеней ЧНД:

$$G_{T,\max} = G_{0\max} - G_{II} - G_{\text{к.мин}}. \quad (10.10)$$

Построение этих ограничительных линий выполняют следующим образом: из произвольно выбранных точек I и 2 для одного и того же значения $G_{\Pi} = \text{const}$ проводят вертикально линии вниз.

Точки I' и $2'$ пересечения этих линий со значениями $G_{T, \text{макс}}$, подсчитанными по формуле (10.10), соединяют для одного значения $G_{\Pi} = \text{const}$ прямой, которая является границей возможных режимов. Снизу от нее работа недопустима из-за $G_T > G_{T, \text{макс}}$.

Пользуясь такой диаграммой (см. рис.10.3) можно для турбины с двумя регулируемыми отборами пара по трем известным величинам уравнения (10.1) найти четвертую.

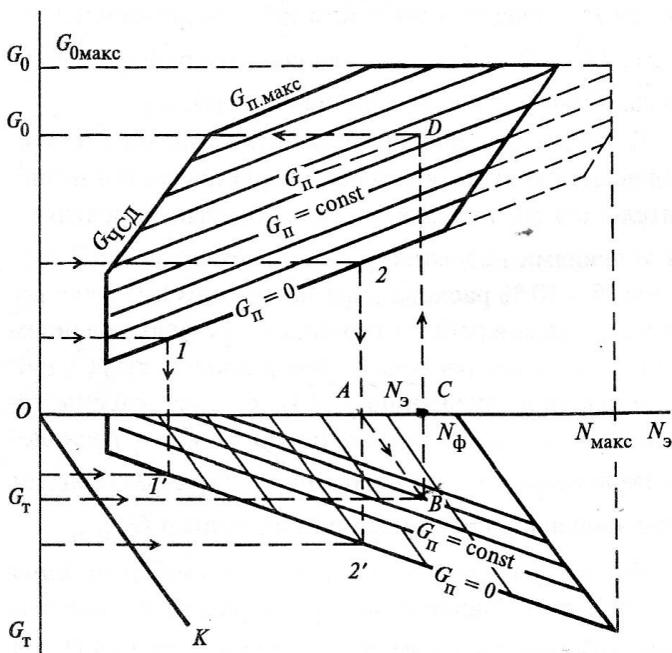


Рис. 10.3. Диаграмма режимов турбины с двумя регулируемыми отборами пара

Если, например, заданы N_3, G_{Π}, G_T , то можно найти G_0 следующим образом: из точки A заданной мощности N_3 проводят прямую AB , параллельную OK , до пересечения с горизонтальной линией постоянного расхода $G_T = \text{const}$. Отрезок AC дает дополни-

тельную мощность, выработанную ЧНД за счет дополнительного пропуска пара в количестве G_T . Фиктивная мощность турбины N_ϕ определяется в точке C . Пользуясь верхней частью диаграммы режимов, по N_ϕ определяют искомый расход пара на турбину G_0 как ординату точки D пересечения линий $N_\phi = \text{const}$ и $G_{\text{п}} = \text{const}$.

10.4. Диаграмма режимов турбины с двумя отопительными отборами пара

Диаграмма выражает зависимость между мощностью турбины N_3 , тепловой нагрузкой Q_T , расходом пара G_0 , температурой сетевой воды t_{2c} , идущей потребителю:

$$F(N_3, Q_T, G_0, t_{2c}) = 0. \quad (10.11)$$

Диаграмма режимов строится по методу разделения расхода свежего пара на два потока: теплофикационный G_{0T} и конденсационный G_{0K} . Соответственно мощность турбины условно принимается равной сумме мощностей теплофикационного $N_{3,T}$ и конденсационного $N_{3,K}$ потоков. С учетом этого зависимость (10.11) можно представить в следующем виде:

$$G_0 = f_2(N_3, t_{2c}) + f_3(N_{3,K}). \quad (10.12)$$

Диаграмма режимов турбины с двумя отопительными отборами построена на рис. 10.4 в трех квадрантах. В первом (верхнем левом) изображают зависимость расхода пара на турбину от тепловой нагрузки при работе по тепловому графику $G_{0T} = f_1(G_T, t_{2c})$. Во втором (верхнем правом) квадранте представляют зависимость расхода пара на турбину от ее мощности при различных значениях t_{2c} и работе по тепловому графику $G_{0T} = f_2(G_{3,T}, t_{2c})$. Третий (нижний) квадрант характеризует работу по электрическому графику и выражает зависимость конденсационного расхода пара от мощности, вырабатываемой этим потоком $G_{0K} = f_3(N_{3,K})$. Общий расход пара на турбину в соответ-

ствии с (10.12) находят суммированием расходов пара, полученном во втором и третьем квадрантах. В третьем квадранте находят также линию чисто конденсационного режима турбины без тепловой нагрузки (линия a), которая лежит ниже линий $G_{0к} = f_3(N_{э,к})$.

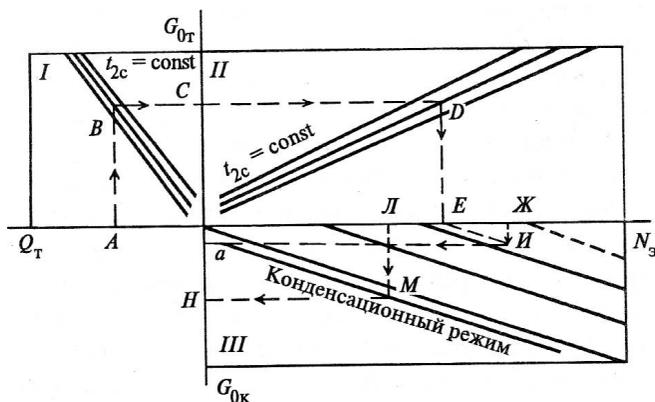


Рис. 10.4. Диаграмма режимов турбины с двумя отопительными отборами пара

Ниже приведены примеры использования диаграммы режимов турбины с двумя отопительными отборами пара:

1) известна мощность турбины $N_{э,к}$ при ее работе на конденсационном режиме. Определить расход пара на турбину $G_{0к}$. В квадранте III по известной мощности и кривой a определяют искомое значение расхода пара $G_{0к}$;

2) известна тепловая нагрузка Q_T и температура сетевой воды t_{2c} . Определить мощность турбины $N_{э,т}$ и расход пара $G_{0т}$ при работе по тепловому графику. По заданным значениям Q_T и t_{2c} в квадрантах I и II проводят ломаную линию $ABCDE$ (рис. 10.4). В квадранте I в точке C находят расход пара $G_{0т}$, а в квадранте II в точке E – мощность турбины $N_{э,к}$;

3) известна тепловая нагрузка Q_T , мощность $N_э$ и температура сетевой воды t_{2c} . Определить расход пара на турбину G_0 при работе по конденсационному режиму.

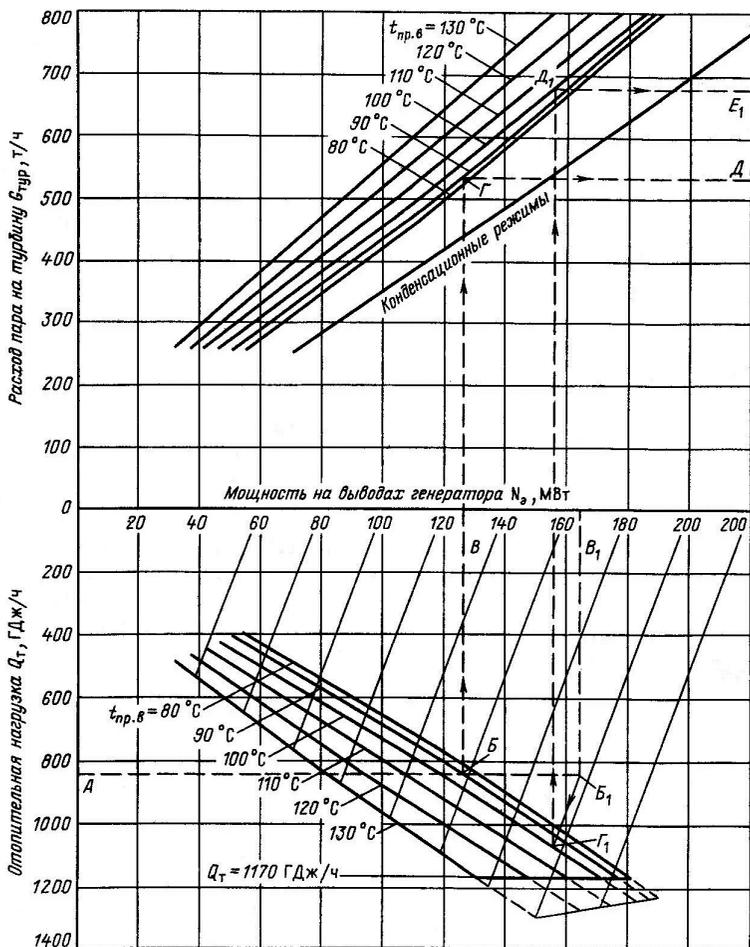


Рис. 10.5. Диаграмма режимов турбины с двумя отопительными отборами пара Т-180/220-12,8, работающей по тепловому графику

По заданным значениям Q_T и t_{2c} аналогично предыдущей задаче определяют мощность $N_{э,Т}$, вырабатываемую теплофикационным потоком пара. Разность между заданной мощностью N_g и найденным значением $N_{э,Т}$ определяет мощность $N_{э,к}$, развиваемую конденсационным потоком пара. Ей соответствует отрезок $EЖ$ на рис. 10.4. Проведя из точки E линию, эквидистантную за-

висимости $G_{0к} = f_3(N_{э,к})$, в точке $И$ ее пересечения с линией $N_э = \text{const}$ найдем расход конденсационного потока пара $G_{0к}$ (ордината точки $И$ в квадранте III). Расход пара на турбину представляет собой сумму значений $G_{0к}$ и $G_{0т}$.

Для турбины, работающей по тепловому графику диаграмма режимов может быть построена в двух квадрантах (рис. 10.5)

Пример 10.1. Найти с помощью диаграммы режимов турбины ПТ-60/70-12,8 расход свежего пара при электрической мощности $N_э = 45$ МВт с теплофикационным отбором пара $G_T = 80$ т/ч и производственным отбором $G_{II} = 100$ т/ч.

Решение:

1. С помощью диаграммы режимов турбины ПТ-60/70-12,8 (рис. 10.6) в нижней части графика найдем точку пересечения B горизонтали с теплофикационным отбором пара $G_T = 80$ т/ч и наклонной линией, исходящей из точки A с мощностью $N_э = 45$ МВт;

2. Проведем перпендикуляр из т. B в верхнюю часть графика до пересечения с линией производственного отбора $G_{II} = 100$ т/ч (т. D). Ордината т. D на правой оси даст значение расхода свежего пара $G_{II} = 255$ т/ч.

Пример 10.2. Найти с помощью диаграммы режимов турбины ПТ-60/70-12,8 электрическую мощность $N_э$ и теплофикационный отбор G_T при минимальном пропуске пара в конденсатор (расход свежего пара $G_0 = 280$ т/ч и производственный отбор $G_{II} = 100$ т/ч).

Решение:

1. В верхней части графика найдем точку пересечения линии производственного отбора $G_{II} = 100$ т/ч и ординаты расхода свежего пара $G_0 = 280$ т/ч. Из этой точки по вертикали спустимся в нижнюю часть графика до пересечения с линией производственного отбора $G_{II} = 100$ т/ч. На оси ординат найдем значение теплофикационного отбора $G_T = 100$ т/ч.

2. Из нижней точки пересечения вдоль линии, параллельной ОК скользим до пересечения с осью абсцисс графика, где найдем электрическую мощность $N_э = 48$ МВт.

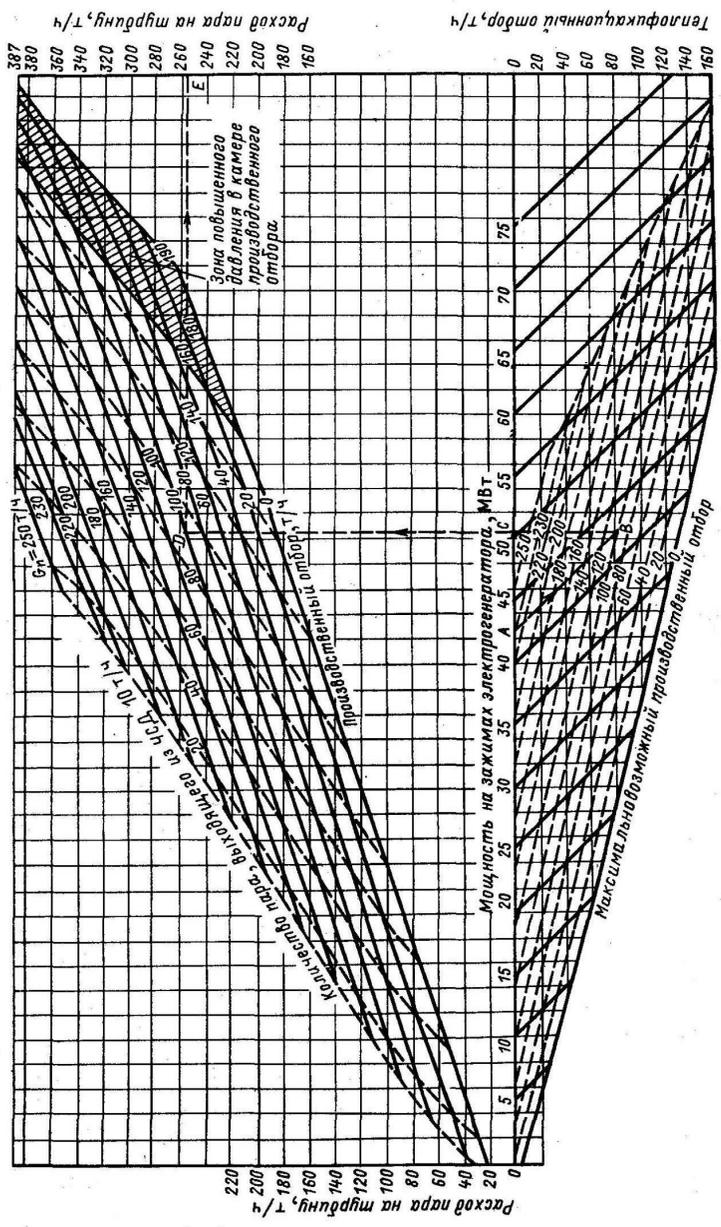


Рис. 10.6. Диаграмма режимов турбины ПТ-60/70-12,8 с двумя регулируемыми отборами пара

Пример 10.3. Найти с помощью диаграммы режимов турбины Т-180/220-12,8 электрическую мощность $N_э$ и расход свежего пара G_0 в условиях работы по тепловому графику при тепловой нагрузке $Q_T = 840$ ГДж/ч и температуре прямой сетевой воды $t_{пр} = 90^\circ\text{C}$.

Решение:

1. С помощью диаграммы режимов турбины Т-180/220-12,8 (рис. 10.5) при пересечении линий Q_T и $t_{пр}$ находим т. *Б*. На абсциссе этой точки (т. *В*) находим электрическую мощность $N_э = 126$ МВт;

2. Продолжая линию *БВ* в верхний квадрант диаграммы до пересечения с линией $t_{пр} = 90^\circ\text{C}$, определяем по ординате т. *Г* расход свежего пара $G_0 = 535$ т/ч.

Контрольные вопросы

4. Какие типы теплофикационных турбин используются в отечественной теплоэнергетике?

5. Почему турбины с противодавлением обычно выполняются с сопловым парораспределением?

6. Что такое режим работы теплофикационной турбины по тепловому графику?

7. Чем отличается режим работы теплофикационной турбины по электрическому графику от работы по тепловому графику?

8. Какие основные отличительные признаки турбин с регулируемыми отборами пара?

9. Зачем нужны регулирующие органы перед ЧНД теплофикационных турбин?

10. Чем опасен беспаровой режим ЧНД теплофикационных турбин?

11. Чем отличается выбор размеров последних ступеней теплофикационных и конденсационных турбин?

12. Что такое диаграмма режимов турбин с одним регулируемым отбором пара? Чем определяются рабочие границы этой диаграммы?

13. Что такое нерегулируемая зона турбины с теплофикационными отборами пара?

14. В каких случаях применяются турбины с двумя регулируемыми отборами пара?

СПИСОК РЕКОМЕНДУЕМОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Богомолова, Т.В. Расчет и проектирование последних ступеней паровых турбин: учеб. пособие / Т.В. Богомолова. – М.: Издательство МЭИ, 2021.
2. Костюк, А.Г. Паровые турбины и газотурбинные установки для электростанций / А.Г. Костюк, А.Е. Булкин, А.Д. Трухний. – М., Издательский дом МЭИ, 2018.
3. Самойлович, Г.С. Переменные и переходные режимы в паровых турбинах / Г.С. Самойлович, Б.М. Трояновский. – М.: Энергоиздат, 1982.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

4. Дейч, М.Е. Газодинамика решеток турбомашин / М.Е. Дейч. – М.: Энергоатомиздат, 1996.
5. Иванов, В.А. Режимы мощных паротурбинных установок / В.А. Иванов. – Л.: Энергоатомиздат, 1986.
6. Костюк, А.Г. Динамика и прочность турбомашин / А.Г. Костюк. – М., Издательский дом МЭИ, 2007.
7. Паровые и газовые турбины: сб. задач / под ред. Трояновского Б.М., Самойловича Г.С. – 3-е изд. – М., Энергоатомиздат, 1987.
8. Щегляев, А.В. Паровые турбины: В 2т. – 6-е изд. / А.В. Щегляев. – М.: Энергоатомиздат, 1993.

Учебное издание

Богомолова Татьяна Владимировна

ПЕРЕМЕННЫЕ РЕЖИМЫ ПАРОТУРБИННЫХ УСТАНОВОК

Учебник

Редактор С.В. Казакова
Компьютерная верстка Ю.В. Макарова

Подписано в печать 12.04.22.	Печать офсетная	Формат 60x90 1/16
Печ. л. 13,0.	Тираж 150 экз.	Изд. № 21у-153
		Заказ

Оригинал-макет подготовлен в РИО НИУ «МЭИ».
111250, г. Москва, ул. Красноказарменная, д. 14.
Отпечатано в типографии НИУ «МЭИ».
111250, г. Москва, ул. Красноказарменная, д. 13.