

**В.Г. ЗЛОБИН**

# **ПАРОТУРБИННЫЕ УСТАНОВКИ ТЕПЛОВЫХ И АТОМНЫХ ЭЛЕКТРОСТАНЦИЙ**

**ЧАСТЬ 2. РЕЖИМЫ РАБОТЫ**

**УЧЕБНОЕ ПОСОБИЕ**



**Санкт-Петербург  
2020**

**МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ  
ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ  
УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ  
«САНКТ-ПЕТЕРБУРГСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ  
ПРОМЫШЛЕННЫХ ТЕХНОЛОГИЙ И ДИЗАЙНА»**

---

**ВЫСШАЯ ШКОЛА ТЕХНОЛОГИИ И ЭНЕРГЕТИКИ**

**В.Г. ЗЛОБИН**

**ПАРОТУРБИННЫЕ УСТАНОВКИ  
ТЕПЛОВЫХ И АТОМНЫХ  
ЭЛЕКТРОСТАНЦИЙ**

**ЧАСТЬ 2. РЕЖИМЫ РАБОТЫ**

**УЧЕБНОЕ ПОСОБИЕ**

**Санкт-Петербург  
2020**

УДК 62.1.65(075)

ББК 31.363

З 68

Злобин В.Г. Паротурбинные установки тепловых и атомных электростанций. Часть 2. Режимы работы: учебное пособие, ВШТЭ СПбГУПТД.-СПб., 2020. – 88 с. – ISBN 978-5-91646-204-3

Во 2-й части учебного пособия представлены особенности работы паровой турбины на переменных режимах при различных способах парораспределения. Приведено влияние начальных и конечных параметров пара на мощность турбины. Описаны особенности построения диаграмм режимов работы паровых турбин ТЭС и АЭС. Рассмотрены аварийные режимы работы паротурбинной установки особенности работы турбоагрегата с удаленными отдельными ступенями или деталями проточной части турбин.

Учебное пособие «Паротурбинные установки тепловых и атомных электростанций. Часть 2. Режимы работы» предназначено для магистров ВШТЭ направления подготовки 13.04.01 «Теплоэнергетика и теплотехника», профилю «Технология производства электрической и тепловой энергии». Материал, изложенный в учебном пособии, может быть использован при изучении дисциплин «Тепловые двигатели» и «Тепловые электростанции» бакалаврами направления подготовки 13.03.01 «Теплоэнергетика и теплотехника».

Учебное пособие печатается в авторской редакции.

Рецензенты:

доцент кафедры энергетических установок ВУНЦ ВМФ РФ «Военно-морская академия имени Н.Г.Кузнецова» канд. техн. наук, доцент В.Ф.Горшков;  
зав. кафедрой промышленной теплоэнергетики ВШТЭ СПбГУПТД, канд. техн. наук, доцент С.Н. Смородин.

Рекомендовано к изданию Редакционно-издательским советом ВШТЭ СПбГУПТД.

**ISBN 978-5-91646-204-3**

©Высшая школа технологии и энергетики

СПбГУПТД, 2020

© Злобин В.Г., 2020

**МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ  
ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ  
УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ  
«САНКТ-ПЕТЕРБУРГСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ  
ПРОМЫШЛЕННЫХ ТЕХНОЛОГИЙ И ДИЗАЙНА»**

---

**ВЫСШАЯ ШКОЛА ТЕХНОЛОГИИ И ЭНЕРГЕТИКИ**

**В.Г. ЗЛОБИН**

**ПАРОТУРБИННЫЕ УСТАНОВКИ  
ТЕПЛОВЫХ И АТОМНЫХ  
ЭЛЕКТРОСТАНЦИЙ**

**ЧАСТЬ 2. РЕЖИМЫ РАБОТЫ**

**УЧЕБНОЕ ПОСОБИЕ**

**Санкт-Петербург  
2020**

УДК 62.1.65(075)

ББК 31.363

З 68

Злобин В.Г. Паротурбинные установки тепловых и атомных электростанций. Часть 2. Режимы работы: учебное пособие/ВШТЭ СПбГУПТД.-СПб., 2020. – 88 с. – ISBN 978-5-91646-204-3

Во 2-й части учебного пособия представлены особенности работы паровой турбины на переменных режимах при различных способах парораспределения. Приведено влияние начальных и конечных параметров пара на мощность турбины. Описаны особенности построения диаграмм режимов работы паровых турбин ТЭС и АЭС. Рассмотрены аварийные режимы работы паротурбинной установки особенности работы турбоагрегата с удаленными отдельными ступенями или деталями проточной части турбин.

Учебное пособие «Паротурбинные установки тепловых и атомных электростанций. Часть 2. Режимы работы» предназначено для магистров ВШТЭ направления подготовки 13.04.01 «Теплоэнергетика и теплотехника», профилю «Технология производства электрической и тепловой энергии». Материал, изложенный в учебном пособии, может быть использован при изучении дисциплин «Тепловые двигатели» и «Тепловые электростанции» бакалаврами направления подготовки 13.03.01 «Теплоэнергетика и теплотехника».

Учебное пособие печатается в авторской редакции.

Рецензенты:

доцент кафедры энергетических установок ВУНЦ ВМФ РФ «Военно-морская академия имени Н.Г.Кузнецова» канд. техн. наук, доцент В.Ф.Горшков;  
зав. кафедрой промышленной теплоэнергетики ВШТЭ СПбГУПТД, канд. техн. наук, доцент С.Н. Смородин.

Рекомендовано к изданию Редакционно-издательским советом ВШТЭ СПбГУПТД.

ISBN 978-5-91646-204-3

©Высшая школа технологии и энергетики

СПбГУПТД, 2020

© Злобин В.Г., 2020

## СОДЕРЖАНИЕ

УЧЕБНЫЙ МОДУЛЬ 3. РАБОТА ПАРОТУРБИННОЙ УСТАНОВКИ НА ПЕРЕМЕННОМ РЕЖИМЕ. АВАРИЙНЫЕ РЕЖИМЫ РАБОТЫ ПТУ.....	4
Тема 5. Работа паровой турбины на переменном режиме.....	4
5.1. Работа ступени при нерасчетном режиме.....	4
5.1.1. Изменение характеристик ступени в переменном режиме.....	8
5.1.2. Расчет ступени при изменении расхода пара через турбину.....	11
5.2. Распределение давлений и тепловых перепадов по ступеням турбины при переменном расходе пара.....	15
5.2.1. Распределение давлений по ступеням при критической скорости пара в одной из ступеней.....	16
5.2.2. Распределение давлений по ступеням при отсутствии критической скорости во всех ступенях.....	17
5.2.3. Распределение теплоперепадов по ступеням при работе одной из ступеней с критическими скоростями.....	18
5.2.4. Распределение теплоперепадов по ступеням при работе всех ступеней с докритическими скоростями.....	19
5.3. Тепловой процесс турбины при переменном расходе пара и различных способах парораспределения.....	20
5.3.1. Дроссельное парораспределение.....	21
5.3.2. Сопловое парораспределение.....	24
5.3.3. Обводное (байпасное) парораспределение.....	31
5.4. Влияние отклонения начальных и конечных параметров пара и температуры промежуточного перегрева на мощность турбины.....	34
5.4.1. Влияние начального давления пара.....	35
5.4.2. Влияние начального давления пара на мощность турбины при постоянном расходе пара.....	36
5.4.3. Влияние начальной температуры и температуры промежуточного перегрева пара.....	39
5.4.4. Влияние конечного давления пара на мощность турбины.....	42
5.5. Диаграммы режимов работы турбины.....	45
Контрольные вопросы и примеры к теме 5.....	53
Тема 6. Режимы работы паротурбинной установки с удаленными ступенями....	60
6.1. Аварийные режимы работы паротурбинной установки.....	60
6.2. Метод упрощенных тепловых испытаний турбин («Экспресс- испытания турбин»).....	63
6.3. Работа паровой турбины с удаленными рабочими лопатками.....	65
6.3.1. Работа паровой турбины с удаленными рабочими лопатками одной ступени.....	67
6.3.2. Работа турбины с удаленной ступенью.....	74
6.3.3. Работа турбины с удаленными рабочими лопатками регулировочной ступени.....	81
Контрольные вопросы и примеры к теме 6.....	82
Заключение.....	86
Библиографический список.....	87

### УЧЕБНЫЙ МОДУЛЬ 3.

## РАБОТА ПАРОТУРБИННОЙ УСТАНОВКИ НА ПЕРЕМЕННОМ РЕЖИМЕ. АВАРИЙНЫЕ РЕЖИМЫ РАБОТЫ ПТУ

### Тема 5. РАБОТА ПАРОВОЙ ТУРБИНЫ НА ПЕРЕМЕННОМ РЕЖИМЕ

#### 5.1. Работа ступени при нерасчетном режиме

При проектировании и изготовлении турбины профили и геометрические размеры сопловых и рабочих решеток каждой ее ступени выбирают и выполняют в металле для одного определенного расчетного режима: для заданных параметров и расхода пара, располагаемого теплоперепада, частоты вращения и т.д. Для этого расчетного режима находят скорости потока пара, строят треугольники скоростей, выбирают степени реактивности, наконец, определяют КПД ступеней.

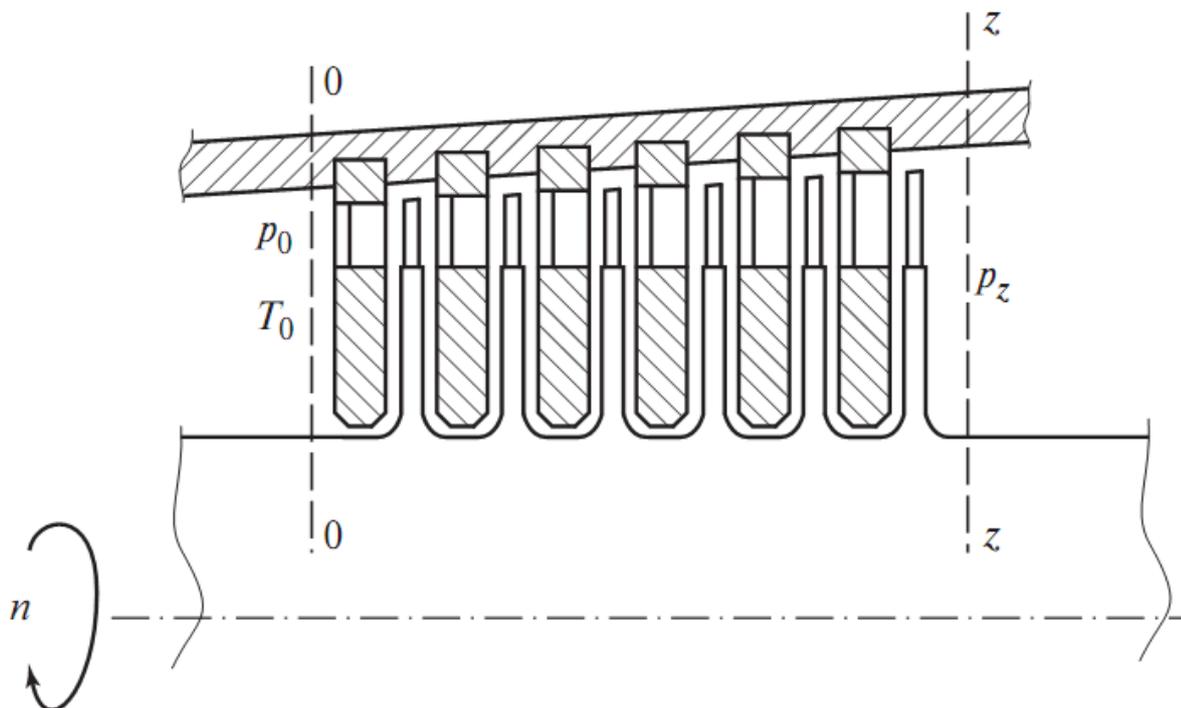
В процессе эксплуатации значительную часть времени турбины работают в режимах с различными расходами пара, в режимах пуска и остановки, нередко с отклонениями начальных и конечных параметров пара, возможен и занос солями проточной части турбины, а также работа с удаленными рабочими лопатками отдельных ступеней и нарушенной геометрией решеток за счет подгиба кромок лопаток. Особенностью работы транспортных и приводных турбин, кроме того, является переменная частота вращения.

Для того чтобы правильно оценить изменение экономичности и надежности работы турбины и ее отдельных ступеней при встречающихся отклонениях от расчетного режима, необходимо при этих отклонениях производить тепловые, а иногда и прочностные расчеты турбины с неизменными профилями и геометрическими размерами сопловых и рабочих решеток.

Нерасчетным режимом называется режим работы турбины при отклонении любого параметра от расчетного значения. При этом отклонении изменяются прочие (многие) другие параметры турбины и ее элементов. Так, например, при изменении расхода пара, вызываемом воздействием на регулирующие клапаны, происходит изменение давлений и температур по ступеням турбины, изменяются её мощность, КПД, расходы пара в регенеративные подогреватели, расход пара в конденсатор и пр. При этом в каждой ступени турбины изменяются ее параметры: давления  $p_0$  и  $p_2$ , теплоперепад  $H_0$ , степень реактивности,  $u/c_\phi$ , КПД и пр. Для рассмотрения влияния параметров выберем отсек турбины без регенеративных отборов в нем (рис. 5.1). Для полного определения режима работы отсека, очевидно, необходимо независимо задать, например, следующие четыре параметра: давление и температуру перед отсеком, давление за отсеком и частоту вращения. Все прочие параметры: расход пара, теплоперепад, мощность, КПД, параметры ступеней — при этом приобретут вполне определенные значения. Таким образом, режим работы отсека вполне задается значениями четырех определяющих параметров — характеристики переменного режима являются четырёхпараметрическими.

Это утверждение относится и ко всей турбине, и к каждой ступени. Не обязательно в качестве определяющих выбирать именно указанные параметры, это может быть иная комбинация (например, вместо давления перед отсеком можно задать расход пара).

Число независимых определяющих параметров можно сократить, если воспользоваться общими критериями подобия. Основными, как известно, являются критерии Маха и Рейнольдса.



**Рис.5.1. Отсек турбины**

Применительно к рассматриваемому объекту — отсеку турбины — основными оказываются два критерия Маха, один из которых определяется по условиям на входе в отсек, второй — по окружной скорости (частоте вращения). На входе в отсек имеем расходную скорость

$$c_0 = \frac{Gv_0}{F} = \frac{GRT_0}{p_0F},$$

где  $G$  — расход пара;  $p_0$ ,  $v_0$ ,  $T_0$  — параметры пара на входе в отсек;  $R$  — газовая постоянная пара;  $F$  — площадь сечения на входе в сопловую решетку первой ступени отсека — величина постоянная.

Деля последнее равенство на скорость звука  $a_0 = (Krt_0)^{1/2}$ , получаем число Маха на входе в отсек

$$M_{c_0} = \frac{Gv_0}{F\sqrt{kRT_0}} \sim \frac{Gv_0}{\sqrt{T_0}} \sim \frac{G\sqrt{T_0}}{p_0}.$$

Величина

$$G_{\Pi} = \frac{G\sqrt{T_0}}{p_0} \tag{5.1}$$

называется приведенным расходом пара через отсек.

Поскольку частота вращения является независимой величиной, то второе число Маха определим по зависимости

$$M_n = \frac{u}{a} \sim \frac{n}{\sqrt{kRT_0}} \sim \frac{n}{\sqrt{T_0}}.$$

Величина

$$n_{\Pi} = \frac{n}{\sqrt{T_0}} \quad (5.2)$$

называется приведенной частотой вращения.

Если отнести приведенные параметры к их расчетным значениям, то получим относительный приведенный расход

$$G_{\Pi} = \frac{G}{G_0} \frac{p_{00}}{p_0} \sqrt{\frac{T_{00}}{T_0}} \quad (5.3)$$

и относительную приведенную частоту вращения

$$n_{\Pi} = \frac{n}{n_0} \sqrt{\frac{T_{00}}{T_0}}. \quad (5.4)$$

Здесь  $p_{00}$ ,  $T_{00}$ ,  $n_0$  – параметры перед отсеком и частота вращения при расчетном режиме.

Таким образом, для определения параметров отсека при переменном режиме на основании выводов теории подобия необходимо задать всего две (вместо четырех) величины — приведенный расход пара  $G_{\Pi}$  (5.3) и приведенную частоту вращения  $n_{\Pi}$  (5.4), т.е. характеристики отсека турбины являются двухпараметрическими в терминах теории подобия. Приведенные параметры  $G_{\Pi}$ ,  $n_{\Pi}$  характеризуют подобные режимы, и их можно назвать критериями подобия турбины (отсека, ступени).

Основными характеристиками отсека являются:

- расходная характеристика

$$\frac{p_z}{p_0} = f_p(G_{\Pi}, n_{\Pi}); \quad (5.5)$$

- характеристика экономичности

$$\eta_{oi} = f_{\varepsilon}(G_{\Pi}, n_{\Pi}), \quad (5.6)$$

где  $p_0$ ,  $p_z$  — давления перед отсеком и за ним;  $\eta_{oi}$  — КПД отсека;  $f_p$ ,  $f_{\varepsilon}$  — символы функциональной зависимости.

Принципиально в качестве определяющих параметров не обязательно должны быть приняты  $G_{\Pi}$  и  $n_{\Pi}$ .

Решая равенство (5.5) относительно  $G_{\Pi}$ , можно представить расходную характеристику в виде зависимости

$$G_{\Pi} = f'_p\left(\frac{p_z}{p_0}, n_{\Pi}\right), \quad (5.7)$$

где в качестве определяющих (заданных) параметров принимаем  $p_z / p_0$  и  $n_{\Pi}$ , а искомой (определяемой) величиной является  $G_{\Pi}$ . В дальнейшем будем пользо-

ваться расходной характеристикой в виде (5.7) как более удобной, поскольку, как оказывается, параметр  $n_{\pi}$  слабо влияет на расход  $G_{\pi}$  и во многих случаях (в частности, для турбин при постоянной частоте вращения  $n/n_0 = 1$ ) расходная характеристика является однопараметрической:  $G_{\pi}$  зависит только от  $p_z/p_0$ .

Характеристику экономичности (5.6) удобно представить с использованием иных критериев вместо  $G_{\pi}$  и  $n_{\pi}$ .

Например, можно рассмотреть параметр, аналогичный величине  $x_{\phi} = u/c_{\phi}$  для ступени. Величина  $u/c_{\phi}$  в определяющей степени влияет на КПД  $\eta_{0,l}$  и  $\eta_{0,i}$  отдельной ступени при выборе ее расчетного режима. Следует ожидать, что и при переменном режиме ступени изменение  $u/c_{\phi}$  оказывает наибольшее влияние на КПД.

Аналогом величины  $u/c_{\phi}$  для отсека является параметр  $x_{\pi}$ :

$$x_{\pi} = \frac{n/n_0}{\sqrt{H_0/H_{00}}}, \quad (5.8)$$

где  $H_0/H_{00}$  – отношение изоэнтропийного теплоперепада отсека (турбины) при переменном режиме  $H_0$  к теплоперепаду при расчетном режиме  $H_{00}$ .

Теплоперепады  $H_0$  и  $H_{00}$  составляют:

$$H_0 = \frac{k}{k-1} RT_0 \left[ 1 - \left( \frac{p_z}{p_0} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right];$$

$$H_{00} = \frac{k}{k-1} RT_{00} \left[ 1 - \left( \frac{p_{z0}}{p_{00}} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right].$$

Здесь введены обозначения  $p_{z0}$  и  $p_{00}$  – давления за отсеком и перед ним при номинальном режиме.

Введенный параметр отсека  $x_{\pi}$  является критерием подобия, так как он однозначно определяется при задании двух других критериев подобия  $n_{\pi}$  и  $p_z / p_0$ . Следовательно, параметр  $x_{\pi}$  может быть принят в качестве определяющего взамен любого другого критерия. Отсюда ясно, что характеристика экономичности (5.6) может быть представлена как функция критериев подобия в виде

$$\eta_{0i} = f'_{\eta}(x_{\pi}, p_z/p_0). \quad (5.9)$$

Выбор для характеристики экономичности в качестве определяющих параметров  $x_{\pi}$  и  $p_z/p_0$  оказывается предпочтительным потому, что основной величиной, влияющей на экономичность отсека (ступени, турбины), является  $x_{\pi}$ . Влияние отношения давлений  $p_z/p_0$  на КПД существенно меньше, и иногда им можно пренебречь: экономичность отсека в некотором диапазоне изменения  $p_z/p_0$  является однопараметрической характеристикой.

Применение приведенных параметров (критериев подобия) существенно сокращает трудоемкость как расчетного, так и экспериментального определения характеристик переменных режимов турбин.

Представление характеристик в *критериальном виде* позволяет проводить расчеты и эксперименты на моделях и натуральных турбинах при ограниченном изменении параметров и путем их обработки в критериях подобия применять для условий, заметно отличающихся от тех, при которых они были первоначально получены.

Наиболее надежным способом определения характеристик при переменном режиме является эксперимент. Разработаны также достаточно эффективные расчетные методы, составлены и используются при проектировании турбин сложные программы различного уровня, позволяющие получать характеристики переменного режима ступени, отсека и турбины.

Введение приведенных параметров основано на модели идеального газа, однако, и для влажного пара, как показывает экспериментальная проверка, их применение в определенных условиях оказывается оправданным и целесообразным.

### 5.1.1. Изменение характеристик ступени в переменном режиме

При изменении нагрузки турбины, а, следовательно, и расхода пара, при отклонении параметров пара от номинальных режимные характеристики ступени  $H_0$ ,  $u/c_\phi$ ,  $\rho$  и другие могут значительно отличаться от расчетных.

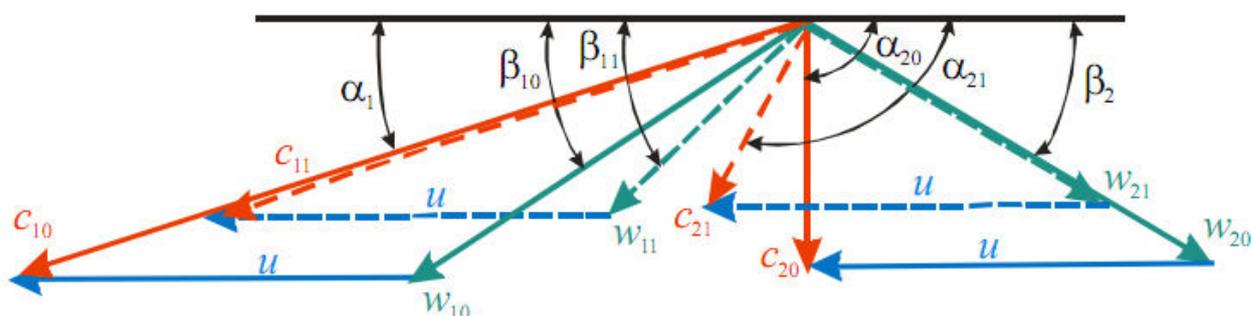


Рис. 5.2. Треугольники скоростей при расчетном и уменьшенном теплоперепадах ступени

В стационарных турбинах, работающих на электростанциях с постоянной частотой вращения, окружные скорости при изменении нагрузки турбины сохраняются постоянными. Теплоперепады при этом изменяются, причем в различных ступенях по-разному. Наибольшим изменениям подвергаются теплоперепады последних ступеней и регулирующих ступеней турбин с сопловым парораспределением.

Рассмотрим, как изменяется тепловой процесс ступени при изменении ее теплоперепада. Предположим, что в основу подбора профилей и геометрических размеров сопловых и рабочих решеток рассматриваемой ступени были положены расчетные треугольники скоростей, показанные на рис. 5.2 сплошными линиями.

Допустим, что при нерасчетном режиме теплоперепад этой ступени уменьшился.

Значит, уменьшится и абсолютная скорость истечения пара из сопловой решетки  $c_{11} < c_{10}$  (см.рис. 5.2) и возрастет отношение скоростей  $u/c_\phi$ .

Проведем из вершины треугольника вектор скорости  $c_{11}$ , вычтем геометрически из него неизменную окружную скорость  $u$  и получим новую относительную скорость входа пара на рабочие лопатки  $w_{11}$ . Которая стала меньше расчетной скорости  $w_{10}$ , значительно отклонилась от первоначального направления и встречает входную кромку рабочих лопаток с отрицательным углом атаки  $\gamma_1 = \beta_{10} - \beta_{11}$ , т.е. в данном случае поток пара ударяет в спинки лопаток, что приводит к значительным потерям энергии в каналах рабочих лопаток и соответствующему снижению КПД ступени.

Наряду с этим увеличение отношения скоростей  $u/c_\phi$  сопровождается увеличением степени реактивности.

Зависимость степени реактивности  $\rho$  от отношения скоростей  $u/c_\phi$  при небольших изменениях  $u/c_\phi$ , когда  $\frac{\Delta(u/c_\phi)}{(u/c_\phi)_0}$  от -1 до 0,2, можно принять линейной:

$$\frac{\Delta\rho}{1-\rho_0} = (0,5 - \rho) \frac{\Delta(u/c_\phi)}{(u/c_\phi)_0}, \quad (5.10)$$

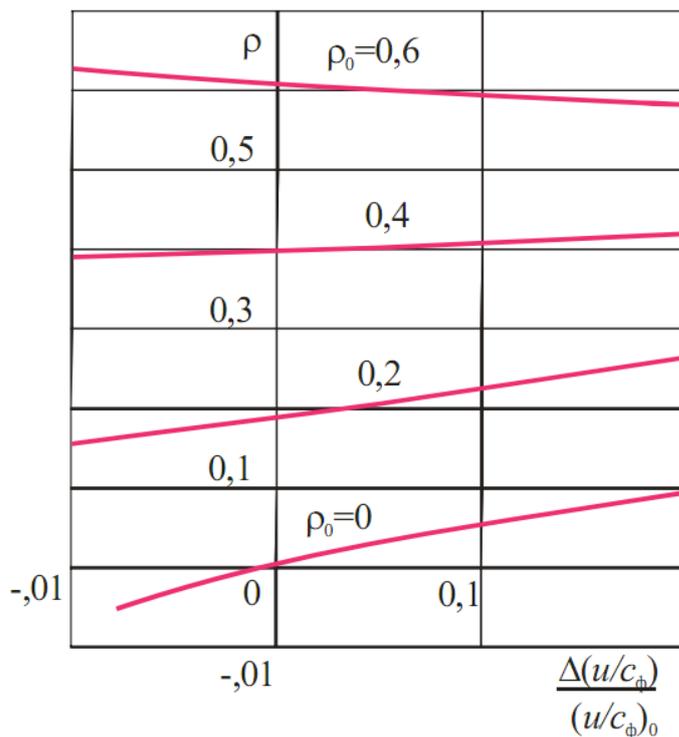
где индексами «0» отмечены величины при расчетном режиме, а буквой  $\Delta$  – отклонения от расчетных. График этой зависимости для различных значений начальной (расчетной) степени реактивности  $\rho_0$  приведен на рис. 5.3: чем меньше расчетная степень реактивности, тем больше ее изменение при изменении  $u/c_\phi$ .

Уравнение (5.10) получено с помощью уравнений сохранения энергии неразрывности без учета влияния изменения степени реактивности на утечки пара через периферийные и корневые зазоры. Этим влиянием можно пренебречь лишь в том случае, когда зазоры очень малы и когда парциальность ступени равна единице. При больших зазорах повышение реактивности при росте  $u/c_\phi$  вызывает увеличение утечек пара через эти зазоры, поэтому действительный рост реактивности будет несколько меньшим, чем получаемый по формуле (5.10).

Сокращение теплоперепада ступени сопровождается также уменьшением относительной скорости выхода пара из рабочей решетки  $w_{21} < w_{20}$ , что приводит к изменению значения и направления абсолютной скорости выхода  $c_{21}$  (см.рис. 5.2).

Натекание потока на входные кромки сопловой решетки последующей ступени при этом будет происходить с отрицательным углом атаки  $\gamma_2 = \alpha_{20} - \alpha_{21}$ , что также вызывает дополнительные потери в ней. Уменьшения дополнительной потери из-за нерасчетного угла натекания добиваются, применяя скругленную входную кромку сопловой решетки.

Аналогичные рассуждения можно провести и при рассмотрении случая увеличения располагаемого теплоперепада.



**Рис. 5.3.** Изменение степени реактивности ступени в зависимости от изменения отношения скоростей  $u/c_\phi$  для разных значений расчетной степени реактивности

Здесь рассмотрен переменный режим работы ступени, при котором частота вращения ротора сохранялась постоянной, а изменению подвергался теплоперепад. Аналогичные результаты получатся, когда теплоперепад будет сохраняться постоянным, а изменяться будет частота вращения. В этом нетрудно убедиться, если построить треугольники скоростей. Увеличение частоты вращения приведет к изменению треугольников скоростей, аналогичному тому, что происходит при уменьшении теплоперепада.

Влияние изменения режима работы ступени на ее экономичность зависит от расчетных значений отношения скоростей  $(u/c_\phi)_0$ , степени реактивности  $\rho_0$  и отношения давлений  $(\epsilon_{cm})_0$ , определяющих числа Маха  $M_{1t}$  и  $M_{2t}$ , от типа подобранных решеток, других геометрических и конструктивных характеристик ступени.

Отклонение от расчетного режима может привести чаще всего к снижению экономичности, если ступень проектировалась так, чтобы в расчетных условиях был обеспечен максимально возможный КПД  $\eta_{oi}$ , но иногда и к повышению экономичности, если по условиям технико-экономической оптимизации и унификации, требованиям малого изменения КПД в широком диапазоне нагрузок расчетный режим не соответствовал наивысшему КПД.

Зависимости отдельных составляющих потерь (потери в сопловой и рабочей решетках, а также потери с выходной скоростью) и относительного лопаточного КПД ступени  $\eta_{ол}$  от отношения  $u/c_\phi$  подробно рассмотрены в

соответствующих разделах [9]. Там же показано влияние отношения скоростей  $u/c_\phi$  на дополнительные потери в ступени.

Кроме отношения скоростей  $u/c_\phi$ , на изменение КПД ступени может оказать некоторое влияние отношение давлений за ступенью и перед ней  $\varepsilon_{cm} = p_2/\bar{p}_0$  из-за изменения потерь при обтекании решеток и перераспределения теплоперепадов между решетками. Обычно при проектировании и отработке серии ступеней одновременно с зависимостями  $\eta_{ол}$  от  $u/c_\phi$  строят графики поправок к ним, учитывающие, в частности, влияние отношения давлений  $p_2/\bar{p}_0$ .

Влияние числа Рейнольдса на потери зависит от режима течения в пограничном слое, шероховатости обтекаемой поверхности лопаток, наличия или отсутствия отрыва и практически обнаруживается только при  $Re < (1 \div 5) \cdot 10^5$ .

Таким образом, расчет ступени при переменном режиме работы сводится в основном к определению её располагаемого теплоперепада  $\bar{H}_0$  при изменившемся режиме, по которому затем определяются фиктивная скорость  $c_\phi = \sqrt{2\bar{H}_0}$  и отношение скоростей  $u/c_\phi$ , позволяющее с помощью имеющихся графиков оценить потери и лопаточный КПД ступени. В случае необходимости можно внести поправки к полученному КПД на изменение отношения давлений  $\varepsilon_{cm} = p_2/\bar{p}_0$  от числа  $Re$ .

### 5.1.2. Расчет ступени при изменении расхода пара через турбину

В связи с большой неравномерностью суточного и недельного графиков электрической нагрузки паровые турбины работают на электростанциях при ежедневно изменяющемся, причем в широких пределах, расходе пара. В часы утреннего и вечернего максимумов электрической нагрузки они работают с максимально возможными расходами пара, в часы же ночных и воскресных провалов – со значительно уменьшенными расходами пара.

Поэтому важно знать, как изменяется экономичность и надежность работы турбины и ее отдельных ступеней при снижении и повышении нагрузки. Сложность задачи состоит в том, что изменение расхода пара приводит к изменению его параметров до и после ступени, которые, в свою очередь, определяют изменение режима ступени.

Решение может быть найдено методом последовательного приближения, причем задача упрощается, если расчет вести не от начальных параметров перед рассматриваемой ступенью, которые неизвестны, а от конечного состояния пара на выходе из турбины.

При расходе пара  $G$ , отличающемся от расчетного расхода  $G_0$ , давление отработавшего пара на выходе из турбины можно принять постоянным, равным расчетному, или найти, задавшись зависимостью его от расхода пара (характеристика конденсатора).

Как и прежде, при расчетном режиме обозначим:  $G_0, p_0, v_0$  – расход, давление и удельный объем пара перед ступенью;  $p_1, v_1$  – давление и удельный объем пара в зазоре между сопловой и рабочей решетками;  $p_2, v_2$  – давление и

удельный объем пара на выходе из каналов рабочей решетки. При измененном режиме эти же величины обозначим, соответственно:  $G, p_{01}, v_{01}, p_{11}, v_{11}, p_{21}, v_{21}$ .

Будем считать заданными параметры пара за последней ступенью турбины  $p_2$  и  $h_2$ , расход пара  $G$  и частоту вращения  $\omega$ . Кроме того, должны быть известны или все геометрические характеристики ступени: типы решеток, их размеры, зазоры и т.д., или полные данные расчетного режима работы ступени и некоторые геометрические характеристики.

Расчет проводим с помощью  $h$ - $s$ -диаграммы. Пусть состояние пара на выходе из последней ступени турбины при изменившемся режиме соответствует точке  $A$   $h$ - $s$ -диаграмме (рис. 5.4). Определив потери на трение  $\Delta H_{\text{тр}}$  и оценив предварительно потери с выходной скоростью  $\Delta H_{\text{вс}}$ , находим в точке  $B$  состояние пара на выходе из каналов рабочей решетки.

Рассмотрим докритические режимы работы ступеней.

Уравнение неразрывности может быть записано следующим образом:

$$w_{21} = \frac{Gv_1}{F_2}.$$

Определив теоретическую относительную скорость выхода пара из рабочей решетки по выражению  $w_{21t} = w_{11}/\psi$ , где  $\psi$  – коэффициент скорости рабочей решетки, взятый из основного расчета ступени, т.е.  $\psi = \psi_0$ , по известному углу выхода из рабочих решеток  $\beta_2$  строим треугольник выходных скоростей, по которому находится абсолютная скорость выхода пара  $c_{21}$ , по которой проверяем принятые вначале по оценке потери с выходной скоростью  $\Delta H_{\text{вс}} = c_{21}^2/2$ .

При большом расхождении  $\Delta H_{\text{вс}}$  с первоначально принятым значением смещаем точку  $B$  на  $h$ - $s$  – диаграмме по изобаре  $p_{21}$  соответственно полученным из расчета потерям с выходной скоростью.

Вычисляем потери энергии в рабочей решетке:

$$\Delta H_p = \frac{w_{21}^2}{2} \left( \frac{1}{\psi^2} - 1 \right) = \frac{w_{21}^2}{2} (1 - \psi^2),$$

откладываем значение этих потерь в  $h$ - $s$ -диаграмме от точки  $B$  (рис. 5.4), определяющей состояние пара на выходе из рабочей решетки – получаем точку окончания теоретического процесса расширения в рабочей решетке ( $C$ ) с энтальпией  $h_{21t}$ .

Зная относительную скорость выхода из рабочей решетки  $w_{21}$  и предполагая, что отношение относительной скорости входа  $w_{11}$  к  $w_{21}$  мало меняется при изменении режима, принимаем его равным расчетному  $w_{11}/w_{21} = w_1/w_2$ ; находим теплоперепад  $H_{0p}$ , срабатываемый в рабочей решетке:

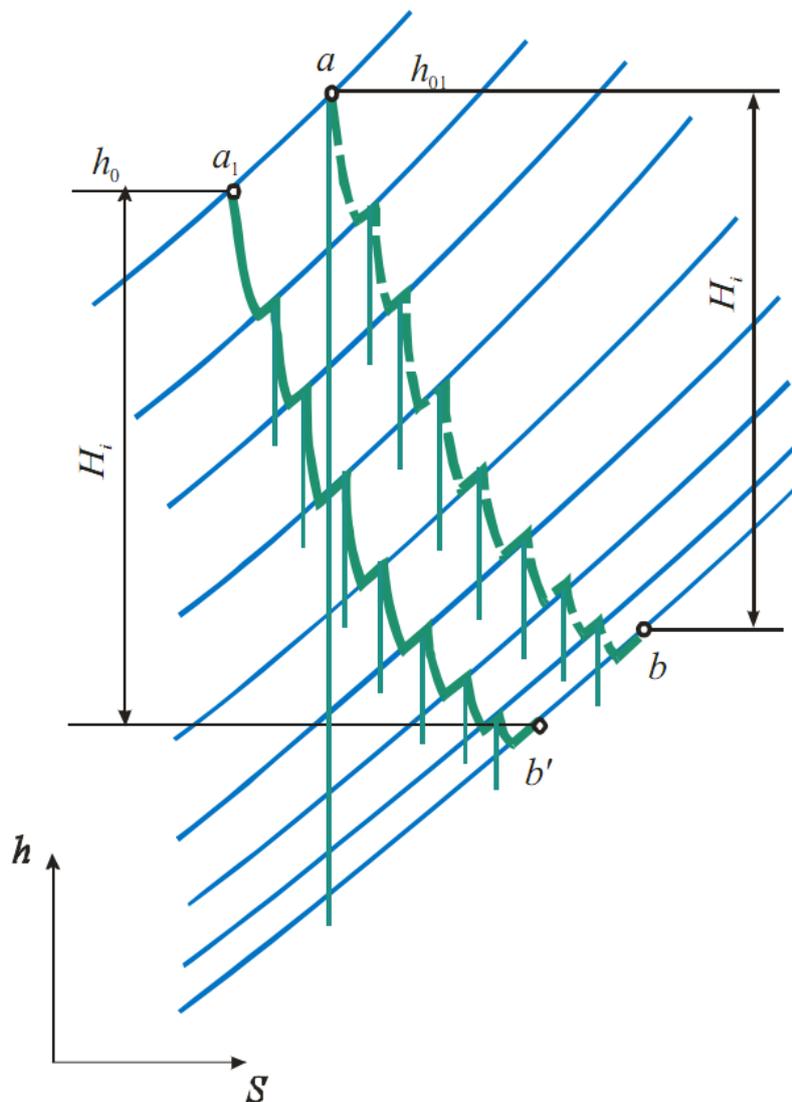
$$\Delta H_{0p} = \frac{w_{21t}^2 - w_{11}^2}{2} = \frac{w_{21t}^2}{2} \left[ 1 - \left( \frac{w_1 w_{21}}{w_2 w_{21t}} \right)^2 \right].$$

Далее проведем из точки  $C$  изоэнтропу до пересечения ее с линией энтальпии  $h_{11} = h_{21t} + H_{0p}$ . Полученная точка  $D$  отвечает состоянию пара на входе в рабочую решетку и представляет одновременно состояние пара на входе в рабочую решетку и на выходе из сопловой решетки.



Значение  $w_{11}$ , полученное из построения входного треугольника, сравниваем с выбранным для вычисления  $H_{ор}$  и в случае их несовпадения расчет ступени проводим повторно, начиная с определения  $H_{ор}$ . При этом корректируются так же значения коэффициента скорости  $\psi$  с учетом угла натекания  $\beta_{11}$  и числа  $M$ .

Использованный теплоперепад сопловой решетки определяем также, как и теплоперепад рабочей решетки.



**Рис. 5.5.** Процесс расширения пара в  $h$ - $s$ -диаграмме при расчетном и изменившемся режимах группы ступеней

Расчеты всех ступеней турбины, которые проводят, начиная с последней, показывают, что в стационарной турбине, работающей при постоянной частоте вращения, при изменении расхода пара значительно искажается тепловой процесс только в последних ступенях. В промежуточных же ступенях скорости сохраняются близкими к расчетным, за исключением случаев с очень уменьшенными расходами пара.

Поскольку скорости в промежуточных ступенях и частота вращения неизменны, отношение  $u/c_\phi$  также неизменно. Поэтому внутренние КПД

промежуточных ступеней можно принять постоянными, равными расчетным, что существенно упрощает расчет турбины при переменном режиме работы.

Обычно детальный расчет ступеней от конечного состояния делают на ЭВМ, для чего необходимо иметь, кроме рассмотренной методики аналитические или табулированные зависимости коэффициентов скорости от углов входа и чисел  $M$ .

Если при построении процесса от конечной ступени к начальной окажется, что произведенный расчет привел к параметрам состояния пара, не совпадающим с начальными (точки  $a$  и  $a_1$ , рис. 5.5), то это означает, что конечное состояние пара (точка  $b$ ) было оценено неправильно.

При дроссельном парораспределении начальное состояние пара перед первой ступенью турбины при измененном режиме (точка  $a$ , рис. 5.5) должно остаться на уровне начальной энтальпии  $h_0$ . При сопловом парораспределении оно должно совпасть с состоянием пара на выходе из регулирующей ступени.

В случае несоответствия, которое, например, для турбины с дроссельным парораспределением показано на рис. 5.5 точкой  $a$ , следует найти использованный теплоперепад  $H_i$  между точками  $a$  и  $b$ , отложить его значение от уровня начальной энтальпии  $h_0$  вниз и найти в точке  $b'$  уточненное значение конечных параметров пара.

После этого по новому уточненному состоянию отработавшего пара произвести расчет при измененном режиме во втором приближении, которое обычно дает уже вполне удовлетворительное совпадение начальной точки процесса.

## 5.2. Распределение давлений и тепловых перепадов по ступеням турбины при переменном расходе пара

Расчет каждой ступени турбины при переменном режиме, начиная с последней и заканчивая первой, связан с большими затратами труда и времени. Поэтому необходима более простая методика отыскания давлений и теплоперепадов по ступеням турбины при режимах, отличающихся от расчетного.

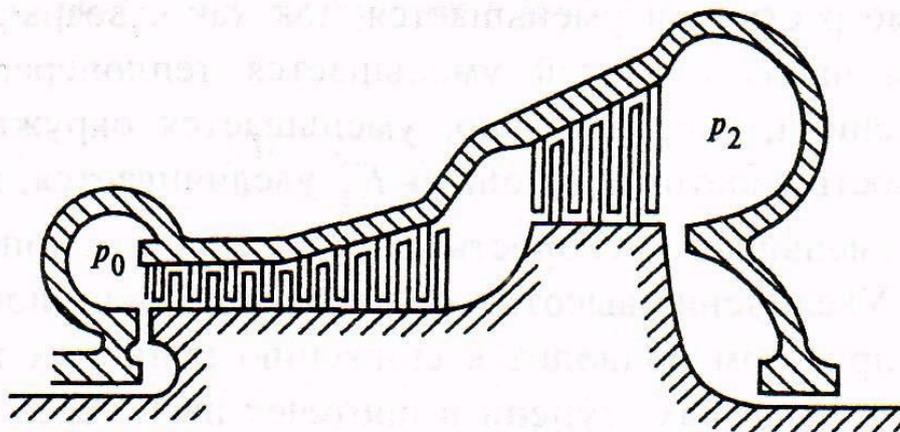


Рис. 5.6. Схема проточной части реактивной многоступенчатой турбины

Рассмотрим на примере проточной части турбины произвольной конструкции (рис. 5.6), как изменяется давление в ступенях турбины при изменении расхода пара. Допустим, что для расчетного режима известны секундный расход пара  $G_0$ , протекающего через проточную часть, и параметры его в каждой ступени. Известны также размеры сопловых и рабочих решеток каждой ступени.

Будем считать сопловые и рабочие решетки рядом последовательных сопротивлений, расположенных на пути протекания пара.

Давление пара  $p_{1a}$  в произвольной промежуточной точке турбины представим в виде суммы:

$$p_{1a} = p_2 + \sum \Delta p,$$

где  $p_2$  – давление на выходе из группы ступеней;  $\sum \Delta p$  – сумма перепадов давлений в ступенях данной группы. Перепады  $\Delta p_1, \Delta p_2, \Delta p_3 \dots$  возникают вследствие сопротивления, создаваемого решетками ступеней при произвольном расходе пара.

### 5.2.1. Распределение давлений по ступеням при критической скорости пара в одной из ступеней

Если в какой-либо ступени из данной группы скорость пара станет равной или больше критической, давление за этой ступенью не будет влиять на параметры в предыдущих ступенях, а расход пара при неизменной площади проходного сечения будет зависеть только от параметров перед решетками предыдущих ступеней и определяться равенством  $G = A\sqrt{p/v}$ . Отношение произвольного расхода пара через группу ступеней к расчетному при этом можно представить в виде:

$$\frac{G}{G_0} = \frac{p_{01}}{p_{00}} \sqrt{\frac{T_{00}}{T_{01}}} \sqrt{\frac{x_{00}}{x_{01}}} = \varepsilon_{01} \sqrt{\frac{T_{00}}{T_{01}}} \sqrt{\frac{x_{00}}{x_{01}}}, \quad (5.11)$$

где  $p_{00}, T_{00}, x_{00}$  – параметры, соответствующие расчетному расходу пара  $G_0$ ;

$p_{01}, T_{01}, x_{01}$  – параметры, соответствующие изменившемуся режиму с новым расходом пара  $G$ ;

$\varepsilon_{01}$  – отношение давления при новом расходе к давлению при расчетном расходе пара через группу ступеней.

Во многих случаях приближенно можно считать, что температура пара в промежуточных ступенях при изменении расхода сохраняется постоянной. Тогда для перегретого пара при  $x_{01} = x_{00} = 1$  уравнение (5.11) упрощается:

$$\frac{G}{G_0} = \frac{p_{01}}{p_{00}}. \quad (5.12)$$

Таким образом, до тех пор, пока в ступени сохраняются критические скорости, давление пара во всех предыдущих ступенях изменяется прямо пропорционально расходу.

### 5.2.2. Распределение давлений по ступеням при отсутствии критической скорости во всех ступенях

Для случая, когда ни в одной из ступеней рассматриваемой группы не возникает критической скорости, связь между давлениями и расходом пара в предположении  $T_{01} = T_{00} = const$  можно представить для  $i$ -й ступени в следующем виде:

$$\left(\frac{G}{G_0}\right)^2 [(p_{00})_i^2 - (p_{20})_i^2] = (p_{01})_i^2 - (p_{21})_i^2. \quad (5.13)$$

Составив аналогичные равенства для всех ступеней рассматриваемой группы с учетом того, что относительное изменение расхода пара  $G/G_0$  для всех ступеней одинаково, просуммируем левые и правые части этих равенств:

$$\left(\frac{G}{G_0}\right)^2 \sum_1^Z [(p_{00})_i^2 - (p_{20})_i^2] = \sum_1^Z [(p_{01})_i^2 - (p_{21})_i^2].$$

Поскольку конечное давление  $i$ -й ступени равно начальному давлению  $(i+1)$ -й ступени, все промежуточные значения давлений исключаются. В результате для группы ступеней получим:

$$\frac{G}{G_0} = \sqrt{\frac{p_{01}^2 - p_{21}^2}{p_{00}^2 - p_{20}^2}}. \quad (5.14)$$

Чтобы учесть возможное изменение температуры пара перед группой ступеней, введем соответствующий поправочный коэффициент, равный  $\sqrt{T_{00}/T_{01}}$ .

Тогда для группы ступеней, работающих с докритическими скоростями перегретого пара, получим следующую формулу:

$$\frac{G}{G_0} = \sqrt{\frac{p_{01}^2 - p_{21}^2}{p_{00}^2 - p_{20}^2}} \sqrt{\frac{T_{00}}{T_{01}}}. \quad (5.15)$$

Для конденсационной турбины  $p_z = p_k$  и вторые члены под радикалом настолько малы по сравнению с первыми членами, что ими можно пренебречь, тогда:

$$\frac{G}{G_0} = \frac{p_{01}}{p_{00}} \sqrt{\frac{T_{00}}{T_{01}}}. \quad (5.16)$$

Закон изменения расходов пара в соответствии с формулами (5.15) и (5.16) был установлен на основании опытов А. Стодолы, а теоретически обоснован Г. Флюгелем.

Таким образом, если в рассматриваемых пределах изменения расхода пара ступени работают со скоростями, превышающими критическую, расход пара при изменившемся состоянии или один из параметров пара при изменившемся расходе через группу ступеней можно найти по формуле (5.12), а в случае, когда все ступени работают с докритическими скоростями, — по формуле (5.15).

При определении зависимости расхода пара от давления в промежуточной ступени в большинстве случаев с достаточной степенью

приближения можно пользоваться формулой (5.15). Наибольшая погрешность будет иметь место в том случае, когда эта формула будет применяться для единичной ступени.

### 5.2.3. Распределение теплоперепадов по ступеням при работе одной из ступеней с критическими скоростями

Зная перераспределение давлений в ступенях турбины при режимах, отличающихся от расчетного, нетрудно найти теплоперепады ступеней при этих режимах. Для этого обозначим через  $p_I, v_I, T_I$  давление, удельный объем и абсолютную температуру пара перед ступенью, через  $p_{II}$  конечное давление и с использованием уравнения для идеального газа выразим приближенно теплоперепад произвольной ступени следующим образом:

$$H_0 = \frac{k}{k-1} p_I v_I \left[ 1 - \left( \frac{p_{II}}{p_I} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]. \quad (5.17)$$

В случае, когда рассматриваемая ступень или одна из последующих ступеней турбины работает с критическими скоростями, что характерно для конденсационных турбин, давления изменяются пропорционально относительным расходам пара  $q = G/G_0$ :  $p_I = q \cdot p_{I0}$ ,  $p_{II} = q \cdot p_{II0}$ , и отношение этих давлений не зависит от расхода пара. То есть,

$$\frac{p_{II}}{p_I} = \frac{p_{II0}}{p_{I0}}. \quad (5.18)$$

Следовательно, теплоперепад ступени

$$H_0 = \frac{k}{k-1} p_I \cdot v_I \left[ 1 - \left( \frac{p_{II0}}{p_{I0}} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right] = C \cdot p_I \cdot v_I \quad (5.19)$$

может изменяться лишь в той степени, в какой меняется произведение  $p_I \cdot v_I$  перед ступенью. Но это произведение, как будет показано ниже, обычно сохраняется постоянным или меняется незначительно. Поэтому теплоперепады промежуточных ступеней, после которых имеются ступени, работающие с критическими скоростями, в частности теплоперепады промежуточных ступеней конденсационных турбин, не зависят от расхода пара. КПД этих ступеней также сохраняются постоянными, поскольку отношение  $u/c_\phi$  в турбине, работающей при всех нагрузках с неизменной частотой вращения, не меняется.

Относительные потери на трение, вентиляцию и перетекание, кроме потерь от влажности, в этих ступенях сохраняются почти неизменными.

Перечисленные условия позволяют выразить внутреннюю мощность, развиваемую ступенью, после которой имеются ступени, работающие с критическими скоростями, следующим образом:

$$N_i = G \cdot H_0 \cdot \eta_{oi} = const \times G, \quad (5.20)$$

т.е. мощность ступени прямо пропорциональна количеству протекающего пара.

#### 5.2.4. Распределение теплоперепадов по ступеням при работе всех ступеней с докритическими скоростями

Несколько сложнее определить теплоперепад ступени, когда она является одной из группы ступеней, работающих со скоростями, меньшими, чем критические.

В этом случае каждое из давлений  $p_I$ ,  $p_{II}$  может быть выражено по упрощенной формуле (5.15) так:

$$\begin{aligned} p_I^2 &= q^2(p_{I0}^2 - p_{20}^2) + p_{21}^2, \\ p_{II}^2 &= q^2(p_{II0}^2 - p_{20}^2) + p_{21}^2, \end{aligned}$$

а квадрат их отношения – в виде:

$$\left(\frac{p_{II}}{p_I}\right)^2 = \frac{q^2(p_{II0}^2 - p_{20}^2) + p_{21}^2}{q^2(p_{I0}^2 - p_{20}^2) + p_{21}^2}. \quad (5.21)$$

При малом давлении  $p_{20}$  по сравнению с  $p_{II0}$  и  $p_{I0}$ , что, например, характерно для первых и отчасти средних ступеней конденсационных турбин, значением  $p_{20}^2$  можно пренебречь по сравнению с  $p_{II0}^2$ ,  $p_{I0}^2$ , тогда (5.21) примет вид:

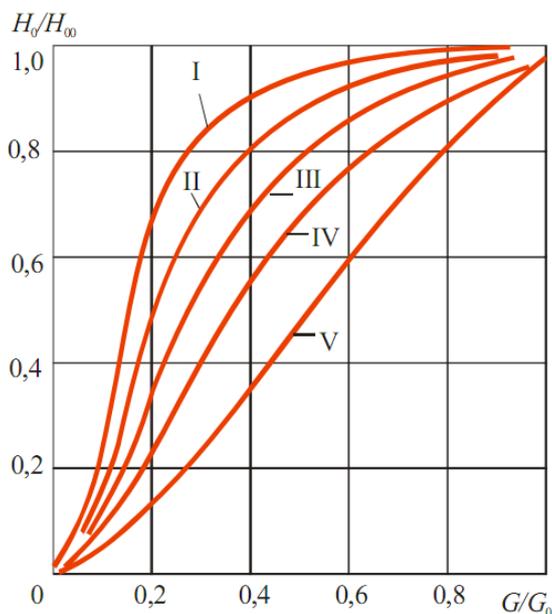
$$\left(\frac{p_{II}}{p_I}\right)^2 = \frac{q^2 p_{II0}^2 + p_{21}^2}{q^2 p_{I0}^2 + p_{21}^2}. \quad (5.22)$$

Отсюда ясно, что при малых значениях давлений пара за группой ступеней  $p_{21}$  изменение конечного давления  $p_{II}$  будет влиять на теплоперепад ступени лишь при очень малых расходах пара, причем по мере уменьшения расхода отношение  $p_{II}/p_I$  будет возрастать, а теплоперепад рассматриваемой ступени соответственно сокращаться.

Чем ближе давления  $p_{II0}$  и  $p_{I0}$  к давлению отработавшего пара, которое будем считать постоянным, тем сильнее влияет изменение расхода пара на отношение  $p_{II}/p_I$  и тем интенсивнее сокращается теплоперепад ступени при уменьшении расхода пара. Поэтому при изменении расхода пара через группу нерегулируемых ступеней в первую очередь изменяются теплоперепады последних нерегулируемых ступеней. Теплоперепады же первых нерегулируемых и промежуточных ступеней изменяются незначительно. И только при очень большом отклонении расхода пара от расчетного возникает существенное изменение теплоперепадов в промежуточных, а затем и в первых нерегулируемых ступенях.

Другими словами, при снижении нагрузки турбины давление пара во всех ее ступенях, в том числе и перед последней ступенью, снижается. Давление отработавшего пара в конденсационной турбине снижается значительно меньше, а в турбине с противодавлением вообще поддерживается постоянным. Из этого следует, что при уменьшении расхода пара перепад давлений, действующий на последнюю ступень турбины, особенно турбины с постоянным противодавлением, сокращается, а это значит, что и теплоперепад ступени при неизменном

противодавлению также сокращается, в чем можно убедиться по  $h-s$  – диаграмме.



**Рис. 5.7.** Изменение располагаемых теплоперепадов I-IV ступеней в группе при переменном расходе пара

Перепад давлений, а, следовательно, и теплоперепады в предпоследних ступенях при снижении нагрузки турбины будут сокращаться медленнее, поскольку одновременно с понижением давления перед этими ступенями снижается давление и за ними.

В качестве примера рассмотрим изменение располагаемых теплоперепадов отдельных ступеней пятиступенчатой турбины с противодавлением  $p_2/p_0 = 0,118$  при переменном расходе пара. Предположим, что при полном расходе пара теплоперепады всех ступеней равны между собой и что отношение давлений для каждой ступени составляет  $p_{i1}/p_i = 0,7$ . По мере уменьшения расхода пара наиболее интенсивно снижается теплоперепад последней, пятой, ступени, затем четвертой и так далее (рис. 5.7). Теплоперепад первой ступени начинает резко уменьшаться лишь при расходах пара, меньших 0,4 полного.

Детальные расчеты и опыт показывают, что уравнения (5.18) и (5.21) с достаточной степенью точности характеризуют зависимость давлений в ступенях турбины от расхода как перегретого, так и влажного пара.

### 5.3. Тепловой процесс турбины при переменном расходе пара и различных способах парораспределения

Характер теплового процесса турбины при переменном режиме зависит от способа парораспределения, т.е. от того, каким образом достигается изменение расхода пара через турбину.

В паровых турбинах применяют три способа парораспределения: *дрозсельное, сопловое* и *обводное* – с наружным или внутренним обводом.

При дрессельном парораспределении все количество пара, подводимого к турбине, регулируется одним или несколькими одновременно открываемыми клапанами, после которых пар поступает в общую для всех клапанов сопловую группу.

При сопловом парораспределении пар протекает через несколько регулирующих клапанов, каждый из которых подводит пар к своему отдельному сопловому сегменту, причем открытие клапанов производится последовательно.

При обводном наружном парораспределении после полного открытия регулирующих клапанов, подводящих пар к сопловой решетке первой ступени, дальнейшее увеличение расхода пара производится через обводный клапан к одной из промежуточных ступеней, в обход нескольких первых ступеней, включая регулируемую.

Иногда в турбинах, рассчитанных на высокое давление и высокую начальную температуру, применяют внутренний обвод, при котором пар из камеры регулирующей ступени подается через обводный клапан в обход нескольких первых нерегулируемых ступеней. При открытии внутреннего обвода открывается дополнительная сопловая группа, подводящая пар к регулирующей ступени, благодаря чему давление и температура пара в камере регулирующей ступени сохраняются приблизительно постоянными, несмотря на увеличение расхода пара.

Организация подачи пара в турбину подробно рассмотрена в работе [9], однако стоит более подробно остановиться на вопросах изменения относительного внутреннего КПД при различных способах парораспределения и определить наиболее эффективные способы изменения мощности для турбин различного типа.

### 5.3.1. Дрессельное парораспределение

При дрессельном парораспределении все количество пара, поступающего в турбину при сниженных нагрузках, подвергается дресселированию. Состояние пара при этом, как известно, меняется по закону

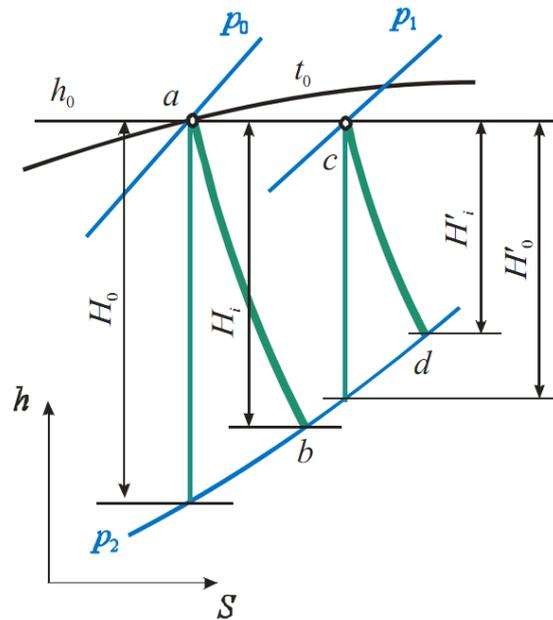
$$h_0 + \frac{c_0^2}{2} = h_1 + \frac{c_1^2}{2}, \quad (5.23)$$

где  $h_0$ ,  $c_0$  – энтальпия и скорость пара перед дрессельным клапаном;  $h_1$ ,  $c_1$  – то же за дрессельным клапаном – перед сопловой решеткой первой ступени.

Пренебрегая кинетическими энергиями  $\frac{c_0^2}{2}$  и  $\frac{c_1^2}{2}$ , которые обычно невелики, можно считать, что при дрессельном парораспределении энтальпия пара перед сопловой решеткой первой ступени при изменении расхода пара через турбину сохраняется постоянной и равной энтальпии свежего пара.

Рассмотрим процесс работы турбины с дрессельным парораспределением. Предположим, что при расчетном режиме дрессельный клапан открыт полностью и процесс расширения пара в турбине изображается линией  $a-b$  в  $h-s$ -диаграмме (рис. 5.8). При снижении нагрузки дрессельный клапан будет открыт не полностью, поэтому давление пара перед соплами

первой ступени понизится с  $p_0$  до  $p_1$ , а энтальпия его  $h_0$  при этом сохранится прежней (точка  $c$ ). Давление отработавшего пара будем считать постоянным, равным  $p_2$  как при расчетной, так и при сниженной нагрузке. Располагаемый теплоперепад проточной части турбины при сниженном расходе пара уменьшится с  $H_0$  до  $H_0'$ , и процесс расширения пара изобразится линией  $c-d$ .



**Рис. 5.8.** Процесс расширения пара в  $h-s$ -диаграмме для турбины с дроссельным парораспределением

Относительный внутренний КПД турбины при сниженном расходе пара станет меньше, чем при расчетном режиме:

$$\eta_{0i} = H_i' / H_0. \quad (5.24)$$

Умножая числитель и знаменатель правой части (5.24) на располагаемый теплоперепад  $H_0'$ , взятый по состоянию пара за дроссельным клапаном, получаем

$$\eta_{0i} = \frac{H_0'}{H_0} \cdot \frac{H_i'}{H_0'} = \gamma_{др} \cdot \eta_{oi}'. \quad (5.25)$$

Таким образом, относительный внутренний КПД турбины с дроссельным парораспределением зависит от двух показателей:

- от степени совершенства работы проточной части при изменяющемся в результате дросселирования располагаемом теплоперепаде ( $\eta_{oi}'$ );
- от коэффициента дросселирования  $\gamma_{др}$ .

Коэффициент дросселирования  $\gamma_{др}$  не зависит от качества проточной части турбины и определяется только относительным расходом пара, протекающего через турбину, и его параметрами.

Если при изменении расхода пара ни в одной из ступеней не возникает критической скорости, давление за дроссельным клапаном может быть найдено по уравнению (5.15). В том случае, когда режим остается критическим, что ха-

рактрно для конденсационной турбины, давление за дроссельным клапаном определяют по уравнению (5.11).

Так как при любом расходе пара его энтальпия перед соплами сохраняется постоянной, то и произведение  $p_{01} \cdot v_{01}$  также остается неизменным. Поэтому входящее в (5.11) отношение  $T_{01}/T_{00}$  может быть принято равным единице.

Определив по (5.12) или (5.14) давление  $p_1$  за дроссельным клапаном, нетрудно по  $h$ - $s$ -диаграмме найти располагаемые теплоперепады  $H_0'$  при различных расходах пара (см.рис. 5.8). После этого можно подсчитать коэффициенты дросселирования  $\gamma_{dp}$  и построить график зависимости их от расходов пара (рис. 5.9). Кривые для различных противодавлений показывают, что по мере увеличения противодавления  $p_2$  снижение коэффициента дросселирования  $\gamma_{dp}$  происходит всё интенсивнее при уменьшении расхода пара. Относительный внутренний КПД турбины, равный  $\eta_{oi} = \gamma_{dp} \cdot \eta'_{oi}$ , по мере увеличения противодавления при снижении нагрузки будет уменьшаться ещё резче, поскольку одновременно с уменьшением коэффициента дросселирования  $\gamma_{dp}$  будет уменьшаться и  $\eta'_{oi}$ .

Закон изменения  $\eta'_{oi}$  при снижении расхода пара может быть найден путем трудоемкого детального теплового расчета всей проточной части турбины при переменном режиме работы. Однако, учитывая, что изменение расхода пара вызывает наиболее резкие изменения располагаемого теплоперепада, а следовательно, и КПД только последних ступеней, в то время как теплоперепады и КПД первых и промежуточных ступеней в широких пределах изменения расхода практически сохраняются постоянными, можно в первом приближении ограничиться расчетом последней ступени. В этом случае достаточно найти для различных расходов пара давления перед последней ступенью турбины. Затем, определив располагаемый теплоперепад для всех ступеней, кроме последней, и умножив его на постоянный внутренний КПД, находят использованный теплоперепад этих ступеней и состояние пара перед последней ступенью.

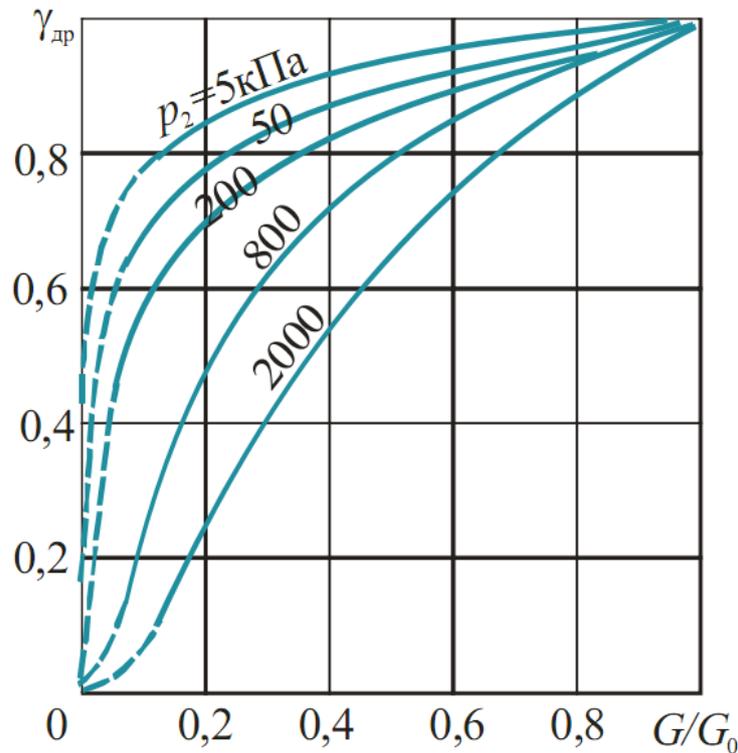
Далее определяют располагаемые теплоперепады для последней ступени и внутренние КПД этой ступени по диаграмме зависимости КПД от располагаемого теплоперепада последней ступени. Эту диаграмму можно заранее построить на основании предварительного расчета, пользуясь указаниями п. 5.1. Умножая располагаемые теплоперепады последней ступени на внутренние КПД ее, находят использованные теплоперепады последней ступени при различных расходах пара.

Таким образом находят суммарный использованный теплоперепад для всех ступеней (включая последнюю) и КПД проточной части турбины. Погрешность такого расчета зависит от отклонения расхода пара от его расчетного значения. Чем больше отклонение, тем больше погрешность, поскольку при большом отклонении искажение теплоперепадов возникает не только в последней, но и в предшествующих ей ступенях.

Если зависимость КПД проточной части от располагаемого теплоперепада известна на основании испытаний турбин, близких по своей

конструкции к рассматриваемой, то расчет турбины при переменном режиме работы существенно упрощается.

Относительный внутренний КПД всей турбины в этом случае находят



**Рис. 5.9. Коэффициенты дросселирования для турбин с начальными параметрами пара  $p_0=12,7$  МПа,  $t_0=565$  °С и с различными противодавлениями**

путем умножения коэффициента дросселирования на соответствующий КПД проточной части, а внутреннюю мощность определяют по формуле

$$N_i = G \cdot H_0 \cdot \gamma_{др} \cdot \eta'_{oi}. \quad (5.26)$$

Электрическую мощность связанного с турбиной генератора находят, вычитая из внутренней мощности механические потери турбины и потери электрического генератора.

Механические потери турбины можно считать не зависящими от нагрузки. Потери же электрического генератора при изменении мощности от 0 до полной возрастают примерно в 2 раза за счет того, что к постоянным механическим потерям и потерям возбужденного генератора при нулевой его нагрузке прибавляются потери в обмотках генератора, изменяющиеся по мере увеличения нагрузки приблизительно по закону параболы.

### 5.3.2. Сопловое парораспределение

Впуск пара в турбину при сопловом парораспределении управляется несколькими регулирующими клапанами, открывающимися в определенной последовательности. От каждого клапана пар направляется к самостоятельному сопловому сегменту (рис. 5.10). Благодаря этому потери от дросселирования

при сниженной нагрузке распространяются не на все количество пара, как при дроссельном парораспределении, а только на ту его часть, которая протекает через неполностью открытый клапан. При полном же открытии всех или нескольких (одного, двух и т.д.) регулирующих клапанов и закрытых остальных клапанах потери от дросселирования вообще отсутствуют. Поэтому экономичность турбины с сопловым парораспределением при изменении нагрузки сохраняется более устойчиво, чем экономичность турбины с дроссельным парораспределением. Особенно большое преимущество имеет сопловое парораспределение для турбин с противодавлением, в которых из-за большого значения отношения  $p_z/p_{00}$  потери от дросселирования весьма заметны.

В стационарных турбинах, работающих на электростанциях, сопловое парораспределение получило наиболее широкое распространение.

При рассмотрении соплового парораспределения надо различать два потока пара. Основной поток, протекающий через полностью открытые регулирующие клапаны, подходит к сопловым сегментам регулирующей ступени почти без дросселирования и имеет начальное давление, близкое к давлению свежего пара  $p_{00}$ , за вычетом потерь в полностью открытых паровпускных органах.

Второй поток пара проходит через частично открытый клапан и подвергается дросселированию, тем большому, чем меньше открыт этот клапан, так что давление пара  $p_{0п}$  перед соплами значительно ниже давления  $p_0$  свежего пара (рис. 5.11). Следовательно, теплоперепад и абсолютная скорость выхода пара из сопловой решетки в первом потоке выше, чем во втором.

В камере регулирующей ступени происходит перемешивание обоих потоков пара.

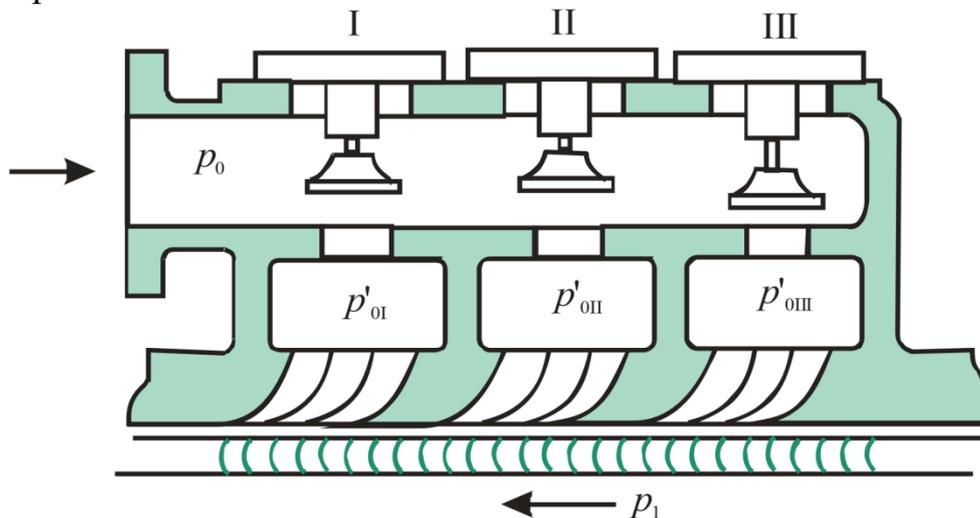


Рис 5.10. Схема подвода пара к регулирующей ступени турбины с сопловым парораспределением

В результате смешения потоков с энтальпией  $h_A$  и  $h_B$  энтальпия смеси составит  $h_1$  и может быть определена из уравнения смешения:

$$h_1 = \frac{G_A h_A + G_B h_B}{G_A + G_B} = \frac{G_A (h_0 - H_{iI})_A + G_B (h_0 - H_{iII})_B}{G} =$$

$$= h_0 - \left( \frac{G_A}{G} H_{iI} + \frac{G_B}{G} H_{iII} \right), \quad (5.27)$$

где  $G_A$  – расход пара через полностью открытые клапаны;  $G_B$  – расход пара, подвергающегося дросселированию в частично открытом клапане;  $G$  – суммарный расход пара через турбину:  $G = G_A + G_B$ .

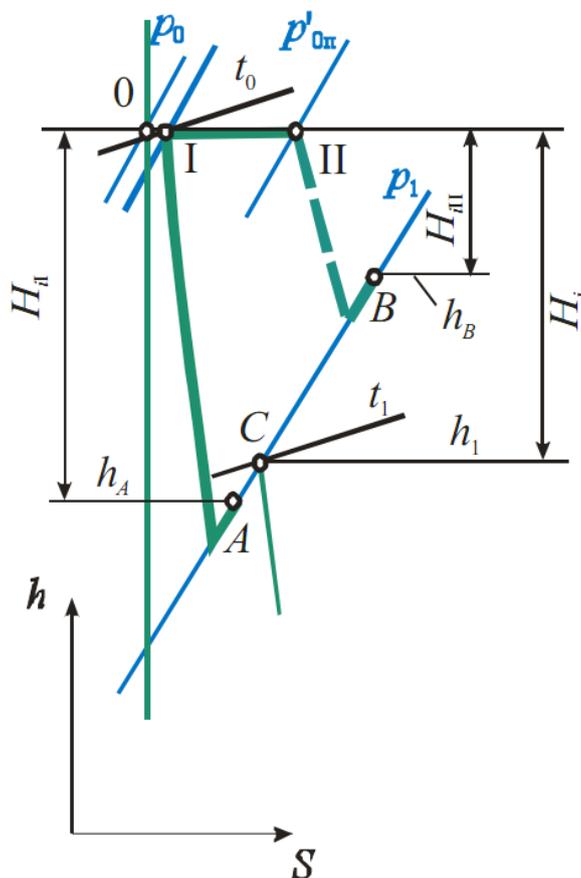


Рис. 5.11. Процесс расширения пара в  $h$ - $s$ - диаграмме для потоков в регулирующей ступени

Распределение давлений пара и теплоперепадов в турбине с сопловым парораспределением при изменении нагрузки должно рассматриваться отдельно для потоков  $G_A$  и  $G_B$  в пределах регулирующей ступени и отдельно для потока  $G$  всех остальных нерегулируемых ступеней.

В нерегулируемых ступенях распределение давлений и теплоперепадов находят по тем же формулам (5.11)÷(5.22), что и в турбинах с дроссельным парораспределением. Однако допущение о постоянстве абсолютных температур пара в ступенях, достаточно справедливое при изменении расхода пара в турбине с дроссельным парораспределением, менее точно в турбине с сопловым парораспределением, поскольку в этом случае при снижении расхода снижается энтальпия пара в первых промежуточных ступенях, и, следовательно, снижается и температура пара за регулирующей ступенью.

Для определения давлений в камере регулирующей ступени  $p_{pc}$ , давлений перед соплами за частично открытыми клапанами  $p_0^{i'}$ , и расходов через клапана необходимо построить  $p$ - $G$  и  $G$ - $G$  – диаграммы. Диаграмма  $G$ - $G$

показывает распределение полного расхода пара  $G$  на турбину между отдельными клапанами при различных расходах  $G$ . Диаграмма  $p-G$  показывает зависимость перепадов давления, приходящихся на нерегулируемые ступени, на сопла за полностью открытыми клапанами и на сопла за частично открытыми клапанами, от расхода пара через турбину. Обычно эти диаграммы строятся совместно.

Давление в камере регулирующей ступени (линия  $p_{pc}$  в  $p-G$  – диаграмме). Давление в камере регулирующей ступени определяется пропускной способностью нерегулируемых ступеней, поэтому его зависимость от расхода пара через турбину для конденсационной турбины может быть определена по формуле (5.16):

$$p_{pc} = p_{pc0} \cdot G/G_0, \quad (5.28)$$

а для турбины, у которой конечное давление соизмеримо с давлением в камере регулирующей ступени в расчетном режиме (например, противодавленческие турбины) по формуле (5.13):

$$p_{pc} = \sqrt{p_k^2 + \left(\frac{G}{G_0}\right)^2 (p_{pc0}^2 - p_k^2)}, \quad (5.29)$$

здесь и далее индекс «0» соответствует расчетному режиму.

Распределение расхода через клапана (линии  $G^i$  на  $G-G$ - диаграмме). Допустим, что расчетный расход пара через турбину  $G_0$  обеспечивается четырьмя полностью открытыми клапанами при расчетном давлении в камере регулирующей ступени  $p_{pc0}$ .

Расчетные расходы пара через каждую группу сопл регулирующей ступени при расчетном расходе  $G_0$  через турбину определяют из выражений:

$$G_0^I = \frac{z_1}{\sum z} G_0, G_0^{II} = \frac{z_2}{\sum z} G_0, G_0^{III} = \frac{z_3}{\sum z} G_0, G_0^{IV} = \frac{z_4}{\sum z} G_0, \quad (5.30)$$

где  $G_0^I, G_0^{II}, G_0^{III}, G_0^{IV}$  – расчетные расходы пара, соответственно, через 1, 2, 3 и 4 группы сопл;  $z_1, z_2, z_3, z_4$  – число сопловых каналов, соответственно, в первой, второй, третьей и четвертой группах сопл;  $\sum z$  – суммарное число сопловых каналов в регулирующей ступени. Рассмотрим случай, когда  $z_1 = z_2 = z_3 = z_4$ .

Строится зависимость  $G^i = f(p_{pc})$  при  $p_0$  (т.е. для полностью открытых клапанов), получится зависимость подобная верхней кривой на рис. 5.12. По  $p_{pc0}$  можно определить расходы через клапана при  $G_0$  и отложить их значения на диаграмму  $G-G$  (начальные точки линий изменения расхода через клапана  $G_0^i$ ).

Далее возьмем, например, расход пара через турбину  $G_1$ . По рис. 5.12 при новом значении  $p_{pc}$  определяем расход пара через полностью открытые клапана. Откладываем эти расходы от оси абсцисс.

Получаем, что полностью открыты два клапана, а на третий остается расход, равный:

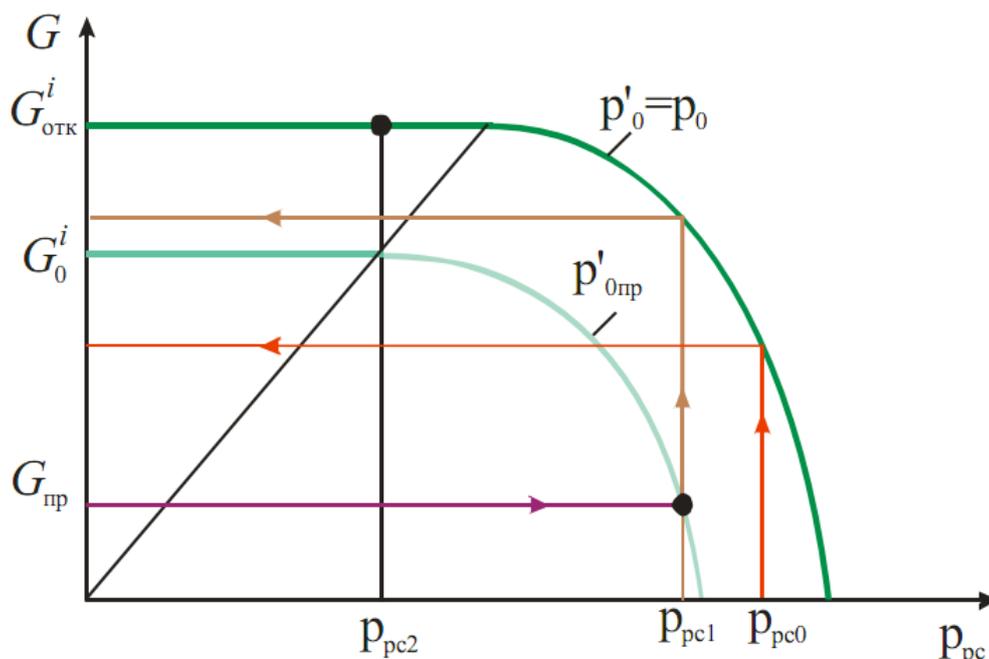
$$G^{III} = G_1 - G^I - G^{II}.$$

Следует обратить внимание на то, что в этом случае расход пара через полностью открытые клапана увеличивается, т.к. уменьшается отношение давлений на сопло, но оно еще больше критического. В отличие от расхода  $G_2$ , когда отношение давлений на сопло меньше критического и расход пара по рис. 5.12 определяется по линии критических расходов.

Проделав такие расчеты при различных расходах пара через турбину можно построить зависимость расхода через отдельные клапана (соответственно сопловые сегменты) и определить какие клапана будут полностью открыты, какие частично, а какие полностью закрыты при различных  $G$ .

Определение давления за частично открытым клапаном. Используя диаграмму  $G - G$ , определяем расход через частично открытый клапан (например, при  $G_1$ )  $G_{np}$ , а по  $p - G$  диаграмме соответствующее давление в камере регулирующей ступени  $p_{pc1}$ . По зависимости рис. 5.12 может быть подобрана кривая  $G = f(p_0', p_{pc})$  соответствующая  $G_{np}$  и  $p_{pc1}$  (жирная точка). Таким образом, могут быть построены зависимости давлений за частично открытыми клапанами во всем диапазоне изменений расхода пара через турбину.

Следует отметить, что выше приведены для наглядности несколько упрощенные рассуждения с использованием графических представлений. Для реальных расчетов надо использовать аналитические соотношения, которые в некотором смысле упрощают получение требуемого результата, а именно, получение зависимости перепадов давления, приходящихся на нерегулируемые ступени, на сопла за полностью открытыми клапанами и на сопла за частично открытыми клапанами, от расхода пара через турбину. Это необходимо знать для определения эффективности работы регулирующей ступени, нерегулируемых ступеней и турбины в целом при переменном режиме.



**Рис. 5.12.** Зависимость расхода через сопловые сегменты регулирующей ступени от давлений перед сегментами в камере регулирующей ступени (при определенной площади выхода из сопла)

Найденный закон изменения давлений пара за регулирующими клапанами в зависимости от расхода пара через турбину (рис. 5.13) позволяет сделать вывод, что при изменении нагрузки турбины с сопловым парораспределением располагаемый теплоперепад ее регулирующей ступени изменяется в широких пределах.

Наибольший теплоперепад возникает при полном открытии первого клапана, когда закрыты остальные клапаны. В этом случае отношение давлений пара перед сопловой решеткой, питаемой через первый клапан,  $p_0^i/p_0$  достигает расчетного максимального значения ( $p_0^i/p_0 = 1$ ), а относительное давление в камере регулирующей ступени  $P_{pc}/p_0$  значительно ниже расчетного, поскольку оно изменяется пропорционально расходу пара через турбину.

Режим работы турбины при полностью открытом первом регулирующем клапане, когда все остальные клапаны закрыты, по условиям прочности является наиболее тяжелым для сопловых и, особенно, для рабочих лопаток регулирующей ступени, поскольку, во-первых, изгибающие напряжения в рабочей решетке при этом режиме максимальны, и, во-вторых, эти напряжения действуют не непрерывно, а периодически, во время прохождения рабочих лопаток возле открытой сопловой решетки первого клапана, т.е. повторяются через каждый оборот ротора, что вызывает опасные колебания лопаток, нередко приводящие к усталостным поломкам.

Напряжения в сопловых лопатках регулирующей ступени при режиме с полностью открытым первым клапаном также будут максимальными, поскольку перепад давлений на них ( $p_0^i - p_{pc}$ ) в этом случае достигает наибольшего значения.

После построения диаграммы соплового парораспределения (см.рис. 5.13) можно найти мощность, развиваемую регулирующей ступенью, и мощность всех последующих ступеней при переменном расходе пара через турбину.

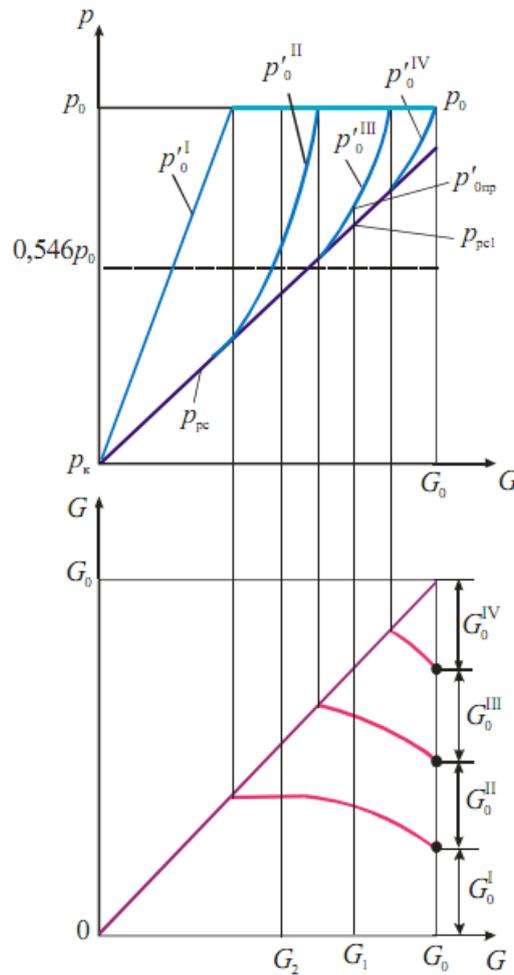
Для определения мощности регулирующей ступени необходимо предварительно найти зависимость использованных теплоперепадов этой ступени от её располагаемого теплоперепада. Для стационарной турбины, работающей с постоянной частотой вращения, отношение  $u/c_\phi$ , а также другие факторы, которые могут повлиять на относительный лопаточный КПД регулирующей ступени при постоянной энтальпии пара, подводимого к соплам этой ступени, целиком зависят от отношения давлений  $p_0^i$  с которым работает ступень.

Действительно, поскольку теплоперепад потока пара, протекающего через любую группу сопел регулирующей ступени, может быть выражен в виде:

$$H_0 = \frac{k}{k-1} p_0 v_0 \left[ 1 - \left( \frac{p_{pc}}{p_0^i} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right],$$

а произведение  $p_0 \cdot v_0$  не меняется при постоянной энтальпии, то этот теплоперепад для любой группы сопел зависит только от отношения давлений  $p_{pc}/p_0^i$ . Следовательно, скорость  $c_\phi = \sqrt{2H_0}$  также целиком определяется отношением

и при неизменной частоте вращения отношение  $u/c_\phi$ , будет зависеть только от отношения  $p_{pc}/p_0^i$ . Дополнительные потери в ступени, т.е.  $\xi_{mp} + \xi_{нарц}$ , также можно принять зависящими только от  $p_{pc}/p_0^i$ . В результате такого предварительного расчета находят зависимость использованного теплоперепада ступени от отношения.



**Рис. 5.13.**  $p-G$  – и  $G-G$  – диаграммы турбины с сопловым парораспределением

Далее определяют использованный теплоперепад регулирующей ступени. Пусть при произвольной нагрузке турбины расходы пара составляют: через полностью открытые сопловые решетки  $G_A$ , через сопловую группу, питаемую через частично открытый клапан,  $G_B$ , а суммарный расход через турбину  $G = G_A + G_B$ . Допустим, что давления пара при этом равны: перед сопловыми решетками, регулирующие клапаны которых открыты полностью,  $p_0$ , перед сопловой решеткой, регулирующий клапан которой открыт частично,  $p_0^i$  и в камере регулирующей ступени  $p_{pc}$ .

Подсчитав по этим данным отношения давлений  $p_{pc}/p_0$  и  $p_{pc}/p_0^i$  и определив теплоперепад на регулируемую ступень для полностью открытых клапанов  $H_0 = f(p_{pc}/p_0)$  и для частично открытых клапанов  $H_0 = f(p_{pc}/p_0^i)$ ,

находим использованные теплоперепады  $H_{i1}$  и  $H_{i2}$  для обоих потоков пара ( $G_A$  и  $G_B$ ), протекающих через регулируемую ступень.

Теплоперепад, использованный в регулирующей ступени, находим по формуле (5.27), которую в данном случае можно представить в таком виде:

$$H_i = h_0 - h_1 = \frac{G_A}{G} H_{i1} + \frac{G_B}{G} H_{i2}. \quad (5.31)$$

Средневзвешенная энтальпия в камере регулирующей ступени будет равна разности энтальпии свежего пара и теплоперепада:

$$h_1 = h_0 - H_i. \quad (5.32)$$

По найденной энтальпии  $h_1$  и давлению  $p_{pc}$  наносим на  $h$ - $s$ - диаграмме точку  $C$ , отвечающую состоянию пара в камере регулирующей ступени. Одновременно определяем и температуру пара  $t_1$  (см. рис. 5.11). При определении давления в камере регулирующей ступени по формулам (5.28), (5.29) отношение абсолютных температур принимаем равным единице, поэтому сопоставим температуру, найденную по  $h$ - $s$ - диаграмме, с первоначально принятой. Если окажется, что она заметно отличается от принятой, и потребуется большая точность, то можно произвести расчет во втором приближении, приняв в этих формулах ту температуру, которая найдена по  $h$ - $s$ - диаграмме.

Однако другие предположения, на которых основываются расчеты, в частности, определение КПД ступени при ее переменном режиме работы, не настолько точны, чтобы учет влияния начальной температуры мог сыграть существенную роль. Поэтому в большинстве случаев расчет во втором приближении не производят.

Параметры пара  $p_{pc}$ ,  $h_1$  на выходе из регулирующей ступени являются теми же, что и на входе в нерегулируемые ступени турбины. Следовательно, от них зависит конечная точка процесса расширения пара в турбине. Наибольший использованный теплоперепад в регулирующей ступени имеет место при полностью открытом первом клапане, а наименьший — при полностью открытых всех (четырех) клапанах.

### 5.3.3. Обводное (байпасное) парораспределение

Обводное парораспределение чаще всего применяют вместе с дроссельным. Однако в ряде случаев оно сочетается и с сопловым парораспределением, в частности, для увеличения мощности турбины сверх номинального значения.

Принципиальная схема турбины с обводным парораспределением показана на рис. 5.14.

Все ступени турбины выполнены с полным подводом пара ( $e=1$ ).

К первой ступени пар подводится через клапан  $1$ , который работает как дроссельный до тех пор, пока давление перед соплами первой ступени не станет равным давлению свежего пара. Как только давление перед первой ступенью станет близким к давлению свежего пара, начинает открываться

обводный клапан 2, через который часть пара, обходя первую группу ступеней, направляется непосредственно к третьей ступени.

Проходные сечения третьей ступени больше, чем первой ступени. Поэтому открытие второго клапана позволяет пропустить через турбину увеличенное количество пара и тем самым достигнуть повышения её мощности.

Найдем распределение потоков пара в турбине с обводным парораспределением при изменении нагрузки применительно к схеме, приведенной на рис. 5.14.

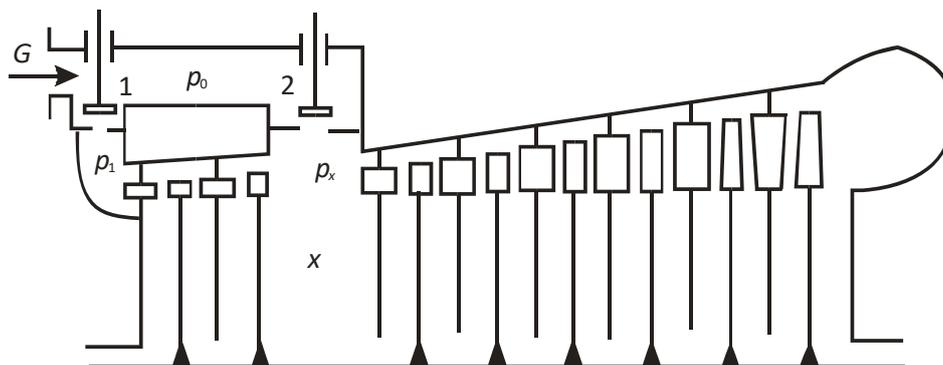


Рис. 5.14. Схема турбины с обводным парораспределением

Вначале рассмотрим зависимость изменения давления в характерных точках проточной части турбины в зависимости от полного расхода пара через турбину (рис.5.15). Давление  $p_x$  в перегрузочной камере определяется по формулам (5.28) и (5.29). Если давление перед первой ступенью достигнет давления свежего пара при каком-то относительном расходе пара через турбину  $G_1^{max}/G_0$ , при котором  $p_x = p_{x0}$ , то, как было указано выше, дальнейшее увеличение расхода будет обеспечиваться открытием второго клапана. По мере открытия второго клапана давление  $p_x$  в перегрузочной камере будет повышаться, что вызовет сокращение расхода пара  $G_1$  через первый регулирующий клапан. Долю расхода пара, протекающего через первую группу ступеней, при этом можно найти, применяя к этой группе уравнение

$$\frac{G_1}{G_1^{max}} = \sqrt{\frac{p_0^2 - p_x^2}{p_0^2 - p_{x0}^2}}. \quad (5.33)$$

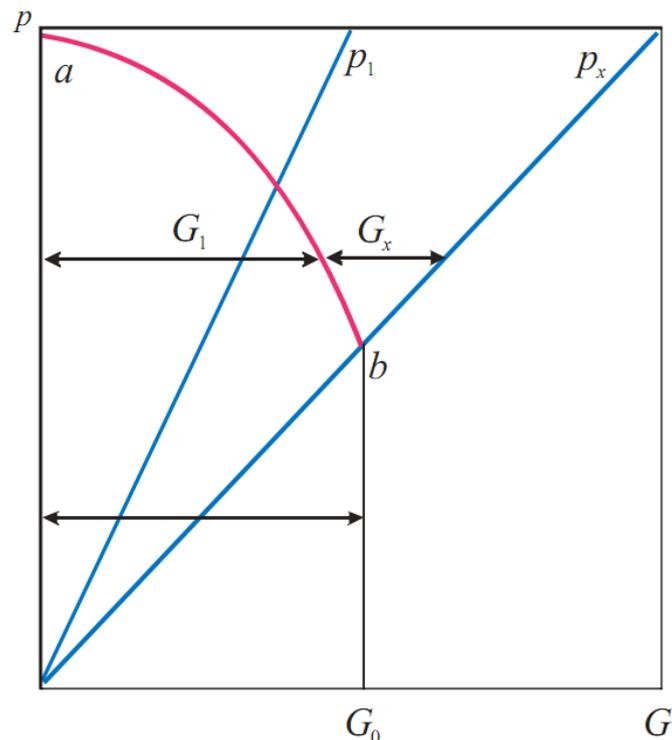
На диаграмме обводного парораспределения (рис. 5.16) видно, что расход пара через первую группу ступеней достигает своего максимума  $G_1^{max}$  при  $p_1/p_0 = 1$ , т.е. когда давление  $p_1$  перед первой ступенью турбины равно давлению  $p_0$  свежего пара.

По мере открытия второго клапана расход пара  $G_x$  через него растет, но при этом повышается давление  $p_x$  в перегрузочной камере и соответственно уменьшается расход пара  $G_1$  через первую группу ступеней.

Дуга эллипса  $ab$ , разделяющая суммарный пропуск пара на два потока (рис. 5.15), нанесена на диаграмму путем расчета относительного расхода

пара  $G_1/G_0$  через первую группу ступеней по формуле (5.33) при различных суммарных пропусках пара через турбину.

При расчете и эксплуатации обводного парораспределения необходимо строго следить за тем, чтобы расход пара через первую группу ступеней при всех режимах, даже при полностью открытом обводном клапане 2, был достаточен для отведения теплоты, выделяемой в результате потерь на трение и вентиляцию в ступенях этой группы. При недостаточном отводе теплоты температура пара в проточной части первой группы ступеней может подняться выше температуры свежего пара и вызвать опасное понижение прочности металла первых ступеней.



**Рис.5.15.** Изменение давлений по проточной части турбины и распределение расходов пара по клапанам при обводном парораспределении

Внутреннюю мощность турбины с обводным парораспределением при различных расходах пара через турбину определяют следующим образом. Вначале производят предварительный расчет первой группы ступеней при переменном расходе пара, позволяющий найти зависимость ее располагаемого и использованного теплоперепада от отношения давления  $p_x$  за рассматриваемой группой к давлению свежего пара  $p_0$ .

Состояние пара в камере  $x$  после смешения двух потоков, один из которых ( $G_1$ ) прошел через первую группу ступеней и имеет энтальпию  $h_1$ , а другой ( $G_x$ ) – через обводный клапан с энтальпией  $h_x$ , определяется из уравнения смешения:

$$h_{см} = \frac{G_1 h_1 + G_x h_x}{G_1 + G_x}. \quad (5.34)$$

Расчет последующих ступеней, расположенных между камерой смешения  $x$  и конденсатором, производится точно так же, как и для турбины с дроссельным парораспределением. Коэффициент полезного действия промежуточных ступеней в широких пределах изменения расхода пара для ориентировочных расчетов можно считать постоянным. Наиболее резкие искажения теплоперепадов, а, следовательно, и КПД при изменении расхода пара через турбину, как и ранее, имеют место в последних ступенях турбины.

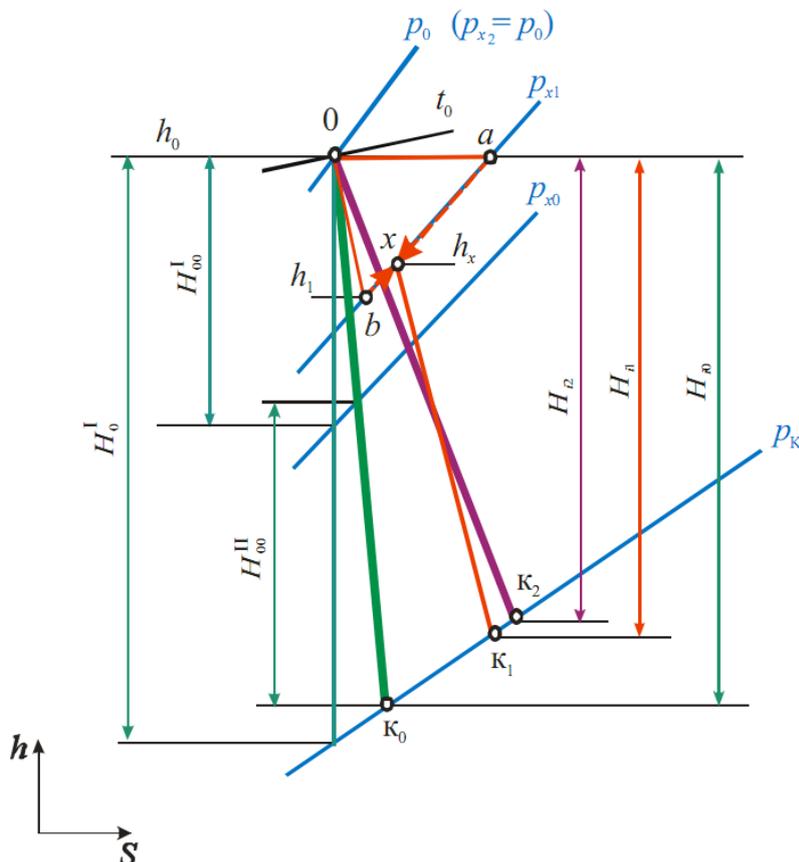


Рис. 5.16. Процесс расширения в  $h$ - $s$ - диаграмме для турбины с обводным парораспределением

Чем отдаленнее от первой ступени производится впуск обводного пара, тем больше снижение экономичности от дросселирования пара, но тем большая может быть достигнута добавочная (перегрузочная) мощность.

Для того чтобы уменьшить потери, вызванные дросселированием обводного пара, иногда применяют двухкратное и даже трехкратное обводное регулирование, т.е. предусматривают перепуск свежего пара в две или три камеры в проточной части турбины.

#### 5.4. Влияние отклонения начальных и конечных параметров пара и температуры промежуточного перегрева на мощность турбины

При эксплуатации турбин отклонение начальных параметров пара от номинальных значений может превышать допустимые значения, что будет сопровождаться изменением мощности и экономичности турбинной установки, а

также надежности отдельных элементов турбин. Поэтому даже кратковременная работа турбины при изменении параметров свежего пара в большинстве случаев допускается после специальных расчетов на прочность наиболее напряженных деталей либо после создания нормальных условий их эксплуатации путем изменения расхода пара или внесения необходимых конструктивных изменений.

#### 5.4.1. Влияние начального давления пара

Рассмотрим работу турбины в предположении постоянства открытия регулирующих клапанов. Если пренебречь фактором дросселирования пара в не полностью открытой группе регулирующих клапанов, то при незначительном отклонении давления пара  $\Delta p_0$  перед турбиной от номинального значения  $p_0$ , постоянной начальной температуре ( $t_0 = const$ ) изменение внутренней мощности конденсационной турбины без регенеративных отборов пара может быть найдено из выражения:

$$\Delta N_i = \frac{\partial(GH_0\eta_{oi})}{\partial p_0} \Delta p_0 = \left( H_0\eta_{oi} \frac{\partial G}{\partial p_0} + G\eta_{oi} \frac{\partial H_0}{\partial p_0} \right) \Delta p_0 \quad (5.35)$$

или

$$\frac{\Delta N_i}{N_i} = \left( \frac{\delta_p}{G} + \frac{\alpha_p}{H_0} \right) \Delta p_0, \quad (5.36)$$

где  $\alpha_p = \frac{\partial H_0}{\partial p_0}$ ;  $\delta_p = \frac{\partial G}{\partial p_0}$ .

Подставив значения коэффициентов  $\alpha_p$  и  $\delta_p$  в (5.36), после преобразований получим

$$\frac{\Delta N_i}{N_i} = \left( 1 + \frac{p_2 v_{2t}}{H_0} \right) \frac{\Delta p_0}{p_0}, \quad (5.37)$$

где  $p_2$  — давление пара за последней ступенью турбины, Па;  $v_{2t}$  — удельный объем пара за турбиной при изоэнтропийном расширении его в турбине, м<sup>3</sup>/кг;  $H_0$  — располагаемый теплотерепад турбины, Дж/кг.

Из (5.37) следует, что для всех турбин, не имеющих регулируемых отборов пара, в том числе и для турбин с промежуточным перегревом пара, приращение мощности пропорционально изменению давления.

При полностью открытых клапанах увеличение начального давления пара вызывает перегрузку всех ступеней турбины и особенно последней, давление за которой сохраняется постоянным. При этом в конденсационных турбинах основная опасность заключается в увеличении напряжений в рабочих лопатках, а в турбинах с противодавлением — в увеличении напряжений в диафрагме последней ступени. Для приведения условий работы этих элементов турбины к расчетным необходимо ограничить расход пара через турбину так, чтобы давление в камере регулирующей ступени не превышало допустимого. При длительной работе на повышенном начальном давлении пара это достигается искусственным ограничением хода последнего регулирующего клапана, а при кратковременной работе — за счет введения в работу ограничителей мощности. В режимах работы турбины с использованием ограничителей расход пара будет снижен до расчетного, что приведет к

нормальным условиям работы всех нерегулируемых ступеней турбины. Внутренняя мощность турбины при этом увеличится на величину

$$\Delta N_i = G \cdot \Delta H^{p.ct} \cdot \eta_{0i}^{p.ct}, \quad (5.38)$$

где  $G$  — расход пара через турбину;  $\Delta H^{p.ct}$  — дополнительный теплоперепад регулирующей ступени;  $\eta_{0i}^{p.ct}$  — внутренний относительный КПД регулирующей ступени.

Если по условиям надежности работы электрического генератора такой режим допустим, то для турбины такая перегрузка также не опасна, так как в данном случае нерегулируемые ступени работают в расчетном режиме, а перегрузка регулирующей ступени значительно меньше той, которая возникает при нормальном начальном давлении в режиме с одним полностью открытым регулирующим клапаном. Если генератор по условиям охлаждения или возбуждения такую перегрузку не допускает, необходимо сокращение расхода пара до достижения номинальной нагрузки. В этом случае давление пара в камере регулирующей ступени снизится, что приведет к небольшой разгрузке нерегулируемых ступеней и некоторой перегрузке регулирующей ступени по сравнению с расчетным режимом. Однако эти изменения не опасны как по условиям надежности упорного подшипника, так и по условиям перегрузки регулирующей ступени.

При повышенном начальном давлении пара, кроме режима с полностью открытыми регулирующими клапанами, опасным является также режим с одним полностью открытым регулирующим клапаном, так как в этом случае на регулирующую ступень приходится наибольший располагаемый теплоперепад и в рабочих лопатках возникают наибольшие изгибные напряжения. При длительной работе с повышенным начальным давлением пара следует произвести перенастройку регулирующих клапанов для того, чтобы увеличить перекрыш у второго клапана. Более раннее открытие второго клапана повысит давление в камере регулирующей ступени при полностью открытом первом клапане и снизит располагаемый теплоперепад в регулирующей ступени при этом режиме.

Снижение начального давления пара при постоянном открытии регулирующих клапанов турбины не вызывает опасности увеличения напряжений в её деталях и может ограничиваться только условиями нормальной работы вспомогательных устройств, питающихся свежим паром.

#### **5.4.2. Влияние начального давления пара на мощность турбины при постоянном расходе пара**

Изменение мощности турбины при незначительном отклонении давления свежего пара и постоянном расходе пара через турбину в большей степени определяется условиями работы системы парораспределения.

В турбинах с дроссельным парораспределением при частичных нагрузках изменение начального давления пара при постоянном его расходе через турбину практически не отразится на мощностях и режиме работы ступеней

турбины, поскольку оно будет компенсироваться изменением дросселирования в дроссельном клапане. Действительно, давление пара за дроссельным клапаном определяется только расходом протекающего через турбину пара, который по условию сохраняется постоянным, что обуславливает постоянство как давления пара перед первой ступенью, так и срабатываемого в ней теплоперепада, а, следовательно, и мощности (рис. 5.17,а).

При длительной работе турбины при повышенном давлении свежего пара и постоянном расходе пара должны быть произведены проверочные расчеты на прочность паропровода, паровых коробок, стопорных и регулирующих клапанов, а также корпуса турбины.

В турбинах с сопловым парораспределением постоянство расхода пара обеспечивается изменением положения регулирующих клапанов и изменением расхода пара через частично открытую сопловую группу. При этом потери от дросселирования пара в этой сопловой группе изменяются в зависимости от первоначального положения последнего регулирующего клапана перед моментом изменения начального давления (рис. 5.17,б). Так, если давление уменьшилось от  $p_0$  до  $p'_0$ , то частично открытый регулирующий клапан следует дополнительно открыть, так чтобы давление за ним увеличилось от  $p_{0п}$  до  $p'_{0п}$ .

При этом расход пара и, следовательно, давление пара в камере регулирующей ступени сохранилось на прежнем уровне:

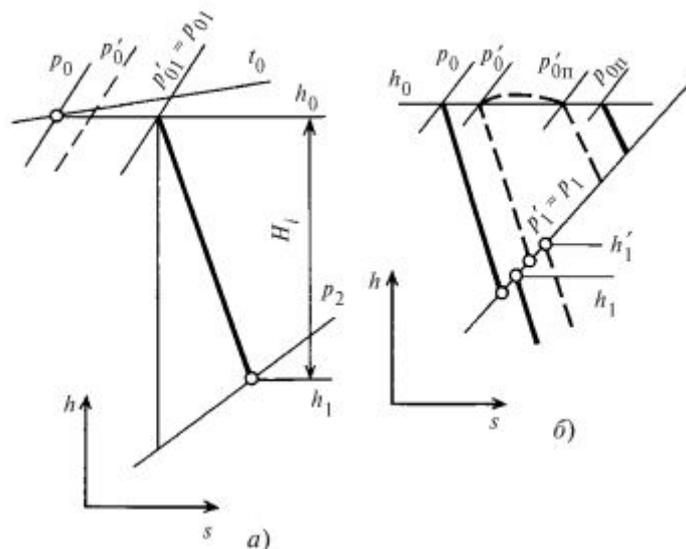
$$p'_1 = p_1.$$

Если турбина имеет сопловое парораспределение с большим числом регулирующих клапанов, так что потерями от дросселирования потока пара, протекающего через частично открытый клапан, можно пренебречь, изменение мощности турбины при отклонении начального давления пара от номинального определяется выражением

$$\Delta N_i = G \cdot \eta_{0i} \frac{\partial H_0}{\partial p_0} \Delta p_0, \quad (5.39)$$

или

$$\frac{\Delta N_i}{N_i} = \frac{\alpha_p}{H_0} \Delta p_0 = \frac{p_2 v_{2t}}{H_0} \frac{\Delta p_0}{p_0}. \quad (5.40)$$

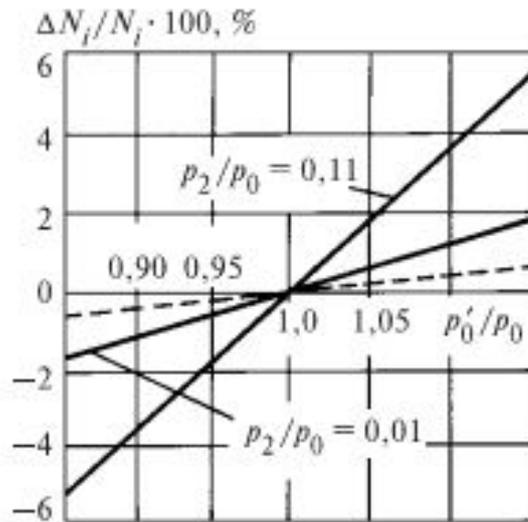


**Рис. 5.17. Процесс расширения пара в турбине при отклонении начального давления пара и постоянном расходе пара при дроссельном (а) и сопловом (б) парораспределении**

На рис. 5.18 построены кривые изменения мощности турбины в зависимости от начального давления, рассчитанные для различных противодавлений  $\varepsilon = p_2 / p_0$ . Отклонение давления свежего пара оказывает значительное влияние на мощность турбины, имеющей большее противодавление. Поэтому снижение давления свежего пара перед турбиной, работающей с противодавлением, приводит к большей потере мощности, чем понижение давления перед конденсационной турбиной.

Снижение давления свежего пара против номинального непосредственной угрозы для турбины с сопловым парораспределением не представляет, так как оно приведет сначала к полному открытию всех регулирующих клапанов турбины, а затем при полностью открытых регулирующих клапанах — к постепенному снижению мощности турбины.

При глубоком падении давления свежего пара нарушается работа вспомогательного оборудования. Поэтому снижение давления свежего пара допускается такое, при котором еще возможна работа вспомогательного оборудования с учетом скорости падения давления и времени, необходимого для остановки турбины.



**Рис. 5.18.** Изменение мощности турбины при отклонении начального давления пара ( $p_0 = 8,8$  Мпа,  $t_0 = 500^\circ\text{C}$ ): \_\_\_\_\_ — турбины с противодавлением; \_\_\_\_\_ — конденсационная турбина

При длительной работе турбины с сопловым парораспределением на пониженном начальном давлении пара для увеличения ее мощности необходимо произвести реконструкцию, увеличив проходное сечение сопел регулирующей ступени таким образом, чтобы давление в камере регулирующей ступени было равно расчетному, что будет соответствовать расчетному расходу пара через турбину.

В этом случае напряжения в диафрагмах и рабочих лопатках нерегулируемых ступеней не превысят расчетных значений. Мощность турбины при этом снизится из-за уменьшения располагаемого теплоперепада регулирующей ступени. Для достижения номинальной мощности необходимо увеличить расход пара, что приведет к перегрузке нерегулируемых ступеней, и особенно, последней. Допустимость режима с увеличенным расходом пара определяется расчетами на прочность нерегулируемых ступеней, а также фланцевого соединения корпуса турбины в зоне регулирующей ступени.

### 5.4.3. Влияние начальной температуры и температуры промежуточного перегрева пара

Изменение мощности турбины при отклонении начальной температуры пара на  $\Delta t_0$  и постоянном начальном давлении можно найти как приращение

$$\Delta N_i = \frac{\partial}{\partial t_0} (N_i) \Delta t_0. \quad (5.41)$$

Внутренняя мощность турбины без промежуточного перегрева пара определяется выражением

$$N_i = G \cdot H_0 \cdot \eta_{oi} = \frac{Q \cdot H_0 \cdot \eta_{oi}}{h_0 - h_{п.в}}, \quad (5.42)$$

где  $Q$  — расход теплоты на турбоустановку;  $h_0$  — энтальпия свежего пара;  $h_{п.в}$  — энтальпия питательной воды.

Подставляя в (5.41) выражение для мощности турбины (5.42), после дифференцирования и преобразований можно получить различные расчетные уравнения для относительного изменения мощности в зависимости от условий, при которых происходит изменение температуры пара.

1. При постоянном расходе теплоты на турбоустановку ( $Q = \text{const}$ )

$$\frac{\Delta N_i}{N_i} = \left( \frac{1}{H_0} \frac{\partial H_0}{\partial t_0} - \frac{1}{h_0 - h_{\text{п.в}}} \frac{\partial h}{\partial t_0} + \frac{1}{\eta_{oi}} \frac{\partial \eta_{oi}}{\partial t_0} \right) \Delta t_0,$$

или

$$\frac{\Delta N_i}{N_i} = \left( \frac{\alpha_t}{H_0} - \frac{\beta_t}{h_0 - h_{\text{п.в}}} + \frac{\gamma_t}{\eta_{oi}} \right) \Delta t_0. \quad (5.43)$$

2. При постоянном открытии регулирующих клапанов ( $F_{\text{кл}} = \text{const}$ )

$$\frac{\Delta N_i}{N_i} = \left( \frac{1}{H_0} \frac{\partial H_0}{\partial t_0} + \frac{1}{\eta_{oi}} \frac{\partial \eta_{oi}}{\partial t_0} + \frac{\partial G}{\partial t_0} \frac{1}{G} \right) \Delta t_0,$$

или

$$\frac{\Delta N_i}{N_i} = \left( \frac{\alpha_t}{H_0} + \frac{\gamma_t}{\eta_{oi}} + \frac{\delta_t}{G} \right) \Delta t_0. \quad (5.44)$$

3. При постоянном расходе пара ( $G = \text{const}$ )

$$\frac{\Delta N_i}{N_i} = \left( \frac{1}{H_0} \frac{\partial H_0}{\partial t_0} + \frac{1}{\eta_{oi}} \frac{\partial \eta_{oi}}{\partial t_0} \right) \Delta t_0,$$

или

$$\frac{\Delta N_i}{N_i} = \left( \frac{\alpha_t}{H_0} + \frac{\gamma_t}{\eta_{oi}} \right) \Delta t_0. \quad (5.45)$$

В этих формулах приняты следующие обозначения:

$\alpha_t = \frac{\partial H_0}{\partial t_0}$  — коэффициент, учитывающий изменение мощности, вызванное изменением располагаемого теплоперепада;  $\beta_t = \frac{\partial h}{\partial t_0}$  — коэффициент, учитывающий изменение затраты теплоты на производство 1 кг пара при изменении начальной температуры;  $\gamma_t = \frac{\partial \eta_{oi}}{\partial t_0}$  — коэффициент, учитывающий влияние температуры свежего пара на внутренний относительный КПД турбины;  $\delta_t = \frac{\partial G}{\partial t_0}$  — коэффициент, учитывающий изменение мощности, вызванное изменением расхода пара. Указанные коэффициенты определяются по формулам:

$$\frac{\alpha_t}{H_0} = \frac{1}{T_0}; \quad \beta_t = c_p; \quad \frac{\delta_t}{G} = -\frac{1}{2T_0}. \quad (5.46)$$

Параметр  $\frac{\partial \eta_{oi}}{\partial t_0}$  отражает, по существу, влияние изменения средней влажности пара на используемый теплоперепад турбины. Его значение тем больше, чем больше доля теплоперепада, приходящаяся на зону влажного пара. Для конденсационных турбин без промежуточного перегрева пара  $\gamma_t = 0,0002 \div 0,0004$ , для турбин с противодавлением (без влажно-паровых ступеней)  $\gamma_t = 0$ .

Повышение температуры свежего пара вызывает следующие явления:

1) увеличение тепловых расширений и тепловых деформаций, что может явиться причиной повышенной вибрации турбины;

2) понижение прочностных свойств металла, в результате чего может возникнуть ослабление в посадке лопаток на диск, в затяжке болтовых соединений головной части турбины и паровых коробок;

3) перегрузку лопаток регулирующей ступени в связи с увеличением ее теплоперепада.

Вопрос о допустимости работы турбины с повышенной начальной температурой пара необходимо решать с учетом вышеперечисленных факторов.

Особенно неприятным последствием повышения начальной температуры пара является ухудшение механических свойств сталей.

При высоких температурах пара материал турбины подвержен ползучести и релаксации напряжений, при этом снижается длительная прочность роторов высокого и среднего давления. Ползучесть проявляется в увеличении диаметров трубопроводов свежего пара и пара промежуточного перегрева, в изменении размеров корпусов клапанов и задвижек, паровых коробок, рабочих лопаток и других элементов турбинной установки. Релаксация напряжений сопровождается уменьшением напряжений в болтах и шпильках фланцевого соединения, что может привести к нарушению плотности горизонтального разъема турбины и к пропариванию его.

Поскольку деформации ползучести с течением времени накапливаются, в турбинах высокого давления регламентируется не только предельная температура пара, при которой работа турбины недопустима, но и время работы агрегата на допустимых, но повышенных по сравнению с нормальными температурах. Обычно число часов работы турбины на повышенных температурах пара не должно превышать 200÷300 часов в год. При этом длительность одноразового повышения температуры также строго регламентируется.

Снижение температуры свежего пара сопровождается увеличением влагосодержания в последних ступенях турбины, что приводит к повышенному эрозионному износу рабочих лопаток.

При снижении начальной температуры пара уменьшается располагаемый теплоперепад и соответственно мощность турбины. Восстановление

мощности можно было бы осуществить увеличением расхода пара через турбину, но это приведет к увеличению напряжений в элементах ее проточной части, перегрузке последней ступени конденсационной турбины и росту осевого усилия. Поэтому заводы-изготовители указывают необходимое ограничение нагрузки при снижении начальной температуры пара.

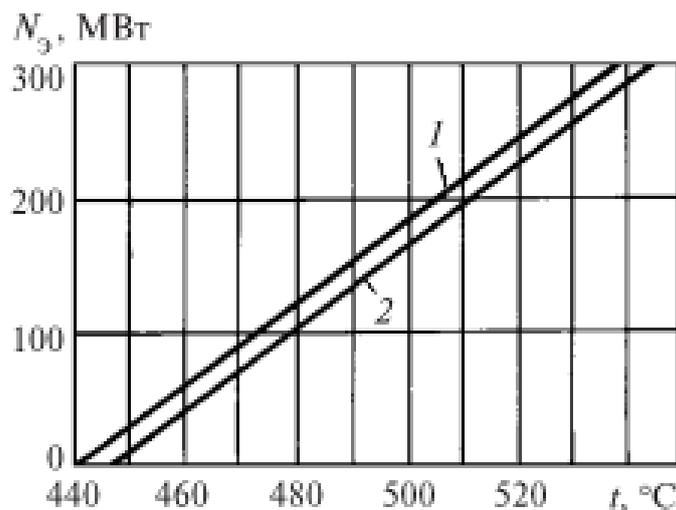


Рис. 5.19. График разгрузки турбины К-300-23,5 при снижении температуры свежего пара (1) и температуры пара промежуточного перегрева (2)

Работа турбины со сниженной начальной температурой пара и неизменным его расходом сопровождается уменьшением теплоперепадов во всех ступенях, кроме регулирующей. В связи с этим при постоянной окружной скорости возрастает отношение скоростей  $u/c_\phi$  для каждой ступени и, как показано в § 5.1, степень реактивности, что вызывает увеличение осевых усилий на подшипник. Быстрое снижение начальной температуры пара может вызвать охлаждение ротора и сокращение его длины относительно статора с возникновением задеваний.

В турбинах с промежуточным пароперегревателем при номинальной температуре пара  $t_{\text{мп}}$  изменение температуры свежего пара приведет к изменению расхода пара через ЧВД и, соответственно, через последующие ступени. Однако это изменение расхода будет не таким заметным, как в турбинах без промежуточного перегрева.

Изменение температуры пара после промежуточного перегрева при постоянной начальной температуре также влияет на изменение режима работы как ЧВД, так и ступеней, находящихся после промежуточного перегрева. При увеличении  $t_{\text{мп}}$  давление в промежуточном перегревателе возрастает. Это приводит к некоторой разгрузке ступеней ЧВД и к перегрузке последней ступени турбины. Понижение  $t_{\text{мп}}$  приводит к понижению давления пара в промежуточном пароперегревателе, вследствие чего перегруженной окажется последняя ступень ЧВД. При этом ступени ЧСД и ЧНД будут работать с повышенной степенью реактивности, что приведет к изменению осевого усилия в турбине.

Вследствие указанных обстоятельств работа турбины при значительном снижении начальной температуры пара и пара после промежуточного пароперегревателя не допускается. В инструкциях по эксплуатации каждого турбоагрегата должен быть указан порядок снижения допустимой нагрузки при снижении указанных температур (рис. 5.19).

#### 5.4.4. Влияние конечного давления пара на мощность турбины

В процессе эксплуатации конденсационных турбин давление пара в конденсаторе изменяется в зависимости от времени года, изменения паровой нагрузки конденсатора, загрязнения трубок, ухудшения воздушной плотности вакуумной системы и других причин, влияющих на режим работы конденсационной установки.

При изменении конечного давления пара меняются располагаемый теплоперепад, внутренние относительные КПД последних ступеней турбины, потери с выходной скоростью, расход пара в конденсатор (при фиксированном общем расходе пара на турбоустановку) и его конечная влажность. Изменение конечного давления пара главным образом сказывается на режиме работы последней ступени. При этом следует различать два возможных режима работы последней ступени:

- 1) с докритическими скоростями истечения пара из рабочих лопаток;
- 2) при сверхкритических скоростях истечения с дополнительным ускорением потока пара в косом срезе рабочих лопаток.

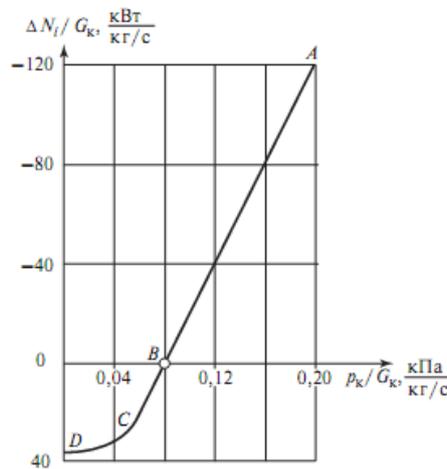
Для режимов с докритической скоростью истечения из рабочей решетки последней ступени существует прямо пропорциональная зависимость между приращением теплоперепада и приращением мощности. При сверхкритических скоростях истечения пара из рабочей решетки последней ступени изменение конечного давления пара  $p_k$  не сказывается на параметрах пара перед ступенью. Поэтому мощность всех ступеней турбины, кроме последней, останется постоянной, а мощность турбоустановки будет меняться только в результате изменения окружной составляющей скорости выхода пара из рабочей решетки последней ступени.

При наступлении сверхкритического режима истечения из рабочей решетки последней ступени прямая зависимость между приращением теплоперепада и приращением мощности будет нарушена. Понижение давления за ступенью сопровождается отклонением потока пара в косом срезе сопел и лопаток. До тех пор, пока не будет достигнуто предельное расширение в косом срезе сопел и лопаток, будет происходить увеличение мощности турбины по мере снижения давления отработавшего пара [10]. Для конденсационных турбин давление отработавшего пара, соответствующее режиму, при котором исчерпывается расширительная способность косого среза сопел и лопаток и прекращается прирост мощности, называется предельным вакуумом. При эксплуатации предельный вакуум не достигается, так как быстрее устанавливается экономический вакуум, при котором полезная мощность турбоустановки (за вычетом затрат мощности на привод циркуляционных насосов) при данном расходе пара в конденсаторе достигает максимального значения. Теоретические исследования и натурные испытания ряда турбин показали, что для каждой турбины может быть построена универсальная зависимость относительного прироста мощности от относительного давления отработавшего пара:

$$\Delta N_i / G_k = f(p_k / G_k). \quad (5.47)$$

Вид универсальной зависимости показан на рис. 5.20. Эта зависимость характеризует режим докритического истечения (участок  $AB$ ) и режим сверхкритического истечения (участок  $BD$ ). Участок  $BC$  характеризует режимы работы ступени, при которых используется расширительная способность косога среза сопел и лопаток. На участке  $CD$ , где исчерпана расширительная способность косога среза, мощность последней ступени с уменьшением противодействия не увеличивается.

Подобные универсальные характеристики определяются, как правило, для всех турбин при их испытаниях. В достаточно широком диапазоне изменения  $p_k$  зависимость относительного приращения мощности конденсационной турбины от относительного давления за последней ступенью на рис. 5.20 является линейной, следовательно, при неизменном пропуске пара через последнюю ступень приращение ее мощности пропорционально снижению давления  $\Delta p_k = p_{k0} - p_k$ .



**Рис. 5.20.** Универсальная зависимость относительного приращения мощности конденсационной турбины от относительного давления за последней ступенью.

В табл. 5.1 для некоторых турбин приведены приращения мощности (при номинальном пропуске пара в конденсатор) при уменьшении давления в конденсаторе на 1 кПа.

Как видно по приведенным данным, для турбин 200 и 300 МВт приращение мощности составляет примерно 1 % номинальной мощности турбины, для турбин 800 МВт приращение — менее 1 %, а для быстроходной турбины АЭС — существенно более 1 %.

Эксплуатация турбин при изменяющемся давлении отработавшего пара оказывает влияние на надежность ее отдельных элементов. Повышение конечного давления пара в конденсационной турбине приводит к уменьшению ее теплотерпада, причем это изменение приходится только на несколько ее последних ступеней.

**Таблица 5.1. Приращения мощности турбины при уменьшении давления в конденсаторе на 1 кПа**

Турбина	Завод-изготовитель	$\Delta N_i$ , кВт
К-800-23,5-3	ЛМЗ	5040
К-300-23,5	ЛМЗ	2810
К-200-12,8	ЛМЗ	1940
ПТ-60-12,8/1,28	ЛМЗ	440
К-500-6,4/3000	ХТЗ	8150
К-500-5,9/1500	ХТЗ	3220

Напряжения в этих ступенях уменьшаются, но увеличиваются степени реактивности, что приводит к росту осевых усилий при однопоточной ЧНД. Кроме того, значительное ухудшение вакуума сопровождается увеличением температуры выходного патрубка, что может явиться причиной расцентровки агрегата и недопустимой вибрации. Поэтому значительное повышение конечного давления пара не допускается, и турбины снабжают защитой от ухудшения вакуума, срабатывающей при давлении в конденсаторе, которому соответствует температура конденсации пара примерно 60 °С.

Повышение давления  $p_k$  в режимах малых  $G_n$  (вблизи холостого хода и на малых нагрузках) может вызвать автоколебания рабочих лопаток последних ступеней конденсационных турбин. Поэтому устанавливаются значения предельного давления  $p_k < 0,08 \div 0,12$ , в особенности при пусковых режимах.

Понижение конечного давления пара по сравнению с расчетным в конденсационных турбинах приводит к перегрузке ее ступеней (в первую очередь, последней ступени) за счет увеличения срабатываемого на них теплоперепада. После возникновения в последней ступени критического режима истечения дальнейшее увеличение теплоперепада будет приходиться только для нее.

В турбинах с противодавлением при понижении конечного давления пара в тяжелых условиях оказывается последняя ступень, диафрагма которой будет подвергаться увеличенным механическим напряжениям. Поэтому в современных турбинах с противодавлением существует защита от перегрузки последней ступени при резком понижении конечного давления пара. В условиях работы турбин с переменным противодавлением особое внимание следует обратить на изменение осевого усилия, поскольку у турбин с противодавлением при изменении конечного давления относительное изменение усилия будет более значительным, чем у турбин конденсационного типа. С увеличением противодействия у этих турбин значительная часть последних ступеней будет работать с пониженными теплоперепадами, что приведет к увеличению степени реактивности этих ступеней и к соответствующему росту осевого усилия. Изменение суммарного осевого усилия будет зависеть при этом от конфигурации ротора. При наличии на нем уступов сила, действующая на эти уступы, с увеличением противодействия уменьшится, что в той или иной мере будет компенсировать возрастание осевого усилия, вызванное увеличением реактивности последних ступеней. В некоторых случаях общее осевое усилие с увеличением противодействия может даже уменьшиться. Понижение противодействия вызывает

увеличение перепадов давлений и теплоты в нерегулируемых ступенях, причем больше всего они возрастают в последней ступени. Для того чтобы напряжения в диафрагме и рабочих лопатках этой ступени не превосходили допустимых, следует сократить расход пара.

Работа с пониженным противодавлением может вызвать также перегрузку упорного подшипника, если диаметр втулки заднего концевого уплотнения меньше диаметра уплотнения последней диафрагмы. Таким образом, перевод турбины с противодавлением на режим с измененным давлением на выходе требует тщательной расчетной и в ряде случаев экспериментальной проверки режима работы упорного подшипника турбины в новых условиях.

### 5.5. Диаграммы режимов работы турбины

В общем случае диаграмма режимов выражает в графической форме зависимость между электрической мощностью турбины  $N_э$ , расходом пара  $G_0$ , тепловой нагрузкой потребителя  $Q_п(Q_т)$ , давлением пара, отпускаемого потребителю  $p_п(p_т)$ , параметрами свежего пара  $p_0, t_0$ , расходом охлаждающей воды  $W_c$  и другими величинами, определяющими режим работы турбоустановки:

$$F(N_э, G_0, Q_п, Q_т, p_п, p_т, W_c, \dots) = 0. \quad (5.48)$$

Уравнение (5.48) графически представляется на плоскости в том случае, если число переменных не превышает трех. В противном случае изображение диаграммы режимов на плоскости может быть получено только при замене действительной взаимосвязи переменных приближенными зависимостями, что вносит погрешность в диаграмму тем большую, чем больше число переменных в уравнении (5.48). Поэтому целесообразно ограничить число независимых параметров, участвующих в диаграмме режимов. При этом следует учитывать, что влияние отдельных параметров на мощность неодинаково. Для обеспечения конечной высокой точности диаграмму режимов выполняют в виде нескольких самостоятельных графиков. Основной график, обычно называемый диаграммой режимов, выражает зависимость между мощностью турбины и расходом пара.

Дополнительные графики, называемые поправочными кривыми к диаграмме режимов, определяют влияние изменения каждого из остальных параметров уравнения (5.48) на мощность турбины. В состав диаграммы режимов входят также некоторые вспомогательные кривые: зависимости температуры питательной воды от расхода свежего пара, а также возможного минимального давления в регулируемом отборе от расходов пара и отбора и др.

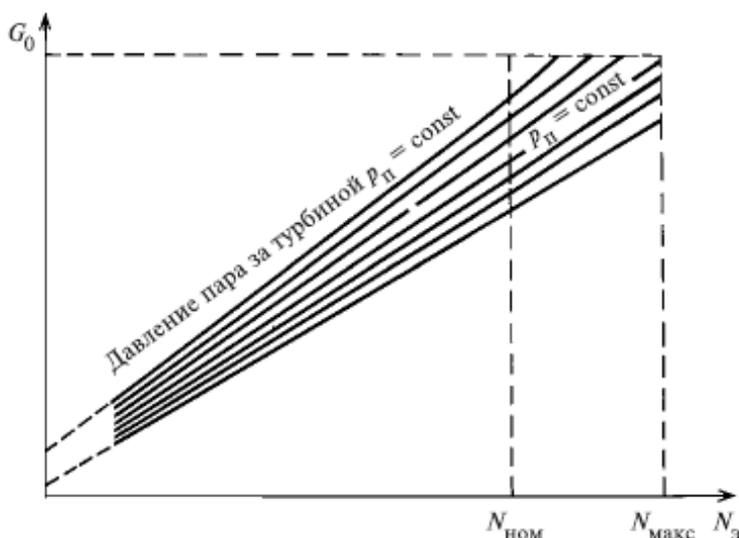
Основная диаграмма может быть выполнена с высокой точностью, поскольку число переменных ограничено. Поправочные кривые выполняют обычно с некоторой погрешностью. Однако погрешность поправочной кривой незначительно увеличивает общую погрешность диаграммы режимов, так как абсолютное значение самих поправок составляет, как правило, несколько процентов общей мощности турбины.

Наличие диаграммы режимов позволяет графически установить связь между параметрами уравнения (5.48) и выделить область возможных режимов работы турбоустановки. Наглядность представления, удобство пользования и достаточная точность определили широкое использование диаграммы режимов при проектировании и эксплуатации тепловых электростанций.

Диаграмма режимов турбины с противодавлением типа P. Диаграмма режимов выражает зависимость расхода свежего пара  $G_0$  от электрической мощности  $N_э$  и противодавления  $p_п$ :

$$G_0 = f(N_э, p_п), \quad (5.49)$$

которая может быть представлена на плоскости в соответствии с имеющимися опытными или расчетными данными. Из трех параметров уравнения (5.49) наименьшее влияние имеет конечное давление пара  $p_п$ , и поэтому диаграмма режимов турбины с противодавлением выполняется (рис. 5.21) в виде сетки кривых  $G_0 = f(N_э)$ , полученных в результате пересечения трехмерной поверхности, описываемой уравнением (5.49), плоскостями  $p_п = const$ .



**Рис. 5.21. Диаграмма режимов турбины с противодавлением**

Диаграмма режимов турбины с одним регулируемым отбором пара. В общем случае диаграмма режимов выражает зависимость между электрической мощностью  $N_э$ , расходами пара на турбину  $G_0$  и в отбор  $G_п$  и давлением пара  $p_п$ , идущего в отбор:

$$G_0 = f(N_э, G_п, p_п). \quad (5.50)$$

Из этого уравнения можно исключить давление отбора  $p_п$ , заменив его влияние поправочными кривыми, которые могут быть выполнены с относительно малой погрешностью. Тогда зависимость (5.50) может быть построена на плоскости в виде серии кривых  $G_0 = f(N_э)$  при  $G_п = const$ .

Рассмотрим пример построения диаграммы режимов турбины с отбором пара приближенным методом, основанным на использовании линеаризованной

зависимости расхода пара на турбину  $G_0$  от мощности  $N_э$  и расхода пара в отбор  $G_{п}$ :

$$\begin{aligned} G_0 &= G_{к.о} + y_{п} G_{п} = G_{к.х} + r_{к} N_э + y_{п} G_{п} = \\ &= G_{к.х} + d_{н} (1 - x) N_э + y_{п} G_{п}, \end{aligned} \quad (5.51)$$

где  $G_{к.о} = G_{к.х} + r_{к} \cdot N_э$  — расход пара на турбину при конденсационном режиме работы без отбора, кг/ч;

$G_{к.х}$  — расход пара при холостом ходе турбины без отбора, кг/ч;

$r_{к} = (G_0 - G_{к.х}) / N_э$  — удельный прирост расхода пара при конденсационном режиме, кг/(кВт·ч);

$y_{п} = (h_{п} - h_{к}) / (h_0 - h_{к})$  — отношение использованных теплоперепадов ЧНД и всей турбины (*коэффициент недовыработки* мощности паром отбора);

$d_{н} = G_{ном} / N_{ном}$  — удельный расход пара при номинальной нагрузке и конденсационном режиме работы, кг/(кВт·ч);

$x = G_{к.х} / G_0$  — *коэффициент холостого хода*.

Основой диаграммы режимов являются граничные линии, построенные для наиболее характерных режимов работы турбины.

Конденсационный режим. Математически зависимость расхода пара от мощности определяется выражением (5.51) при  $G_{п} = 0$ :

$$G_0 = G_{к.о} = G_{к.х} + d_{н} (1 - x) N_э. \quad (5.52)$$

Графически (рис. 5.22) построение линии конденсационного режима производится по двум точкам: точке  $K$ , ордината которой соответствует максимальному расходу пара, идущего в конденсатор, при номинальной электрической мощности  $N_{ном}$ , и точке  $O_1$ , определяющей расход пара на турбину  $G_{к.х}$  при нулевой мощности (холостом ходе). На оси абсцисс линия конденсационного режима, проходящая через точки  $K$  и  $O_1$ , отсекает отрезок  $OO_2$ , условно определяющий потери мощности турбины  $\Delta N_{х.х}$  на преодоление сопротивления холостого хода.

В действительности зависимость  $G_0 = f(N_э)$  при конденсационном режиме отличается от прямолинейной и имеет более сложный вид, определяемый системой парораспределения, характерами изменения внутреннего относительного КПД, температуры отработавшего в ЧВД пара и т.п.

Режим работы турбины с противодавлением.

Изменение расхода пара на турбину определяется выражением (5.51) при  $G_{к} = 0$  и  $G_0 = G_{п}$ :

$$\begin{aligned} G_0 &= G_{о.п} = G_{п} = G_{кх} + d_{н} (1 - x) N_э + y_{п} G_0, \\ G_0 &= \frac{G_{к.х}}{1 - y_{п}} + \frac{d_{н} (1 - x)}{1 - y_{п}} N_э = G_{пх} + r_{п} N_э, \end{aligned} \quad (5.53)$$

где  $G_{п.х} = G_{к.х} / (1 - y_{п})$  — расход пара на холостой ход при режиме с противодавлением, кг/с;

$r_{п} = r_{к} (1 - y_{п})$  — удельный прирост расхода пара при работе турбины с противодавлением, кг/(кВт·ч).

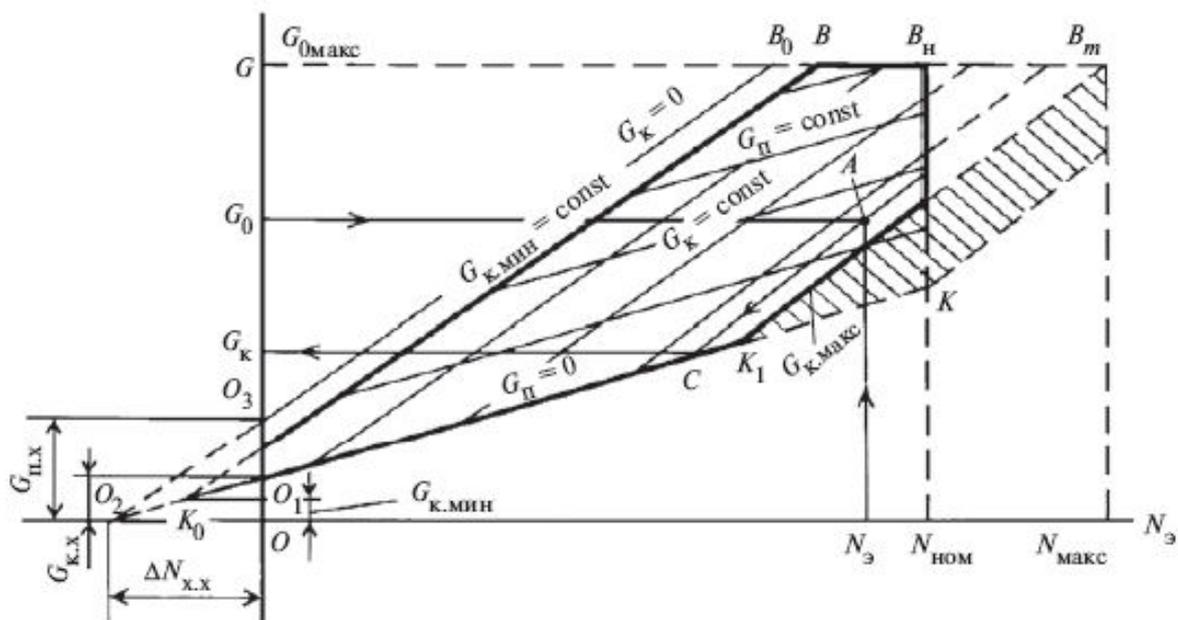


Рис. 5.22. Диаграмма режимов турбины с одним регулируемым отбором пара

Так как коэффициент недовыработки  $y_n$  всегда меньше единицы, расход пара на холостой ход и удельный прирост расхода пара при работе турбины с противодавлением выше, чем при конденсационном режиме, в  $(1 - y_n)^{-1}$  раз:  $G_{п.х} > G_{к.х}$ ,  $r_p > r_k$ .

Это объясняется значительно меньшим теплоперепадом в турбине до отбора по сравнению с полным теплоперепадом до конденсатора и, соответственно, бóльшим удельным расходом пара.

Приблизительная зависимость расхода пара от мощности в случае, когда весь пар после ЧВД поступает в отбор, в диаграмме режимов (рис. 5.22) изображается прямой линией, проходящей через точку  $O_2$ , характеризующую потерю мощности на холостом ходе, и точку  $O_3$ , в которой  $G_0 = G_{п.х}$ .

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  $G_{к.мин}$ , который определяется условиями надежной работы элементов ЧНД турбины (5÷10 % расхода пара на турбину). В качестве линии режимов работы турбины с противодавлением и минимальным расходом пара в конденсатор, удовлетворяющей уравнению (5.52), следует рассматривать прямую  $K_0B$ , параллельную  $O_2B_0$  и расположенную ниже нее. Ордината точки  $K_0$  характеризует минимальный расход пара в конденсатор  $G_{к.мин}$ .

Режим работы с постоянным отбором пара ( $G_{п} = const$ ).  
Характеристики турбины с постоянным отбором пара строят по уравнению (5.51). Из сравнения (5.51) и (5.52) легко установить, что характеристики конденсационного режима и режима работы с постоянным отбором отличаются друг от друга на постоянную величину ( $y_n \cdot G_{п}$ ). Следовательно, на диаграмме

режимов линии, изображающие режим  $G_{\text{п}} = \text{const}$ , будут располагаться параллельно линии конденсационного режима.

Левой границей характеристик турбины при  $G_{\text{п}} = \text{const}$  служит линия работы турбины с противодавлением, на которой  $G_{\text{п}} = G_{\text{к.мин}}$  (при отсутствии нерегулируемых отборов пара), а правой — линия  $KB_{\text{н}}$  постоянной номинальной мощности турбины  $N_{\text{ном}}$ . Верхняя часть диаграммы режимов ограничивается отрезком  $BB_{\text{н}}$  на линии максимального расхода пара через турбину  $G_{0 \text{ макс}} = \text{const}$  между линиями  $G_{\text{к.мин}} = \text{const}$  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 В пересечения линий  $G_{\text{к.мин}} = \text{const}$  и  $G_{0 \text{ макс}} = \text{const}$ .

Кроме обязательного семейства линий, определяющих зависимость мощности турбины от расхода пара при различных значениях отборов  $G_{\text{п}} = \text{const}$ , диаграмма режимов имеет сетку линий  $G_{\text{к}} = \text{const}$  при постоянных расходах пара в конденсатор (ЧНД). Линии  $G_{\text{к}} = \text{const}$  представляют собой прямые, параллельные характеристике режима работы турбины с противодавлением  $G_{\text{к.мин}} = \text{const}$ . Из этого семейства линий существенное значение имеет линия  $G_{\text{к.макс}} = \text{const}$ , 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  $G_{\text{п}} = 0$  достигает линии  $N_{\text{ном}} = \text{const}$  в точке К 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 К пересечения линий  $G_{\text{п}} = 0$  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  $B_m$  пересечения линий  $G_{0 \text{ макс}} = \text{const}$  и  $G_{\text{к.макс}} = \text{const}$ . Максимальная мощность турбины регламентирована [1] в размере до 20 % выше номинальной. Если принять, что расход пара через ЧНД не должен превышать максимальный, то из диаграммы (см.рис. 5.18) видно, что при конденсационном режиме ( $G_{\text{п}} = 0$ ) мощность турбины (точка  $K_1$ ) будет меньше максимальной. Такое ограничение мощности турбины с регулируемым отбором пара при работе на конденсационном режиме является неоправданным. Номинальную мощность при конденсационном режиме можно получить за счет увеличения расхода пара через ЧНД, что обеспечивается повышением давления пара перед ЧНД. Режимы с расходами пара через ЧНД, превышающими ее пропускную способность при полностью открытых регулирующих органах ЧНД и номинальном давлении пара в регулируемом отборе, в диаграмме

режимов выделяются в область повышенного давления в регулируемом отборе, которая на рис. 5.22 заштрихована.

Диаграмма режимов позволяет по двум заданным членам выражения (5.47) найти третий. Определение расхода отбираемого пара  $G_{\text{п}}$  при известных мощности турбины  $N_3$  и расходе пара  $G_0$  происходит следующим образом. По  $N_3$  и  $G_0$  находят точку  $A$ , характеризующую заданный режим работы турбины (рис. 5.22). 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  $G_{\text{п}} = G_0 - G_{\text{к}}$ .

Расход свежего пара  $G_0$  при известных мощности турбины  $N_3$  и расходе отбираемого пара  $G_{\text{п}}$  определяется ординатой точки пересечения линий  $N_3 = \text{const}$  и  $G_{\text{п}} = \text{const}$ .

Мощность турбины  $N_3$  при известных расходах свежего  $G_0$  и отбираемого  $G_{\text{п}}$  пара определяется абсциссой точки пересечения линий  $G_0 = \text{const}$  и  $G_{\text{п}} = \text{const}$ .

#### 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:

$$G_0 = f(N_3, G_{\text{п}}, G_{\text{т}}). \quad (5.54)$$

Влияние остальных параметров уравнения (5.48) учитывается поправочными кривыми.

При построении диаграммы режимов турбины с двумя регулируемыми отборами пара условно она заменяется фиктивной турбиной с одним верхним отбором пара. Теплофикационный отбор принимается равным нулю, а пар направляется в ЧНД турбины и производит там дополнительную мощность

$$\Delta N_{\text{т}} = G_{\text{т}} H_i'' \eta_{\text{м}} \eta_{\text{э.г}} = k \cdot G_{\text{т}}, \quad (5.55)$$

где  $H_i''$  — использованный теплоперепад ЧНД;  $k$  — коэффициент пропорциональности.

С учетом (5.55) выражение (5.54) можно привести к виду

$$N_3 = N_{\text{э.усл}} - \Delta N_{\text{т}} = f(G_0, G_{\text{п}}) - G_{\text{т}} H_i'' \eta_{\text{м}} \eta_{\text{э.г}}, \quad (5.56)$$

где  $N_{\text{э.усл}} = f(G_0, G_{\text{п}})$  — мощность, развиваемая условной турбиной при нулевом теплофикационном отборе.

Диаграмма режимов, отвечающая выражению (5.56), может быть выполнена на плоскости в двух квадрантах следующим образом (рис. 5.23). В верхнем квадранте строится зависимость  $G_0 = f(N_{\text{э.усл}}, G_{\text{п}})$ , которая выражает диаграмму режимов условной турбины при работе с нулевым расходом пара в отопительный отбор. Её построение выполняется так же, как и для турбины с одним отбором пара (см. рис. 5.23). Нижней границей этой диаграммы служит линия производственного отбора  $G_{\text{п}} = 0$ . Сверху диаграмма ограничена линиями максимальных расходов пара на турбину  $G_{0\text{макс}} = \text{const}$  и в производственный

отбор  $G_{п.макс} = const$ , а также линией  $G_{чсд}$ , характеризующей количество пара, входящее в ЧСД.

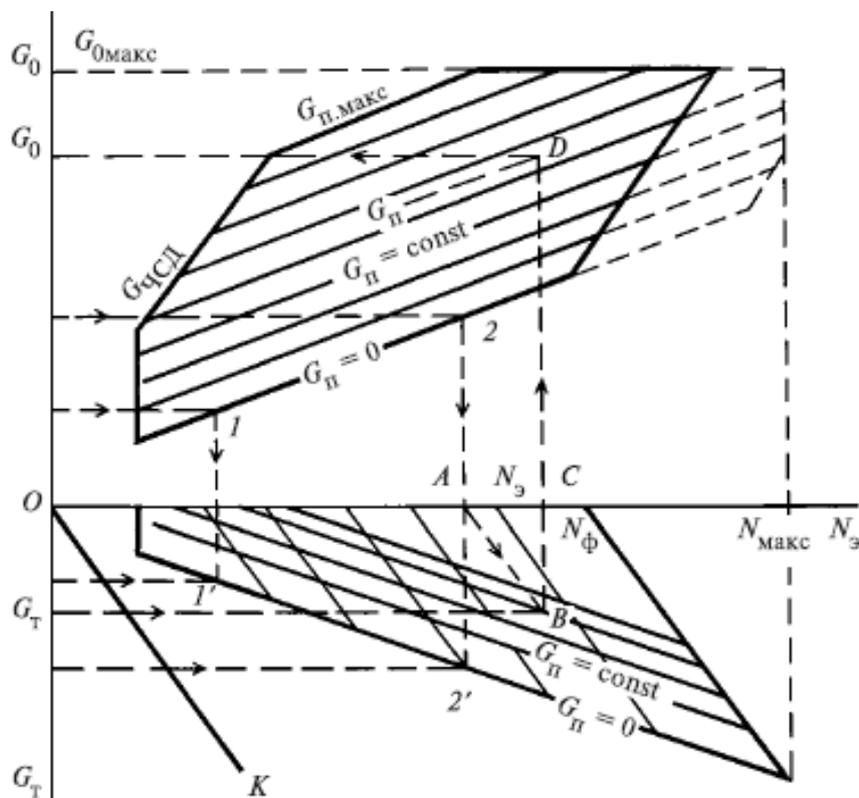


Рис. 5.23. Диаграмма режимов турбины с двумя регулируемыми отборами пара

В нижнем квадранте по (5.55) строится линия  $OK$ , связывающая нижний отопительный отбор  $G_T$  с дополнительной мощностью  $\Delta N_T$ , и наносится сетка параллельных ей прямых. Кроме того, здесь же наносятся ограничительные линии  $G_{п} = const$  для теплофикационного отбора. Они изображают максимально возможный расход производственного отбора  $G_{п.макс}$ , который определяется из общего парового баланса турбины при условии, чтобы расход пара на выходе из ЧСД не превышал расход теплофикационного отбора на значение, требуемое для охлаждения ступеней ЧНД:

$$G_{т.макс} = G_{0\ макс} - G_{п} - G_{к.мин}. \quad (5.57)$$

Построение этих ограничительных линий выполняют следующим образом: из произвольно выбранных точек  $1$  и  $2$  для одного и того же значения  $G_{п} = const$  проводят линии вертикально вниз. Точки  $1'$  и  $2'$  пересечения этих линий со значениями  $G_{т.макс}$ , подсчитанными по формуле (5.57), соединяют для одного значения  $G_{п} = const$  прямой, которая является границей возможных режимов. Снизу от неё работа турбины недопустима из-за  $G_T > G_{т.макс}$ .

Пользуясь такой диаграммой (см. рис. 5.23), можно для турбины с двумя регулируемыми отборами пара по трем известным величинам уравнения (5.54) найти четвертую. Пусть, например, заданы  $N_3$ ,  $G_{п}$ ,  $G_T$ . Требуется найти  $G_0$ . Сначала по  $N_3$  и  $G_T$  находят  $N_{ф}$ : из точки  $A$  заданной мощности  $N_3$  проводят прямую  $AB$ , параллельную  $OK$ , до пересечения с горизонтальной линией

постоянного расхода  $G_T = const$ . Отрезок  $AC$  изображает дополнительную мощность, выработанную ЧНД за счет дополнительного пропуска пара в количестве  $G_T$ .

Фиктивная мощность турбины  $N_\phi$  определяется в точке  $C$ . Пользуясь верхней частью диаграммы режимов, по  $N_\phi$  определяют искомый расход пара на турбину  $G_0$  как ординату точки  $D$  пересечения линий  $N_\phi = const$  и  $G_T = const$ .

Диаграмма режимов турбины с двумя отопительными отборами пара.  
 Диаграмма выражает зависимость между мощностью турбины  $N_\phi$ , тепловой нагрузкой  $Q_T$ , расходом пара на турбину  $G_0$ , температурой сетевой воды  $t_{2c}$ , идущей потребителю:

$$F(N_\phi, Q_T, G_0, t_{2c}) = 0. \quad (5.58)$$

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  $N_{\phi T}$  и конденсационного  $N_{\phi K}$  потоков. С учетом этого зависимость (5.58) можно представить в следующем виде:

$$G_0 = f_2(N_{\phi T}, t_{2c}) + f_3(N_{\phi K}). \quad (5.59)$$

Диаграмму режимов строят в трех квадрантах (рис. 5.24). В первом (левом верхнем) изображают зависимость расхода пара на турбину от тепловой нагрузки при работе по тепловому графику  $G_{0T} = f_1(Q_T, t_{2c})$ . Во втором (правом верхнем) квадранте представляют зависимость расхода пара на турбину от её мощности при различных значениях  $t_{2c}$  и работе по тепловому графику  $G_{0T} = f_2(N_{\phi T}, t_{2c})$ .

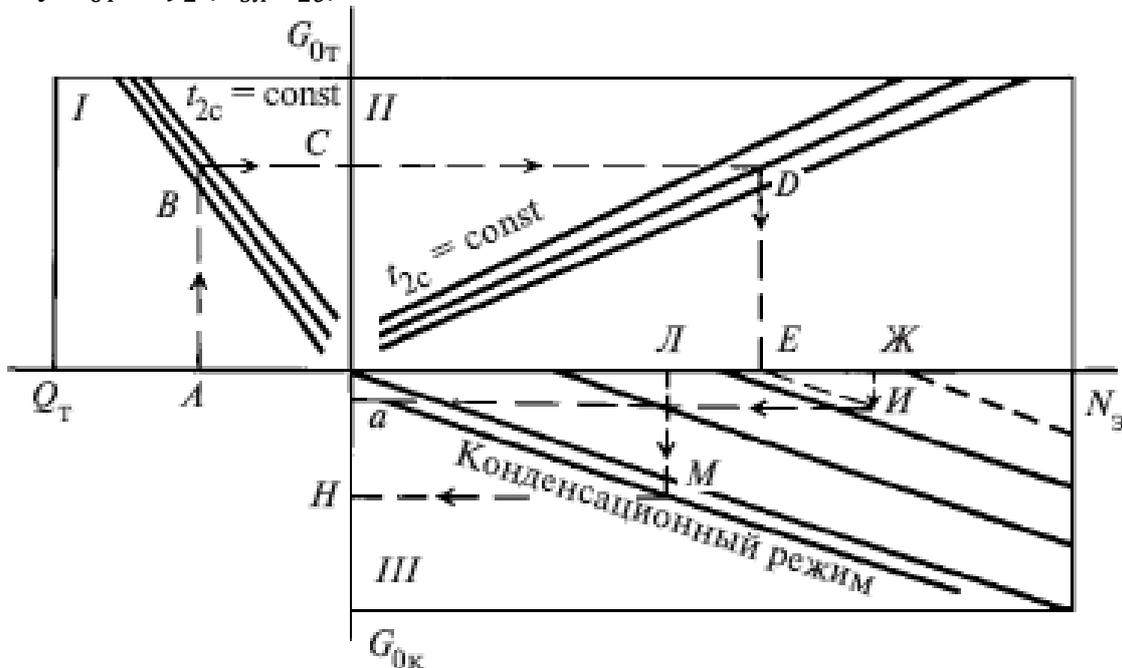


Рис. 5.24. Диаграмма режимов турбины с двумя отопительными отборами пара

Третий (нижний) квадрант характеризует работу турбины по электрическому графику и выражает зависимость конденсационного расхода пара от

мощности, вырабатываемой этим потоком  $G_{0к} = f_3(N_{э.к})$ . Общий расход пара на турбину в соответствии с (5.59) находят суммированием расходов пара, полученных во втором и третьем квадрантах. В третьем квадранте наносят также линию чисто конденсационного режима турбины без тепловой нагрузки (линия  $a$ ), которая лежит ниже линий  $G_{0к} = f_3(N_{э.к})$ .

Приведем примеры использования диаграммы режимов турбины с двумя отопительными отборами пара:

1) определение мощности турбины и расхода пара при работе турбины по тепловому графику и при известных тепловой нагрузке  $Q_T$  и температуре сетевой воды  $t_{2с}$ .

По заданным значениям  $Q_T$  и  $t_{2с}$  проводят в квадрантах  $I$  и  $II$  ломаную  $ABCDE$  (см.рис. 5.24). В квадранте  $I$  в точке  $C$  находят расход пара  $G_{0т}$ , а в квадранте  $II$  в точке  $E$  — мощность турбины  $N_{эл}$ ;

2) определение расхода пара на турбину, работающую по конденсационному режиму, при известных тепловой нагрузке  $Q_T$ , мощности  $N_э$  и температуре сетевой воды  $t_{2с}$ .

По заданным значениям  $Q_T$  и  $t_{2с}$  аналогично предыдущей задаче определяют мощность  $N_э$ , вырабатываемую теплофикационным потоком пара. Разность между заданной мощностью  $N_э$  и найденным значением  $N_{э.т}$ , определяет мощность  $N_{э.к}$ , развиваемую конденсационным потоком пара. Ей соответствует отрезок  $EЖ$  на рис. 5.24. Тогда, проводя из точки  $E$  линию, эквидистантную зависимости  $G_{0к} = f_3(N_{э.к})$ , в точке  $И$  её пересечения с линией  $N_э = const$  находят расход конденсационного потока пара (ордината точки  $И$  в квадранте  $III$  на рис. 5.24). Расход пара на турбину определяют суммированием значений  $G_{0к}$  и  $G_{0т}$ ;

3) определение расхода пара на турбину при работе её на чисто конденсационном режиме по заданной мощности  $N_э$ .

В квадранте  $III$  по известной мощности  $N_э$  и кривой  $a$  определяют искомое значение расхода пара  $G_{0к}$  (линия  $ЛМН$ ).

### Контрольные вопросы и примеры к теме 5

1. Что называют нерасчетным режимом работы паровой турбины?
2. Какими являются характеристики переменного режима по числу определяющих параметров?
3. Применительно к отсеку турбины, какие критерии Маха являются основными?
4. Какие характеристики в терминах теории подобия являются основными для отсека турбины?
5. Как изменится тепловой процесс ступени при изменении ( $a$  – уменьшении,  $b$  – увеличении) ее теплоперепада?
6. От каких величин зависит влияние изменения режима работы ступени на ее экономичность?
7. Как изменяется тепловой процесс в ступенях стационарной паровой турбины при изменении расхода пара?

8. Как изменяется давление пара во всех предыдущих ступенях, пока в ступени сохраняются ( $a$  – критические,  $b$  – докритические) скорости?
9. Как изменяются теплоперепады промежуточных ступеней, после которых имеются ступени, работающие с ( $a$  – критическими,  $b$  – докритическими) скоростями?
10. Какие способы парораспределения применяют в паровых турбинах?
11. Чем отличается обводное наружное парораспределение и внутренний обвод?
12. От каких показателей зависит относительный внутренний КПД турбины с дроссельным парораспределением?
13. Чем определяется коэффициент дросселирования?
14. Какие потоки различают при сопловом парораспределении?
15. Что показывают диаграммы  $p-G$  и  $G-G$  при определении давлений в камере регулирующей ступени?
16. За какими величинами надо строго следить при расчете и эксплуатации обводного парораспределения и почему?
17. Что произойдет при увеличении начального давления пара при полностью открытых клапанах (с одним полностью открытым регулирующим клапаном)?
18. Как влияет начальное давление пара на мощность и режимы работы ступеней паровой турбины при ( $a$  – дроссельном парораспределении,  $b$  – сопловом парораспределении)?
19. Какие явления вызывает повышение температуры свежего пара?
20. К чему приведет изменение температуры пара после промежуточного перегрева?
21. Что такое предельный и экономический вакуум?
22. Насколько в среднем наблюдается прирост мощности конденсационной турбины при уменьшении давления в конденсаторе на 1 кПа?
23. К чему приведет понижение конечного давления пара по сравнению с расчетным в ( $a$  – конденсационных турбинах,  $b$  – турбинах с противодавлением)?
24. Что в общем случае называют диаграммой режимов работы паровой турбины?
25. Какие самостоятельные графики входят в диаграмму режимов?
26. Что выражает диаграмма режимов ( $a$  – турбины с противодавлением,  $b$  – турбины с одним регулируемым отбором пара,  $v$  – турбины с двумя регулируемым отборами пара,  $z$  – турбины с двумя отопительными отборами пара)?
27. Что такое коэффициент недовыработки мощности паром отбора?
28. Что такое коэффициент холостого хода?
29. Для каких наиболее характерных режимов работы турбины выполнены диаграммы режимов работы турбины с одним регулируемым отбором пара?

30. Наиболее характерные примеры использования диаграммы режимов турбины с двумя отопительными отборами пара?

**Пример 5.1.** Рассчитать и построить расходные характеристики для промежуточной активной и реактивной ступеней.

*Дано:* В табл. П.5.1 приведены ориентировочные значения  $\epsilon_{кр}^{ст}$  для ступеней перегретого пара. В табл. П.5.2 представлены расчетные параметры промежуточных ступеней – средних для ЧВД турбин мощностью 300 МВт (типа К-300-23,5). Сравнимые ступени имеют одинаковые средние диаметры (скорости на среднем диаметре), параметры на входе, расходы пара, но различные теплоперепады, давления за ступенью и степени реактивности. Для каждой ступени выбраны оптимальные значения  $u/c_\phi$ .

**Таблица П.5.1. Ориентировочные значения  $\epsilon_{кр}^{ст}$  (для ступеней перегретого пара)**

Показатель	Значение				
$\rho_0$	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5
$\epsilon_{кр}^{ст}$	0,51	0,46	0,41	0,35	0,27

**Таблица П.5.2. Расчетные характеристики сравниваемых активной и реактивной ступеней**

Ступень	$G_0$ , кг/с	$p_{00}$ , МПа	$t_{00}$ , °С	$p_{20}$ , МПа	$\rho_0$	$u$ , м/с	$H_{00}$ , кДж/кг	$u/c_\phi$
Активная	240	9,3	420	8,0	0,2	137	33,5	0,529
Реактивная	240	9,3	420	8,3	0,5	137	20,1	0,683

*Решение:* В соответствии с рекомендованными в табл.П.5.1 принимаем критические отношения давлений  $(\epsilon_{кр}^{ст})^a = 0,46$  – для активной ступени;  $(\epsilon_{кр}^{ст})^p = 0,27$  – для реактивной ступени. Подставляя соответствующие значения расчетных параметров, приведенные в табл. П.5.2, получаем расходные характеристики:

*- для активной ступени*

$$\frac{G}{G_0} = \frac{p_0}{p_{00}} \sqrt{\frac{T_{00}}{T_0}} G_{\Pi} = \frac{p_0}{p_{00}} \sqrt{\frac{T_{00}}{T_0}} \times \sqrt{\frac{0,08+0,92(p_2/p_0)-(p_2/p_0)^2}{0,1314}} \text{ при } 0,46 \leq p_2/p_0 \leq 1;$$

$$\frac{G}{G_0} = \frac{p_0}{p_{00}} \sqrt{\frac{T_{00}}{T_0}} G_{\Pi} = 1,490 \frac{p_0}{p_{00}} \sqrt{\frac{T_{00}}{T_0}} \text{ при } 0 \leq p_2/p_0 \leq 0,46;$$

*- для реактивной ступени*

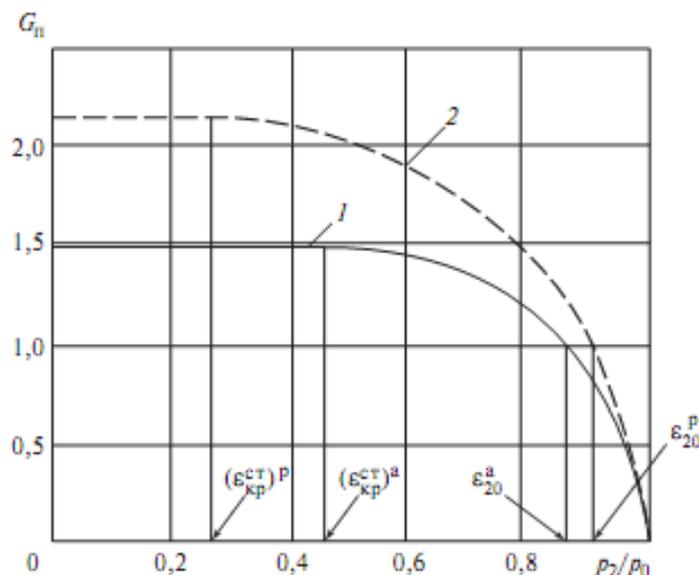
$$\frac{G}{G_0} = \frac{p_0}{p_{00}} \sqrt{\frac{T_{00}}{T_0}} G_{\Pi} = \frac{p_0}{p_{00}} \sqrt{\frac{T_{00}}{T_0}} \times \sqrt{\frac{0,46+0,54(p_2/p_0)-(p_2/p_0)^2}{0,1179}} \text{ при } 0,27 \leq p_2/p_0 \leq 1;$$

$$\frac{G}{G_0} = \frac{p_0}{p_{00}} \sqrt{\frac{T_{00}}{T_0}} G_{\Pi} = 2,126 \frac{p_0}{p_{00}} \sqrt{\frac{T_{00}}{T_0}} \text{ при } 0 \leq p_2/p_0 \leq 0,27.$$

Рассчитанные по приведенным зависимостям характеристики  $G_{\Pi}$  в функции от  $p_2/p_0$  представлены на рис. П.5.1.

**Пример 5.2.** Рассмотреть изменения отношений давлений для первой и последней степеней отсека паровой турбины.

*Дано:* относительный расход — параметр  $q = 0,5$ ; давления:  $p_{00} = 6$  МПа;  $p_z = p_{z0} = 0,7$  МПа; расчетные отношения давлений для первой ступени  $p_{II0}/p_{I0} = 0,8$ , для последней  $p_{II0}/p_{I0} = 0,5$  — последняя ступень в расчетном режиме работает при околоскритическом расходе пара.



**Рис. П.5.1.** Расходные характеристики промежуточных ступеней:

1 – активная ступень при  $\rho_0 = 0,2$ ; 2 – реактивная ступень при  $\rho_0 = 0,5$

*Решение:* Для первой ступени имеем:  $p_{I0} = p_{00} = 6$  МПа,  $p_{II0} = p_{00} \frac{p_{II0}}{p_{I0}} = 0,8 \cdot p_{00} = 4,8$  МПа. Подставляя это значение в формулу (5.21), имеем

$$\frac{p_{II}}{p_I} = \sqrt{\frac{0,25(4,8^2 - 0,7^2) + 0,7^2}{0,25(6^2 - 0,7^2) + 0,7^2}} = 0,802.$$

Изменение по сравнению с расчетным значением 0,8 незначительное. Для последней ступени имеем:

$$p_{I0} = p_{II0} \times 2 = 0,7 \times 2 = 1,4 \text{ МПа};$$

$$p_{II0} = p_{z0} = 0,7 \text{ МПа}.$$

Подставляя найденные значения в (5.21), получаем:

$$\frac{p_{II}}{p_I} = \sqrt{\frac{0,7^2}{0,25(1,4^2 - 0,7^2) + 0,7^2}} = 0,756.$$

Полученное отношение существенно отличается от расчетного значения, равного 0,5. Последняя ступень имеет при половинном расходе пара докритические условия истечения:

$$\frac{p_{II}}{p_I} = 0,75 > \varepsilon_{кр}^{ст} \approx 0,5.$$

**Пример 5.3.** Определить изменение расхода пара при дроссельном парораспределении.

Дано: Пар дросселируется в турбине АЭС от  $p_{00} = 6$  МПа до  $p_0 = 3$  МПа, температура пара понижается от  $t_{00} = 275,6$  °С до  $t_0 = 233,8$  °С, степень сухости пара уменьшается от  $x_{00} = 0,99$  до  $x_0 = 0,984$ .

Решение: Изменение расхода пара определяем по формуле (5.11):

$$\frac{G}{G_0} = \frac{p_0}{p_{00}} \cdot \sqrt{\frac{T_{00} \cdot x_{00}}{T_0 \cdot x_0}} = 0,5 \cdot \sqrt{\frac{(275,6+273,2) \cdot 0,99}{(233,8+273,2) \cdot 0,984}} = 0,52.$$

Таким образом, поправочный множитель дает увеличение расхода пара на 4 %.

**Пример 5.4.** Определить изменение мощности конденсационной турбины без промперегрева при повышении начальной температуры пара на 10 °С для случая постоянного открытия регулирующих клапанов. Примем коэффициент, учитывающий влияние температуры свежего пара на внутренний относительный КПД турбины,  $\gamma_t = 0,0003$ .

Дано: Начальные параметры пара  $p_0 = 12,7$  МПа,  $t_0 = 565$  °С,  $\eta_{oi} = 0,85$ .

Решение: Определяем изменение мощности по формуле для конденсационной турбины при постоянном открытии регулирующих клапанов (5.44):

$$\frac{\Delta N_i}{N_i} = \left( \frac{\alpha_t}{H_0} + \frac{\gamma_t}{\eta_{oi}} + \frac{\delta_t}{G} \right) \Delta t_0 = \left[ \frac{1}{(565+273)} + \frac{0,0003}{0,85} - \frac{1}{2 \cdot (565+273)} \right] \cdot 10 = 0,012 + 0,0035 - 0,006 = 0,0095.$$

Таким образом, мощность увеличилась на 0,95 %, т.е. примерно на 1 %. Длительная работа паровой турбины с такой повышенной мощностью не допускается. Снижение температуры достигается регулировкой режима работы котла.

**Пример 5.5.** Рассчитать переменные режимы работы паровой турбины с противодавлением и дроссельным парораспределением.

Дано: Параметры свежего пара:  $p_{00} = 12,7$  МПа,  $t_{00} = 565$  °С,  $h_0 = 3516$  кДж/кг, давление отработавшего пара в выходном патрубке  $p_z = 2,3$  МПа, давление перед последней ступенью при расчетном расходе пара  $p_{z0} = 2,9$  МПа. Критическое давление для последней ступени  $p_{z\text{кр}} = 1,61$  МПа, отношение давлений для всей проточной части  $\varepsilon_{\text{кр}}^{\text{гр}} = \frac{1,61}{12,7} = 0,1265$ .

Решение: Поскольку противодавление в турбине и отношение  $\varepsilon_{\text{кр}}^{\text{гр}} \leq \left( \frac{2,3}{12,3} = 0,1870 \right) \leq 1$  велики, при определении давления за дроссельным клапаном будем пользоваться уточненной формулой (6.17) из учебника [9]:

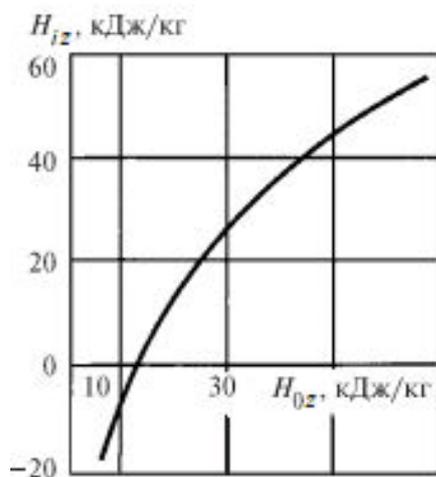
$$G_{\text{п}} = \sqrt{\frac{1 - (p_z/p_0)^2 - 2\varepsilon_{\text{кр}}^{\text{гр}}(1 - p_z/p_0)}{1 - (p_{z0}/p_{00})^2 - 2\varepsilon_{\text{кр}}^{\text{гр}}(1 - p_{z0}/p_{00})}}.$$

Критическое отношение давлений для последней ступени при нулевой степени реактивности составляет 0,546. Следовательно, зависимость относительного расхода пара  $q$  от давления перед ступенью нужно находить по (6.12) [9]:

$$G_{\Pi} = \frac{1 - \varepsilon_{кр}^{ст}}{\left[1 - (p_{20}/p_{00})^2 - 2\varepsilon_{кр}^{гп}(1 - p_{20}/p_{00})\right]^{\frac{1}{2}}}$$

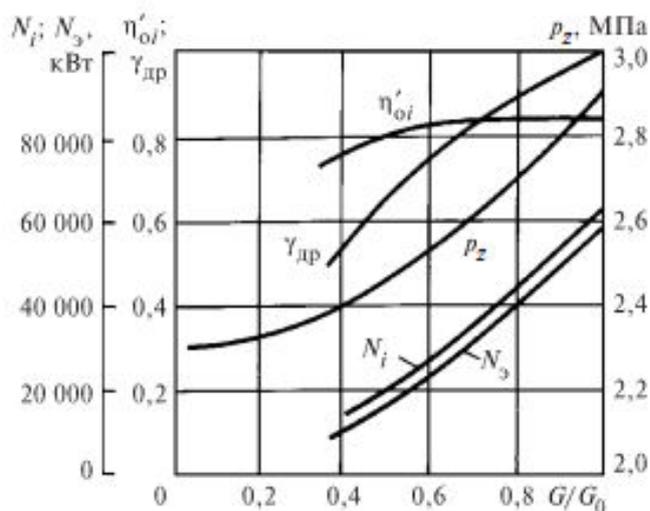
Из этой зависимости определяют давление перед последней ступенью для каждого расхода пара, по найденному давлению в  $h, s$ -диаграмме находят располагаемый теплоперепад ступени  $H_{0z}$ , по теплоперепаду (при  $n = const$ ) — отношение  $w/c_{\phi}$ , экономичность ступени и соответствующий использованный теплоперепад  $H_{iz}$ .

Считая, что внутренний КПД ступеней турбины, за исключением последней, сохраняется постоянным, равным 0,82, и, имея зависимость использованного теплоперепада  $H_{iz}$  от располагаемого теплоперепада последней ступени  $H_{0z}$  (рис. П.5.2), нетрудно определить внутреннюю мощность турбины при различных расходах пара.



**Рис. П.5.2. Изменение использованного теплоперепада последней ступени турбины с противодавлением в зависимости от ее располагаемого теплоперепада (к примеру расчета)**

Основные результаты расчета приведены в табл. П.5.3 и показаны в виде кривых на рис. П.5.3.



**Рис. П.5.3. Результаты расчета переменного режима работы турбины с противодавлением и дроссельным парораспределением**

**Таблица П.5.3. Пример расчета переменных режимов работы турбины с противодавлением и дроссельным парораспределением**

Показатель	Относительный расход пара через турбину $G/G_0$						
	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
Абсолютный расход пара $G$ , кг/с	58,8	73,5	88,2	102,9	117,6	132,3	147,0
Давление за дроссельным клапаном $p_0$ , МПа	5,30	6,48	7,72	8,98	10,25	11,42	12,70
Располагаемый теплоперепад всей проточной части $H_0''$ , кДж/кг	275	332	374	420	452	482	506
Коэффициент дросселирования $\gamma_{др}$	0,544	0,656	0,719	0,830	0,893	0,951	1,000
Давление перед последней ступенью $p_{0z}$ , МПа	2,40	2,46	2,52	2,61	2,70	2,79	2,90
Теплоперепад проточной части $H_0''$ до давления перед последней ступенью, кДж/кг	264	317	352	387	412	430	446
Использованный теплоперепад проточной части без последней ступени $H_i''$ , кДж/кг	215	260	289	317	338	353	366
Располагаемый теплоперепад последней ступени $H_{0z}$ , кДж/кг	11	16	22	33	40	52	60
Использованный теплоперепад последней ступени $H_{iz}$ , кДж/кг	-5	4	14	28	36	46	52
Использованный теплоперепад всей турбины $H_{0z}$ , кДж/кг	211	264	303	345	374	399	418
Коэффициент полезного действия проточной части $\eta'_{oi}$	0,765	0,793	0,810	0,821	0,827	0,827	0,826
Внутренняя мощность турбины $N_i$ , кВт	12400	19400	26730	35500	44000	52800	61450
Механические потери $\Delta N_m$ , кВт	700	700	700	700	700	700	700
Потери в электрическом генераторе, $\Delta N_{э.г.}$ , кВт	770	800	860	970	1045	1230	1540
Электрическая мощность $N_э$ , кВт	10930	17900	25170	33930	42255	50870	59210

## ТЕМА 6. РЕЖИМЫ РАБОТЫ ПАРОТУРБИННОЙ УСТАНОВКИ С УДАЛЕННЫМИ СТУПЕНЯМИ

### 6.1. Аварийные режимы работы паротурбинной установки

Аварийные режимы работы турбины характеризуются опасным изменением состояния турбоагрегата и возникновением ситуаций, которые могут привести к повреждению отдельных элементов турбинной установки. При возникновении аварийного режима турбина останавливается или незамедлительно выполняются операции по предупреждению опасного развития ситуации.

Особую опасность представляют случаи разгона турбины, когда резко (пропорционально квадрату скорости вращения) возрастают напряжения от центробежных сил в деталях ротора, а также ситуации, при которых могут возникнуть повреждения элементов турбины и сильные задевания в проточной части. Причинами таких повреждений могут быть гидравлические удары в турбине, а также аварийные режимы, характеризующиеся внезапным появлением сильной вибрации, недопустимыми величинами осевого сдвига и относительного изменения длины ротора, прослушиванием ударов в проточной части. В этих случаях требуется немедленный останов турбины с ускоренным торможением ротора, что достигается за счет срыва вакуума в конденсаторе. Останов со срывом вакуума необходим также при аварийном нарушении режима работы системы смазки, когда появляется опасность возникновения сухого трения вала в подшипниках и их выплавления.

Необходимость срыва вакуума при останове турбины определяется местной инструкцией в соответствии с указанием завода-изготовителя. Обычно аварийный останов со срывом вакуума производится в следующих оговоренных ПТЭ [11] случаях:

- 1) при повышении скорости вращения ротора турбины сверх предела (сверх уставки срабатывания автомата безопасности);
- 2) при недопустимых осевом сдвиге и относительном изменении длины ротора;
- 3) недопустимого изменения положения роторов относительно цилиндров;
- 4) при недопустимом (до третьего предела) снижении давления масла в системе смазки или уровня в масляном баке, а также при недопустимом повышении температуры масла на сливе из любого подшипника, подшипников уплотнений вала генератора, любой колодки упорного подшипника турбоагрегата, (до 75 °С);
- 5) при внезапном появлении сильной вибрации турбоагрегата;

б) при слышимых металлических звуках и необычных шумах внутри турбины;

7) воспламенении масла и водорода на турбоагрегате и невозможности немедленно ликвидировать пожар имеющимися средствами;

8) при появлении искр или дыма из подшипников и концевых уплотнений турбины или генератора, а также недопустимого понижения перепада давлений «масло-водород» в системе уплотнений вала турбогенератора;

9) отключения всех масляных насосов системы водородного охлаждения турбогенератора (для безынжекторных схем маслоснабжения уплотнений);

10) отключения турбогенератора из-за внутреннего повреждения;

11) недопустимого повышения давления в конденсаторе;

12) при появлении признаков гидравлического удара в турбине (признаками гидравлического удара являются резкое снижение температуры свежего пара, появление влажного пара из фланцев регулирующих клапанов, металлический шум и удары в турбине, а также гидравлические удары в паропроводах свежего пара и линии промперегрева);

13) недопустимого снижения расхода или полного прекращения протока охлаждающей воды на газоохладители и через статор турбогенератора;

14) исчезновения напряжения на устройствах дистанционного и автоматического управления или на всех КИП.

Заброс воды в турбину может также произойти по паропроводу отбора в случае разрыва трубок, переполнения корпуса подогревателя и неполного закрытия обратного клапана на паропроводе. При этом возникают гидравлические удары в паропроводе отбора и происходит резкое снижение температуры нижней части цилиндра и его коробление. При забросе воды в турбину может произойти резкое увеличение осевого усилия и выплавление упорного подшипника с последующим осевым сдвигом. Поэтому при наличии хотя бы одного признака заброса воды турбина должна быть экстренно остановлена и тщательно прослушана. Если при выбеге ротора будут слышны задевания в проточной части, турбину следует вывести в ремонт.

Аварийный останов турбины без срыва вакуума производится в случаях, когда для предупреждения опасного развития ситуации достаточно прекратить подачу пара в турбину и отключить генератор, а именно:

- при аварийном изменении параметров свежего пара и пара промперегрева;

- при недопустимом ухудшении вакуума;

- при перегрузке последней ступени турбины с противодавлением;

- при внезапном падении давления водорода, если нельзя быстро ликвидировать утечку;

- при уменьшении перепада давления «масло-водород» в системе уплотнения генератора ниже предельной величины;

- при появлении дыма из генератора или возбудителя.

Выход начальных и конечных параметров пара за определенные пределы опасен из-за возможности:

- перегрузки отдельных ступеней турбины;
- снижения длительной прочности металла;
- недопустимого изменения осевых зазоров и задеваний в проточной части;
- роста осевых усилий и чрезмерного разогрева цилиндра низкого давления;
- появления сильной вибрации.

Аварийное уменьшение перепада давления «масло-водород» может явиться причиной разуплотнения генератора и большой утечки водорода, который в определенной пропорции с воздухом образует взрывоопасную смесь.

Появление искр или дыма из генератора, работающего с воздушным охлаждением, является признаком пожара обмоток генератора. В этом случае после отключения генератора и гашения магнитного поля необходимо принять немедленные меры для тушения пожара.

Турбина также должна быть разгружена или остановлена в течение времени, определяемого техническим руководителем электростанции (главным инженером ТЭС), в следующих случаях:

- 1) при обнаружении неисправностей в системе регулирования, препятствующих нормальной работе турбины;
- 2) заедания стопорных клапанов свежего пара или пара после промперегрева;
- 3) заедания регулирующих клапанов или обрыва их штоков; заедания поворотных диафрагм или обратных клапанов отборов;
- 4) при нарушении нормальной работы вспомогательного оборудования, схемы и коммуникаций установки, если устранение причин нарушений невозможно без останова турбины;
- 5) увеличения вибрации опор свыше 7,1 мм/с;
- 6) выявления неисправности технологических защит, действующих на останов оборудования;
- 7) при обнаружении свищей, разрывов трещин в неотключаемых трубопроводах пара, основного конденсата и питательной воды, а также в маслопроводах;
- 8) отклонения качества свежего пара по химическому составу от норм;
- 9) при значительном нарушении водяной плотности конденсатора;
- 10) обнаружения недопустимой концентрации водорода в картерах подшипников, токопроводах, маслобаке, а также превышающей норму утечки водорода из корпуса турбогенератора.

В значительной части рассмотренных случаев аварийного останова со срывом и без срыва вакуума происходит срабатывание соответствующих средств защиты турбоагрегата и автоматическое закрытие стопорных и регулирующих клапанов. После этого следует выполнить все другие необходимые операции по останову турбины.

Аварийные ситуации могут возникнуть также при набросах и сбросах нагрузки, отключении подогревателей питательной воды, потере напряжения в линиях собственных нужд.

Допустимые оптимальные изменения нагрузки определяются в процессе проектирования и наладки оборудования, приводятся в инструкциях по эксплуатации.

Допустимые нагрузки – это те нагрузки, при которых практически не происходит образования трещин и разрушения элементов оборудования.

Оптимальные скорости изменения нагрузок меньше допустимых позволяют продлить срок службы оборудования и определяются из опыта эксплуатации.

Скорость изменения температуры пара не должна превышать:

- 1) скорость повышения температуры насыщения в барабане котла – 3 °С/мин;
- 2) скорость повышения температуры острого пара – 8 °С/мин – ниже 500 °С, 3 °С/мин – выше 500 °С;
- 3) скорость изменения температуры в барабане котла – 1,5 °С/мин;
- 4) скорость изменения температуры пара перед турбиной – 8 °С/мин – ниже 500 °С, 3 °С/мин - выше 500 °С;
- 5) скорость прогрева стопорного клапана и пароперепускных труб – 15 °С/мин;
- 6) скорость прогрева элементов цилиндра – 3 °С/мин.

## **6.2. Метод упрощённых тепловых испытаний турбин («Экспресс-испытания турбин»)**

В последнее время для контроля состояния проточной части турбины с точки зрения ее возможных изменений все более широкое применение находит метод упрощенных тепловых испытаний (так называемых, «экспресс-испытаний») турбин, позволяющий с достаточной точностью оценить относительное изменение КПД турбин в процессе эксплуатации.

Сущность этого метода состоит в получении зависимости приведенного давления пара в контрольных ступенях  $p_i^{пр}$  от приведенной мощности турбины  $N_9^{пр}$ . Приведенные величины давления и мощности получают путем приведения опытных величин к сопоставимым (номинальным) условиям. Для облегчения приведения измеренных величин к номинальным условиям и повышения точности конечного результата опыты по оценке изменения состояния проточной части выполняются при отключенной системе регенерации и неизменном положении органов парораспределения с достаточно узким допустимым диапазоном изменения параметров пара (температура должна изменяться в пределах не более  $\pm 8$  °С, а давление  $\pm 5$  %).

Приведение электрической мощности производится по формуле

$$N_9^{пр} = A \cdot \beta_\tau^0 \cdot N_9^{оп} \pm N_k, \quad (6.1)$$

где  $A$  – коэффициент, учитывающий изменение расхода пара на турбину из-за отклонения начальных параметров пара при неизменном положении регулирующих клапанов:

$$A = \sqrt{\frac{(p_0^H)^2 - (p_2^H)^2}{(p_0^{оп})^2 - (p_2^{оп})^2}} \cdot \sqrt{\frac{p_0^{оп} \cdot v_0^{оп}}{p_0^H \cdot v_0^H}}, \quad (6.2)$$

где  $p_0, v_0, p_2$  – начальные параметры пара и конечное давление на выходе из турбины (индекс «н» означает номинальные параметры пара, «оп» - опытные).

Если пренебречь влиянием конечного давления, что допустимо для конденсационных турбин, то

$$A = \sqrt{\frac{p_0^{оп} \cdot v_0^{оп}}{p_0^H \cdot v_0^H}}. \quad (6.3)$$

Коэффициент  $\beta_\tau^0$  дает поправку к мощности на изменение теплоперепада на турбину в связи с отклонением начальных параметров пара от номинальных и определяется как

$$\beta_\tau^0 = 1 + \frac{\alpha_\tau}{100}, \quad (6.4)$$

где  $\alpha_\tau$  – относительное (в процентах от номинального) изменение теплоперепада на турбину.

Абсолютная величина изменения располагаемого теплоперепада при этом может определяться с помощью  $h$ - $s$  – диаграммы как изменение перепада тепла при отклонении начальной температуры от номинальной до некоторой условной  $t_0^\Phi$ , представляющей начальную температуру «фиктивного» процесса с номинальным начальным давлением и той же начальной энтальпией, что и в условиях опыта, т. е.

$$t_0^\Phi = t_0^H - \frac{h_0^H - h_0^{оп}}{c_p}, \quad (6.5)$$

где  $h_0^{оп}$  – начальная энтальпия пара при номинальных параметрах и в условиях опыта;  $c_p$  – теплоемкость пара.

Поправка к мощности турбины на отклонение конечного давления определяется, исходя из величины приведенного давления:

$$p_2^{пп} = p_2^{оп} \cdot A \quad (6.6)$$

и может быть найдена с помощью «универсальной» кривой поправок на вакуум или по относительному изменению срабатываемого в турбине перепада тепла.

Формула (6.1) записана применительно к турбоустановкам без промежуточного перегрева пара при отключенной системе регенерации. При наличии промперегрева к электрической мощности турбоагрегата необходимо ввести поправки  $\beta_\tau^{пп}$  и  $\beta_{\Delta p}^{пп}$  на отклонение от номинальных значений температуры промперегрева и падения давления в тракте промперегрева, которые также определяются по относительным изменениям перепада тепла на турбину, т. е. так же, как и  $\beta_\tau^0$ . Кроме того, экспресс-испытания обычно не удается провести при полностью отключенной регенерации, и в работе остаются один – два ПНД.

Для оценки изменения экономичности турбины в качестве контрольной ступени выбирается ступень низкого давления или одна из последних ступеней

части среднего давления турбины и на давление, перед которыми реальное изменение зазоров практически не влияет. При этом контрольная ступень вместе с последующими ступенями играет роль расходомерного устройства, а давление перед нею  $p_{\text{контр}}^{\text{пр}}$  однозначно определяет расход пара через турбину.

Получаемая в результате экспресс-испытаний зависимость:

$$p_{\text{контр}}^{\text{пр}} = f(N_3^{\text{пр}})$$

является основной характеристикой состояния проточной части. Эта зависимость для всех случаев линейная, но угол наклона ее зависит от КПД турбины. Увеличение угла наклона зависимости  $p_{\text{контр}}^{\text{пр}} = f(N_3^{\text{пр}})$  свидетельствует о соответствующем снижении экономичности проточной части, причем изменение КПД за период времени между испытаниями

$$\Delta\eta = \left( \frac{p_{\text{контр}}^{\text{пр}}}{p_{\text{контр}0}^{\text{пр}}} - 1 \right) \cdot \eta_0 \quad (6.7)$$

[индекс 0 относится к исходному (в начальный период) состоянию турбины].

При экспресс-испытаниях строятся зависимости  $p_i^{\text{пр}} = f(N_3^{\text{пр}})$  для нескольких ступеней. Сравнивая их, можно оценить характер изменения проточной части различных цилиндров.

В целом, экспресс-испытания дают возможность оперативно и с малыми затратами сил и времени оценить изменения состояния и экономичности проточной части турбины в процессе эксплуатации. Они позволяют также более объективно оценить качество ремонтов турбоагрегатов и обоснованно установить необходимую периодичность их проведения.

### 6.3. Работа паровой турбины с удаленными рабочими лопатками

В практике эксплуатации паротурбинных установок тепловых и атомных электростанций, а также в процессе эксплуатации транспортных паротурбинных установок могут иметь место случаи, когда возникает необходимость в оценке возможностей аварийного турбоагрегата. В данном случае под аварийным агрегатом понимается такой, у которого произошла поломка лопаточного аппарата, приведшая к удалению рабочих лопаток регулировочной, или промежуточной, или последней ступени или всех лопаток указанных ступеней.

Работа турбоагрегата с удаленными отдельными ступенями или деталями проточной части турбин разрешается только на режимах, исключаящих перегрузку оставшихся ступеней или их работу при недопустимой температуре пара, а также перегрузку упорных подшипников турбин.

Частичное удаление рабочих лопаток одной или нескольких ступеней допускается, если:

- общее количество удаляемых лопаток одной ступени не превышает 5 %;
- в каждом пакете остается не менее 4-5 лопаток;

- обеспечиваются надежное крепление оставшихся лопаток;
- обеспечивается динамическая уравновешенность ротора.

В остальных случаях повреждения рабочих лопаток, а также при удалении диафрагмы должны удаляться все рабочие лопатки поврежденной ступени.

При назначении режима работы поврежденного агрегата до получения указаний от главного инженера ТЭС необходимо:

- при удалении рабочих лопаток регулировочной ступени снижать температуру и расход свежего пара до величин, при которых температура и давление пара за регулировочной ступенью будут устанавливаться такие же, как при работе на номинальном режиме;

- при удалении рабочих лопаток (диафрагмы) последней ступени ТНД повышать давление в конденсаторе до величины, соответствующей давлению перед лопатками (диафрагмой) последней ступени при работе неповрежденной турбины;

- при удалении рабочих или направляющих лопаток промежуточной ступени снижать расход пара на турбоагрегат так, чтобы его мощность уменьшалась на величину полуторной мощности удаленных ступеней;

- при эксплуатации турбин с удаленными деталями проточной части необходимо обращать особое внимание на работу упорных подшипников турбин, а при удалении деталей последней ступени – также на тепловое состояние конденсатора.

Таким образом, при удалении рабочих лопаток или всей ступени турбины необходимо ответить на ряд вопросов:

1. Что ограничивает использование агрегата?
2. Можно ли использовать аварийный турбоагрегат без полного ремонта, а только с удаленной аварийной ступенью (удаленными рабочими лопатками ступени)?
3. Насколько уменьшится максимальная мощность турбины и её частота вращения?

Рассмотрим работу турбоагрегата конденсационной тепловой электростанции, что способствует лучшему усвоению алгоритма расчета и пониманию сущности расчетов.

Ограничениями для использования турбоагрегата в данном случае могут быть:

- дисбаланс ротора;
- возникновение напряжений в элементах аварийного турбоагрегата, превышающих предельно допустимые значения.

Опыт показывает, что удаление рабочих лопаток ступени не повышает дисбаланс турбины, поэтому в данном случае он не ограничивает использование турбоагрегата, а напряжения в элементах аварийной турбины могут стать ограничивающим фактором на ее использование.

Аварийный режим работы турбоагрегата будем рассматривать как нерасчетный режим. В основу расчетов положены известные формулы А.

Стодолы, показывающие зависимость расхода рабочего тела от его параметров, теоретически эти формулы обоснованы Г. Флюгелем (отсюда название формул – Стодолы-Флюгеля):

- для докритического течения потока рабочего тела через ступень:

$$\left(\frac{G}{G_p}\right)^2 = \frac{T_{0P}}{T_0} \cdot \frac{p_2}{p_{2p}} \cdot \frac{(p_0 - p_2)}{(p_{0p} - p_{2p})}; \quad (6.8)$$

- для критического и сверхкритического течения потока рабочего тела:

$$\left(\frac{G}{G_p}\right)^2 = \frac{T_{0P}}{T_0} \cdot \left(\frac{p_0}{p_{0p}}\right)^2, \quad (6.9)$$

где  $G_p$  – массовый расход рабочего тела на расчетном режиме;  $G$  – массовый расход рабочего тела на нерасчетном режиме;  $T_{0p}$ ,  $T_0$  – температура рабочего тела перед турбинной ступенью на расчетном и нерасчетном режимах;  $p_{0p}$ ,  $p_0$  – давление рабочего тела перед турбинной ступенью на расчетном и нерасчетном режимах;  $p_{2p}$ ,  $p_2$  – давление рабочего тела за турбинной ступенью на расчетном и нерасчетном режимах.

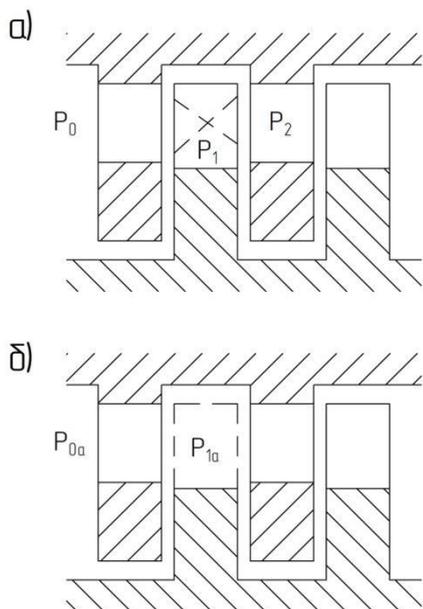
Рассмотрим работу турбины, у которой удалены рабочие лопатки промежуточной и последней ступеней. В этом случае условие отсутствия сверхдопустимых напряжений в диафрагмах будет выполняться при следующем равенстве:

$$p_{0a} - p_{1a} = p_0 - p_1, \quad (6.10)$$

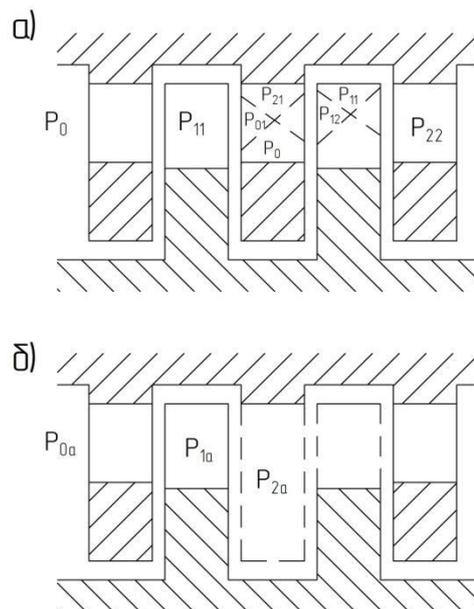
где  $p_{0a}$  – давление рабочего тела перед турбинной ступенью в аварийном турбоагрегате;  $p_1$ ,  $p_{1a}$  – давление рабочего тела за направляющим (сопловым) аппаратом в исправном и аварийном турбоагрегате, соответственно.

### 6.3.1. Работа паровой турбины с удаленными рабочими лопатками одной ступени

При удалении рабочих лопаток турбинной ступени (рис.6.1 и 6.2) кинетическая энергия, приобретенная рабочим телом в направляющем аппарате, не используется для производства полезной работы. Скорость потока рабочего тела теряется, и кинетическая энергия переходит в тепло. Если принять, что отсутствует теплообмен с окружающей средой, то энтальпия рабочего тела повышается до величины, соответствующей при входе его в аварийную ступень.



**Рис.6.1. Турбинная ступень до аварии (а), после аварии (б) (удалены рабочие лопатки)**



**Рис.6.2. Турбинная ступень до аварии (а), после аварии (б) (удалена ступень)**

На  $h-s$ - диаграмме процесс расширения рабочего тела в турбине показан на рис. 6.3.

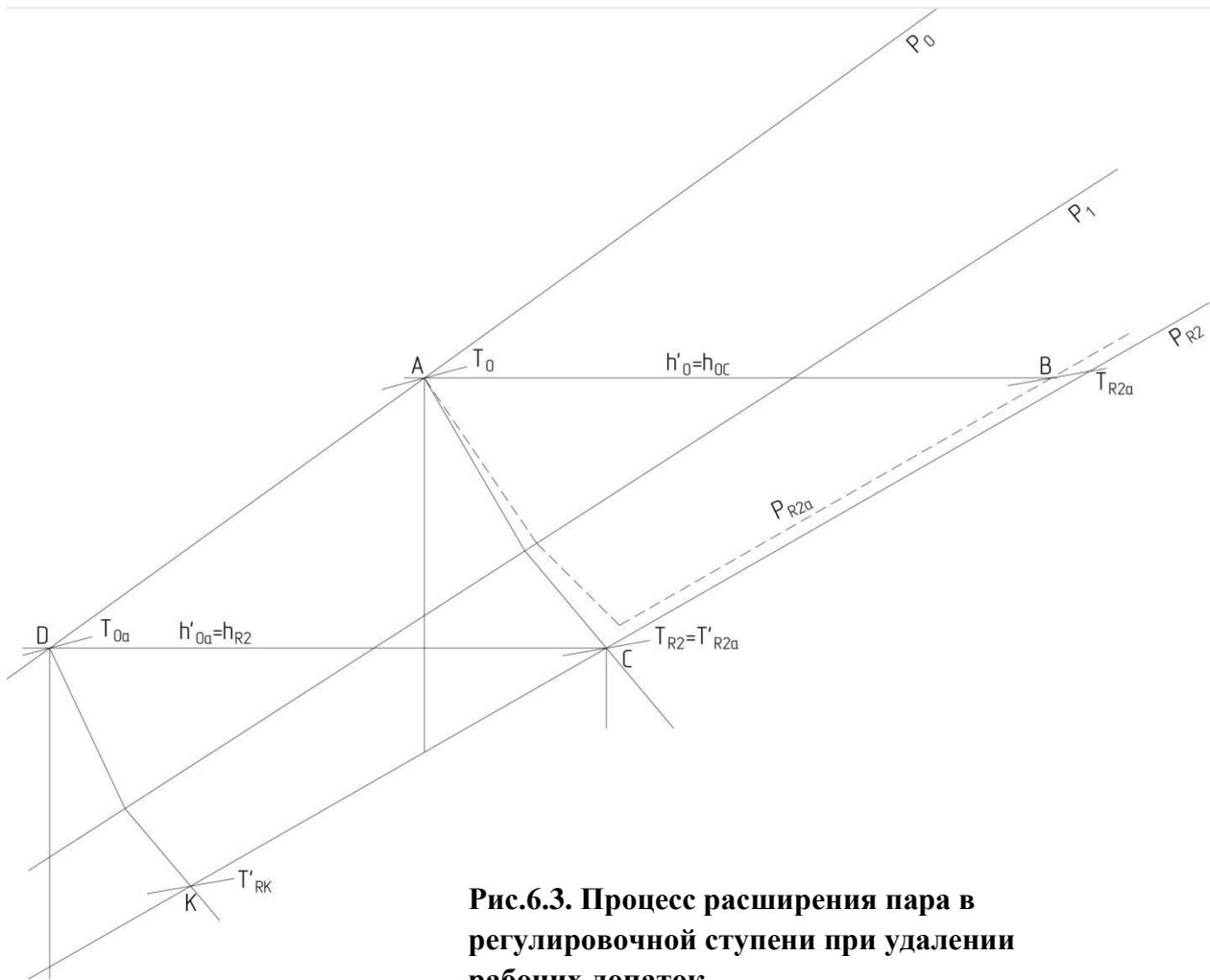
Если не менять расход рабочего тела через турбину, т. е.  $G_a = G$ , то температура пара (при условии, что пар не влажный) перед ступенью, находящейся за аварийной, повысится. Согласно формуле (6.8):

$$\left(\frac{G_a}{G}\right)^2 = \frac{T_0}{T_{0a}} \cdot \frac{p_{2a}}{p_2} \cdot \frac{(p_{0a}-p_{2a})}{(p_0-p_2)} = 1, \quad (6.11)$$

это вызовет некоторое повышение давления пара и теплоперепада в ней.

Однако увеличение давления и теплоперепадов в ступенях, следующих за аварийной, незначительно, и при количественной оценке работы аварийной турбины ими можно пренебрегать.

Если предположить, что в нормальных условиях аварийная ступень имела степень реактивности  $\rho \cong 0$ , то тогда давление пара за диафрагмой  $p_1$  равно давлению пара  $p_2$  за ступенью –  $p_1 = p_2$ . При удалении рабочих лопаток и неизменном расходе рабочего тела условия работы диафрагмы аварийной ступени практически не изменяются, так как давление  $p_{1a} = p_2$ , а  $p_2 = p_1$  (рис.6.4) и разность давлений  $p_{0a} - p_{1a} = p_0 - p_1$ .



**Рис.6.3. Процесс расширения пара в регулировочной ступени при удалении рабочих лопаток**

В этом случае применять специальные ограничения в работе аварийной турбины не требуется.

Мощность турбины уменьшается на величину мощности аварийной ступени с учетом снижения КПД аварийного турбоагрегата:

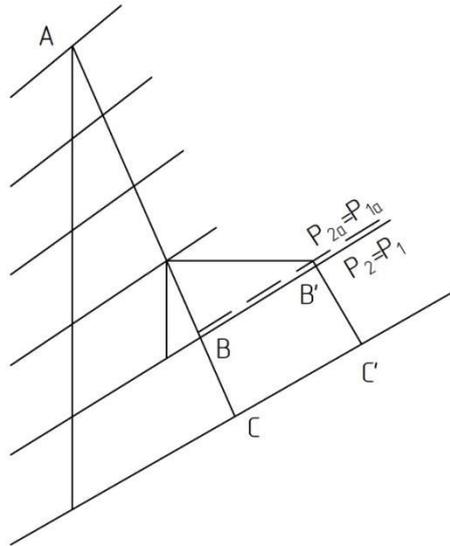
$$N_{ea} = (N_e - N_{ea}^{ct}) \cdot \frac{\eta_{ea}}{\eta_e}, \quad (6.12)$$

где  $N_{ea}$  – мощность аварийного турбоагрегата;  $N_{ea}^{ct}$  – мощность аварийной ступени;  $\eta_e$ ,  $\eta_{ea}$  – КПД исправного турбоагрегата и аварийного, соответственно.

По известной формуле, определяющей зависимость между частотой вращения вала и мощностью двигателя, можно найти частоту вращения валопровода аварийного турбоагрегата:

$$n_a = n \sqrt[3]{\frac{N_{ea}}{N_e}} \quad (6.13)$$

и определить частоту вращения вала генератора при аварийном турбоагрегате.



**Рис.6.4. Процесс расширения пара в турбине до удаления рабочих лопаток и после при  $G_a=G$  и  $\rho=0$**

Сложность заключается в определении КПД аварийного турбоагрегата. При оценочных расчетах можно принять, что  $\frac{\eta_{ea}}{\eta_e} = 0,98 \div 1,0$ .

Рассмотрим ступень, которая до удаления рабочих лопаток имела степень реактивности  $\rho > 0$ . Процесс расширения рабочего тела показан на рис.6.5. В этом случае давление пара за диафрагмой  $p_1 \neq p_2$ . После удаления рабочих лопаток и при неизменном расходе пара давление за диафрагмой понизится и станет равным величине  $p_{1a}$ , которая приблизительно равна  $p_2$ . В результате разность давлений  $p_{0a} - p_{1a} > p_0 - p_1$ , и диафрагма аварийной ступени будет перегружена.

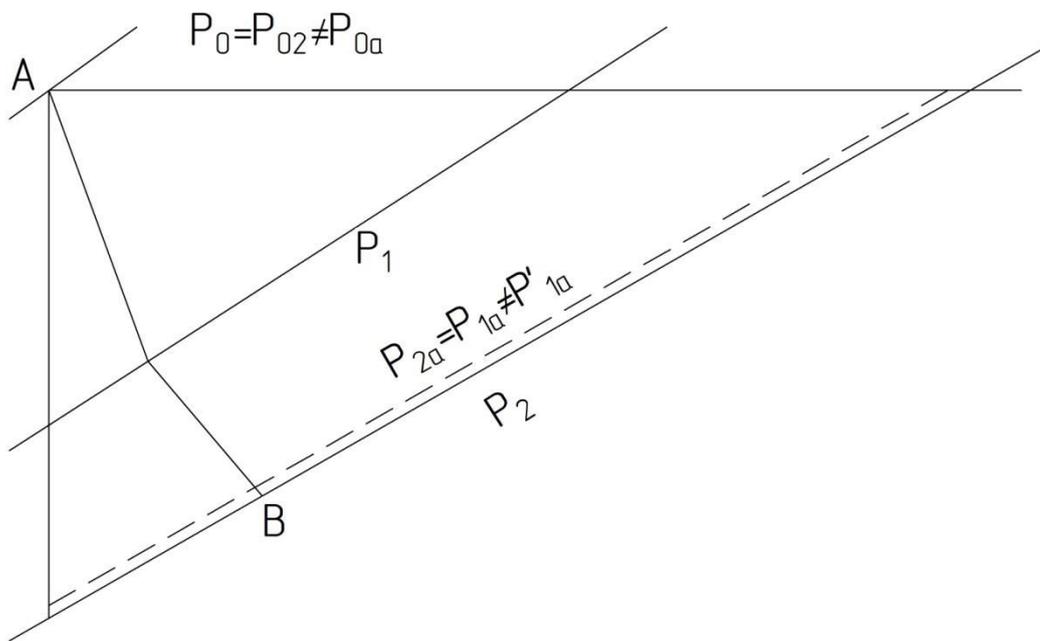
В целях выполнения условий безопасной работы диафрагмы необходимо так уменьшить расход пара  $G'_a$  в аварийной турбине, чтобы выполнялось равенство  $p'_{0a} - p'_{1a} = p_0 - p_1$ .

Если принять  $\frac{T_{0a}}{T_0} \approx 1$ , то выражение (6.11) запишется в виде:

$$\left(\frac{G'_a}{G}\right)^2 = \frac{p'_{1a}}{p_1} \cdot \frac{p_{0a} - p'_{1a}}{p_0 - p_1}. \quad (6.14)$$

Согласно принятому условию  $\frac{p_{0a} - p'_{1a}}{p_0 - p_1} = 1$ , и тогда расход рабочего тела в аварийном турбоагрегате должен быть не больше

$$G'_a = G \sqrt{\frac{p'_{1a}}{p_1}}. \quad (6.15)$$



**Рис.6.5.** Процесс расширения пара в турбинной ступени с  $\rho > 0$  до удаления рабочих лопаток и после при  $G_a = G$

Для последней ступени турбоагрегата  $p'_{1a} = p_2 = p_z = const$ , формулу (6.15) можно переписать в следующем виде:

$$G'_a = G \sqrt{\frac{p_z}{p_1}}. \quad (6.16)$$

При определении нового расхода рабочего тела, когда удалены рабочие лопатки промежуточной ступени, величина давления пара  $p'_{1a}$  не известна.

В промежуточной ступени многоступенчатой турбины давление пара перед и за ней изменяется приблизительно пропорционально расходу.

Из формулы Стодолы-Флюгеля следует:

$$\left(\frac{G'_a}{G_a}\right)^2 = \frac{T_{0a}}{T'_{0a}} \cdot \left(\frac{p'_{1a}}{p_{1a}}\right)^2 \cdot \frac{\left(\frac{p'_{0a}}{p'_{1a}}\right)^2 - 1}{\left(\frac{p_{0a}}{p_{1a}}\right)^2 - 1}. \quad (6.17)$$

С учетом  $\frac{T_{0a}}{T'_{0a}} \approx 1$  и вышеизложенного, т. е.  $\frac{p'_{0a}}{p'_{1a}} \approx \frac{p_{0a}}{p_{1a}}$ , можно получить:

$$p'_{1a} = p_{1a} \cdot \frac{G'_a}{G_a}. \quad (6.18)$$

В рассматриваемом случае  $G_a = G$ , а  $p'_{1a} = p_2$ , тогда

$$p'_{1a} = p_2 \cdot \frac{G'_a}{G_a}. \quad (6.19)$$

Подставив формулу (6.19) в (6.15), получим:

$$G'_a = G \frac{p_2}{p_1}. \quad (6.20)$$

Таким образом, по формуле (6.20) можно определить расход рабочего тела в турбоагрегате с удаленными рабочими лопатками промежуточной ступени, при котором будет выполняться условие безопасной работы диафрагмы аварийной ступени.

Все полученные формулы для определения расхода рабочего тела справедливы в случае докритического режима течения.

При сверхкритическом течении рабочего тела в каналах направляющего аппарата аварийной ступени до и после аварии зависимость между давлениями и расходом, согласно формуле (6.9) и с учетом  $\frac{T_{0a}}{T'_0} \approx 1$ , имеет вид:

$$\frac{G_a}{G} = \frac{p_{0a}}{p_0}. \quad (6.21)$$

Если  $G_a = G$ , то условие прочности  $p_{0a} - p_{1a} = p_0 - p_1$  не соблюдается, необходимо уменьшить расход до величины  $G'_a$ .

Из формулы (6.21) можно получить:

$$p'_{0a} = \frac{G_a}{G} \cdot p_0. \quad (6.22)$$

Условие безопасной работы диафрагмы запишется как

$$p_0 \cdot \frac{G'_a}{G} - p'_{1a} = p_0 - p_1, \quad (6.23)$$

откуда

$$G'_a = G \left( 1 - \frac{p_1 - p'_{1a}}{p_0} \right). \quad (6.24)$$

Учитывая, что для последней ступени турбоагрегата  $p'_{1a} = p_z$ , а для промежуточной  $p'_{1a} = p_z \cdot \frac{G'_a}{G}$  [см. формулу (6.19)], будем иметь расходы:

а) в последней ступени:

$$G'_a = G \cdot \left( 1 - \frac{p_1 - p_z}{p_0} \right); \quad (6.25)$$

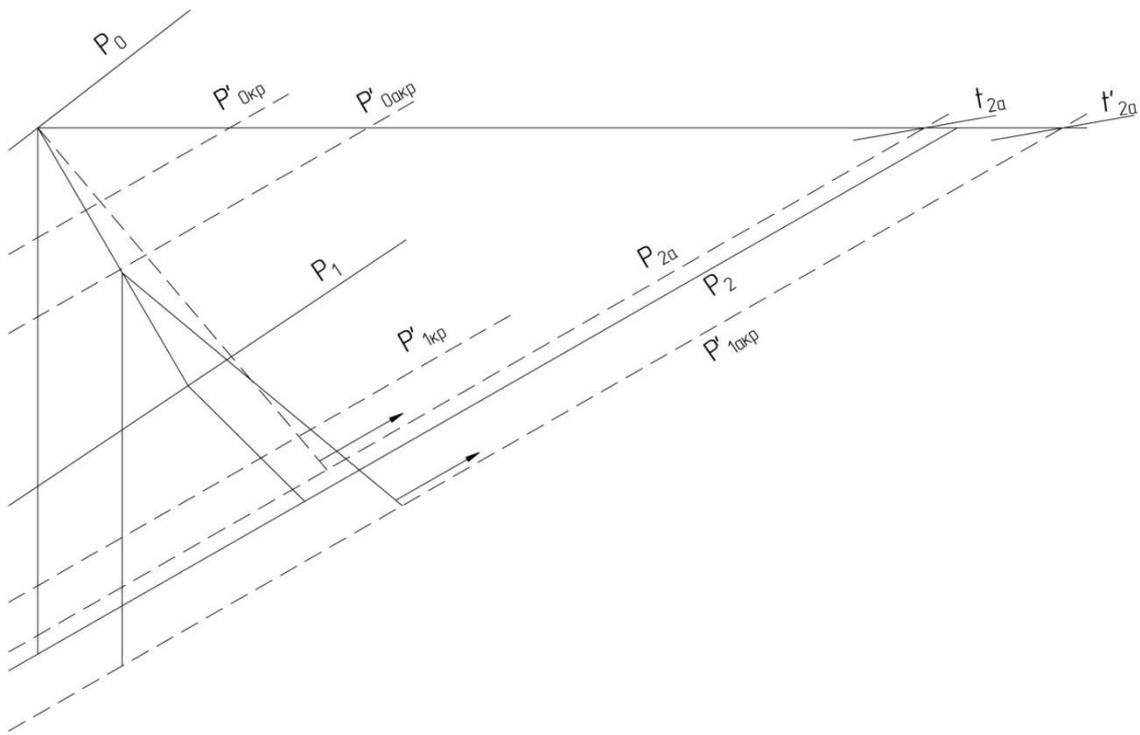
б) в промежуточной ступени

$$G'_a = G \cdot \left( \frac{p_0 - p_1}{p_0 - p_z} \right). \quad (6.26)$$

В общем случае в направляющем аппарате турбинной ступени может иметь место докритическое течение рабочего тела, которое после удаления рабочих лопаток перейдет в сверхкритическое. Это потребует несколько скорректировать расчеты.

Подобные явления могут быть в ступенях современных паровых турбин, работающих в области околоскритических режимов течения рабочего тела.

Процесс расширения пара показан на рис.6.6.



**Рис.6.6. Изменение параметров в промежуточной ступени при удалении рабочих лопаток в общем случае**

Предположим, что при уменьшении давления пара до величины, равной  $p_{кр}$ , режим течения будет докритическим, а дальнейшее снижение давления рабочего тела до  $p_{1акр}$  приведет к критическому режиму течения.

Согласно формулам (6.8) и (6.12):

$$\left(\frac{G'_{кр}}{G}\right)^2 = \frac{p'_{1кр}}{p_1} \cdot \frac{(p'_{окр} - p'_{1кр})}{(p_0 - p_1)}, \quad (6.27)$$

откуда

$$p'_{окр} = 2 \cdot \frac{G'_{кр}}{G} \cdot \sqrt{p_1(p_0 - p_1)}. \quad (6.28)$$

Формула (6.28) получена исходя из того, что для пара  $p'_{1кр} \approx 0,5 p'_{окр}$ .

В соответствии с формулами (6.9) и (6.21):

$$\frac{G'_a}{G'_{кр}} = \frac{p'_{оакр}}{p'_{окр}}.$$

С учетом (6.28) получим:

$$p'_{оакр} = p'_{окр} \cdot \frac{G'_a}{G'_{кр}} = 2 \cdot \frac{G'_a}{G} \cdot \sqrt{p_1(p_0 - p_1)}. \quad (6.29)$$

Условие безопасной работы диафрагмы запишется в следующем виде:

$$2 \cdot \frac{G'_a}{G} \cdot \sqrt{p_1(p_0 - p_1)} - p'_{1a} = p_0 - p_1. \quad (6.30)$$

Из формулы (6.30) следует, что

$$G'_a = 0,5 \cdot G \frac{p_0 - p_1 + p'_{1a}}{\sqrt{p_1(p_0 - p_1)}}. \quad (6.31)$$

Для последней ступени турбины давление за аварийной ступенью  $p'_{1a}$  будет равно величине давления  $p_z$ , поэтому

$$G'_a = 0,5 \cdot G \frac{p_0 - p_1 + p_z}{\sqrt{p_1(p_0 - p_1)}}. \quad (6.32)$$

Для промежуточной ступени в соответствии с формулой (6.19):

$$p'_{1a} = p_2 \cdot \frac{G'_a}{G},$$

тогда формулу (6.31) можно переписать в следующем виде:

$$G'_a = G \frac{p_0 - p_1}{2\sqrt{p_1(p_0 - p_1)} - p_2}. \quad (6.33)$$

Получив расход рабочего тела в турбоагрегате из условия безопасной работы диафрагмы аварийной ступени, рассчитаем его мощность. Она снизится за счет исключения из производства полезной работы аварийной ступени, уменьшения расхода пара и КПД турбины.

Предельную величину мощности, развиваемую аварийным турбоагрегатом, получим по формуле:

$$N_{ea} = (N_e - N_{ea}^{ст}) \cdot \frac{G'_a}{G} \cdot \frac{\eta_{ea}}{\eta_e}. \quad (6.34)$$

В первом приближении считаем, что  $\frac{\eta_{ea}}{\eta_e} = 1$ , тогда

$$N'_{ea} = (N_e - N_{ea}^{ст}) \cdot \frac{G'_a}{G}. \quad (6.35)$$

Определив мощность турбоагрегата  $N'_{ea}$  на аварийном режиме, подсчитаем относительную частоту вращения его вала:

$$\frac{n'_a}{n} = \sqrt[3]{\frac{N'_{ea}}{N_e}}. \quad (6.36)$$

По найденной величине  $\frac{n'_a}{n}$  с помощью известных кривых, отражающих зависимость КПД от частоты вращения и мощности, определяем приближенно значение  $\frac{\eta_{ea}}{\eta_e}$ , которое позволит уточнить величину мощности  $N_{ea}$ . Затем по уточненному значению частоты вращения  $n_a$  можно определить частоту вращения вала генератора.

Получены ответы на заданные в разделе 6.3 вопросы:

1. Ограничивает использование турбоагрегата – нагрузка на диафрагму аварийной ступени!

2. Аварийный турбоагрегат можно использовать, но в целях соблюдения условия прочности диафрагмы ступени, у которой удалены рабочие лопатки, необходимо уменьшить расход рабочего тела!

3. По формулам (6.12, 6.13) и (6.35, 6.36) можно оценить мощность и частоту вращения вала аварийного турбоагрегата.

### 6.3.2. Работа турбины с удаленной ступенью

В случае удаления диафрагмы одной из ступеней обычно приходится «разлопачивать» диск, чтобы избежать значительного повышения осевых усилий (рис.6.7).

Неизменность расхода пара в турбоагрегате до аварии и после неё ( $G_a = G$ ) приведет к незначительному изменению давления, обусловленному некоторым повышением температуры рабочего тела за ступенью, вызванным ухудшением КПД группы ступеней, предшествующих удаленной. Поэтому при  $G_a = G$  считаем, что  $p_{2a} = p_{2z}$ .

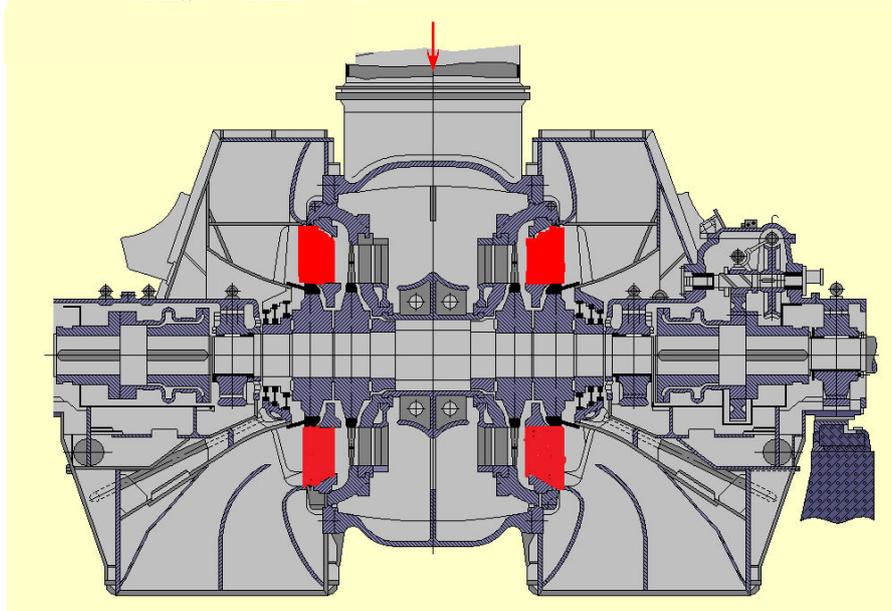


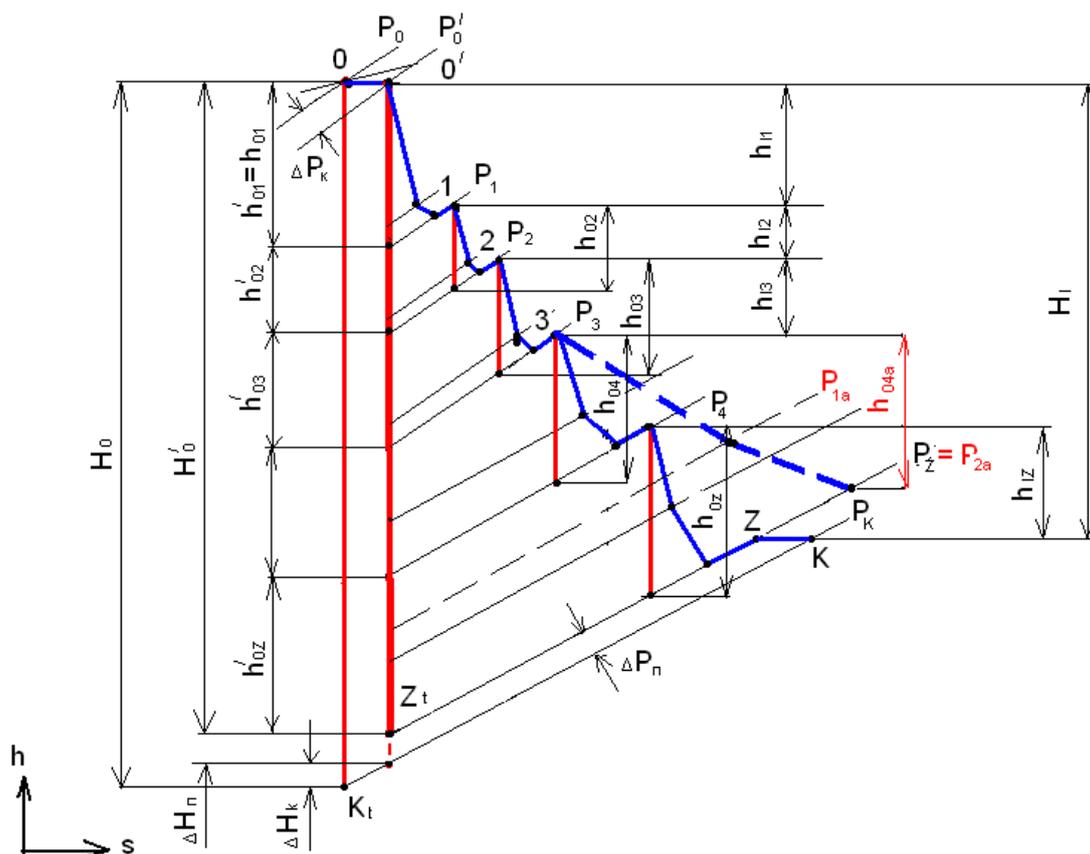
Рис.6.7. Продольный разрез цилиндра низкого давления ПТУ с удаленными ступенями

При удалении диафрагмы и рабочих лопаток аварийной ступени увеличивается разность давлений и энтальпий вопереди расположенных ступенях.

Особенно сильно возрастает нагрузка на диафрагму и рабочие лопатки в ступени, расположенной непосредственно перед удаленной.

Если турбинная ступень, находящаяся перед аварийной, на нормальном режиме работала с критическими или околокритическими скоростями, то изменение давления за ступенью  $p_2$  не повлияет на величину давления перед ступенью, то есть  $p_0 = p_{0a}$ . Весь теплоперепад удаленной ступени придется на долю непосредственно предшествующей. Процесс расширения пара в этом случае показан на рис.6.8.

Если течение рабочего тела в ступени, расположенной непосредственно перед удаленной, на нормальном режиме было докритическим, то теплоперепад увеличится не только в этой ступени, но и во всех предшествующих.



**Рис.6.8. Процесс расширения пара в многоступенчатой турбине до и после удаления последней ступени при работе с критическими скоростями**

Распределение давлений пара по проточной части также будет иным. Однако, и в этом случае основная часть теплоперепада удаленной ступени будет восприниматься ступенью, расположенной непосредственно перед аварийной. Процесс расширения пара показан на рис.6.9.

Условиями безопасной работы ступени, расположенной перед аварийной, при которых возможно использование аварийного турбоагрегата будут:

1) нагрузка на диафрагму турбинной ступени, расположенной непосредственно перед удаленной, не должна превышать допустимую, т.е.

$$p_{0a} - p_{1a} = p_0 - p_1;$$

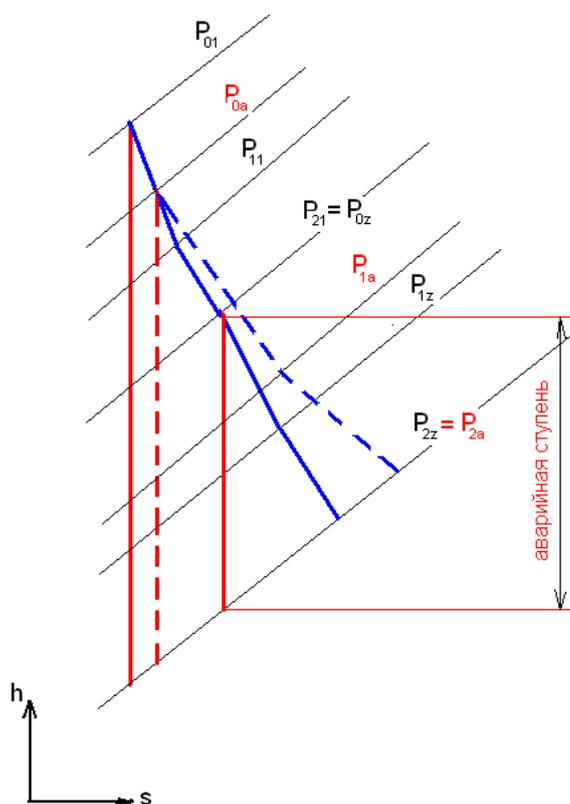
2) окружные усилия, действующие на рабочие лопатки указанной ступени, не должны превышать допустимые, т.е.  $p_{ua} = p_u$ .

Изобары, по которым определяют перепады в турбинных ступенях, представлены на диаграмме  $h-s$  (см. рис. 6.9):

- до аварии:  $p_0, p_{11}, p_{21}, p_{12}, p_{22}$ ;

- после аварии:  $p_{0a}, p_{1a}, p_{2a}$ .

По этим изобарам определяют, в том числе, теплоперепад в проточной части турбинной ступени, расположенной непосредственно перед удаленной, после аварии при неизменном расходе пара  $G_a = G$ , и адиабатном процессе его расширения.



**Рис.6.9. Процесс расширения пара до и после удаления последней ступени при работе с докритическими скоростями ( $M < 1$ )**

Априори можно сделать заключение о том, что при неизменном расходе рабочего тела условия безопасной работы диафрагмы и рабочих лопаток ступени, предшествующей удаленной, не будут соблюдаться. Необходимо уменьшить расход пара в аварийном турбоагрегате.

Чтобы оценить величину нового расхода пара, нужно знать его параметры на входе в ступень  $p_{0a}$ , за диафрагмой  $p_{1a}$  и за рабочими лопатками  $p_{2a}$  ступени, расположенной непосредственно перед удаленной, после аварии при  $G_a = G$ .

Таким образом:

1. Давление пара за указанной ступенью известно:  $p_{2a} \approx p_{2z}$ .
2. При критическом режиме течения рабочего тела (число Маха  $M \geq 1$ ) в предшествующей удаленной ступени до аварии величина давления пара на входе в указанную ступень после аварии определится равенством  $p_{0a} = p_0$ .
3. При докритическом течении рабочего тела ( $M < 1$ ) в предшествующей удаленной ступени до аварии величина начального давления после аварии определится, как указано ниже.

Согласно формулам (6.8) и (6.12):

$$\left(\frac{G_a}{G}\right)^2 = \frac{p_{2a}}{p_{21}} \cdot \frac{p_{0a} - p_{2a}}{p_0 - p_{21}} = 1,$$

так как  $G_a = G$  и в этом случае  $p_{2a} \approx p_{2z}$ , тогда

$$p_{0a} = \frac{p_{21}}{p_{2z}} \cdot (p_0 - p_{21}) + p_{2z}. \quad (6.37)$$

4. Возможен вариант, когда ступень, предшествующая удаленной, в нормальных условиях работала на докритическом режиме, а после аварии перешла на сверхкритический режим работы, что наиболее вероятно в промышленных и транспортных турбоагрегатах. В этом случае величина давления пара на входе в ступень определится из формул (6.8) и (6.12) с учетом того, что  $p_{2a} \approx 0,5p_{0a}$ .

$$p_{0a} = 2\sqrt{p_{21}(p_0 - p_{21})}. \quad (6.38)$$

5. Определив величину давлений пара перед рассматриваемой ступенью и за ней  $p_{0a}$  и  $p_{2a}$ , можно найти перепад давлений в ней и теплоперепад. Последний определяется или из диаграммы  $h$ - $s$ , или по известной формуле:

$$h_{ота} = \frac{k}{k-1} p_{0a} \cdot v_{0a} \left[ 1 - \left( \frac{p_{22}}{p_{0a}} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]. \quad (6.39)$$

Здесь приблизительно можно считать, что  $p_{0a} \cdot v_{0a} \approx p_0 \cdot v_0$ .

6. Для определения условий, при которых нагрузка на диафрагму и рабочие лопатки предшествующей ступени останутся без изменений, необходимо знать величину давления рабочего тела между направляющим и рабочим аппаратами ступени  $p_{1a}$ , когда  $G_a = G$ .

Для этого, задаваясь несколькими значениями расхода  $G'_a < G$ , нужно выполнить детальный тепловой расчет турбины. Однако это сделать довольно сложно и требует большого количества времени.

В практике, для оценки величины давления пара  $p_{1a}$  можно воспользоваться следующей простой методикой:

1. Считаем, что мощность аварийного турбоагрегата при удалении ступени изменится на величину мощности этой ступени, то есть

$$N_{эa} = N_э - N_{эa}^{ст}. \quad (6.40)$$

2. Частота вращения вала турбоагрегата на аварийном режиме будет:

$$n_a = n \sqrt[3]{\frac{N_{эa}}{N_э}}, \text{ с}^{-1}.$$

3. Отношение скоростей  $\chi_{\phi a} = \left( \frac{U}{C_0} \right)_a$  в ступени, предшествующей удаленной, аварийного турбоагрегата определится по формуле:

$$\chi_{\phi a} = \left( \frac{U}{C_0} \right)_a = \frac{\pi D n_a}{\sqrt{2000 \cdot h_{от a}}}. \quad (6.41)$$

4. Учитывая, что отношение скоростей в указанной ступени на нормальном режиме известно, или оно равно

$$\chi_{\phi} = \left( \frac{U}{C_0} \right) = \frac{\pi D n}{\sqrt{2000 \cdot h_{от}}}, \quad (6.42)$$

определяют относительное отношение скоростей

$$\overline{\chi_{\phi}} = \overline{\left(\frac{U}{c_0}\right)} = \frac{\left(\frac{U}{c_0}\right)}{\left(\frac{U}{c_0}\right)_a}$$

5. По величине  $\overline{\chi_{\phi}} = \overline{\left(\frac{U}{c_0}\right)}$  можно найти относительную степень реактивности  $\overline{\rho} = \rho_a / \rho$  ступени, расположенной перед удаленной, когда  $G_a = G$ , для этого можно использовать график, показанный на рис.6.10.

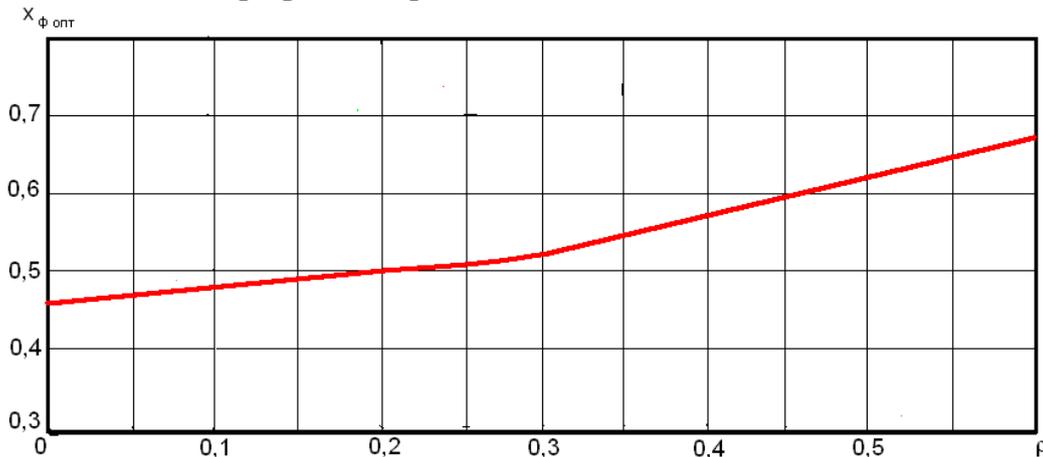
6. По найденной величине  $\overline{\rho}$  определяют степень реактивности рассматриваемой ступени аварийного турбоагрегата

$$\rho_a = \rho \cdot \overline{\rho}. \quad (6.43)$$

Степень реактивности  $\rho$  ступени, предшествующей удаленной, на нормальном режиме находят по формуле

$$\rho = \frac{p_{11}^{\frac{k-1}{k}} - p_{21}^{\frac{k-1}{k}}}{p_0^{\frac{k-1}{k}} - p_{21}^{\frac{k-1}{k}}}, \quad (6.44)$$

или приближенно из графика на рис. 6.10.



**Рис. 6.10.** Зависимость оптимального отношения скоростей  $\chi_{\phi \text{ опт}}$  от степени реактивности  $\rho$

Указанными графиками можно пользоваться в том случае, когда в качестве режима до аварии принимался режим, соответствующий  $\chi_{\phi \text{ опт}} = \left(\frac{U}{c_0}\right)_{\text{опт}} = \left(\frac{U}{c_0}\right)_{\text{опт}}$  при данных  $\rho$  и угле  $\alpha_1$ , который равен  $20^\circ$ .

7. С достаточной степенью точности для определения величины давления пара между направляющими и рабочими лопатками ступени  $p_{1a}$  при  $G_a = G$  используют приближенное выражение

$$p_{1a} = p_{2z} + \rho_a \cdot (p_{0a} - p_{2z}). \quad (6.45)$$

8. Найденные значения давлений  $p_{0a}$  и  $p_{1a}$  позволяют найти величину  $G'_a$ , до которой должен быть снижен расход рабочего тела через турбину на

аварийном режиме, чтобы нагрузка на диафрагму рассматриваемой ступени не превышала нагрузку на нормальном режиме.

При этом начальное давление пара  $p'_{0a}$  и давление за направляющим аппаратом  $p'_{1a}$  определяются из формул (6.9):  $\left(\frac{G}{G_p}\right)^2 = \frac{T_{0P}}{T_0} \cdot \left(\frac{p_0}{p_{0p}}\right)^2$  и (6.22):

$$p'_{0a} = \frac{G'_a}{G_a} \cdot p_{0a}, \text{ а согласно формуле (6.18): } p'_{1a} = p_{1a} \cdot \frac{G'_a}{G_a}, \text{ где } G_a = G.$$

В общем случае, когда на нормальном режиме было докритическое течение рабочего тела, а после аварии сверхкритическое в ступени, расположенной перед удаленной, и в соответствии с формулами (6.38) и (6.45) можно получить:

$$p'_{0a} = \frac{G'_a}{G} [2\sqrt{p_{21}(p_0 - p_{21})}] \quad (6.46)$$

и

$$p'_{1a} = \frac{G'_a}{G} [p_{2z} + \rho_a(2\sqrt{p_{21}(p_0 - p_{21})} - p_{2z})]. \quad (6.47)$$

Условие безопасной работы диафрагмы указанной ступени запишется в следующем виде:

$$p'_{0a} - p'_{1a} = p_0 - p_1. \quad (6.48)$$

Используя формулы (6.46), (6.47) и (6.48), найдём расход рабочего тела  $G'_a$  через аварийный турбоагрегат, при котором будет соблюдаться вышеизложенное условие:

$$G'_a = G \cdot \frac{p_0 - p_{11}}{(1 - \rho_a)(2\sqrt{p_{21}(p_0 - p_{21})} - p_{2z})}. \quad (6.49)$$

Для следующей ступени:

$$G'_a = G \cdot \frac{p_0 - p_{11}}{(1 - \rho_a)(2\sqrt{p_{21}(p_0 - p_{21})} - p_z)}. \quad (6.50)$$

Как следует из формул (6.49) и (6.50), для определения величины расхода рабочего тела через турбину, имеющую удаленную ступень, определение величины давления  $p_{1a}$  необязательно, достаточно знать значение степени реактивности  $\rho_a$  ступени, предшествующей удаленной, когда  $G_a = G$ .

Однако, может оказаться, что для обеспечения нормальной нагрузки на рабочие лопатки расход рабочего тела необходимо снизить в бóльшей степени. Поэтому в данном случае требуется также определить величину расхода на аварийном режиме, при котором нагрузка на рабочие лопатки не будет превышать ее величины при нормальных условиях работы турбины, т.е.  $P_{ua} = P_u$ .

Известно, что окружное усилие на лопатках определяется по формуле

$$P_u = G \cdot (C_u \pm C_{2u}) = G \cdot \frac{L_u}{U}, \quad (6.51)$$

где  $L_u$  – работа на окружности турбинной ступени.

При  $G_a = G$  окружное усилие  $P_{ua} \neq P_u$ , поэтому необходимо уменьшать расход рабочего тела до величины  $G''_a$ , при котором  $P_{ua} = P_u$ :

$$P'_{ua} = G''_a \cdot (C'_u \pm C'_{2u}) = G''_a \cdot \frac{L'_{ua}}{U'_a}. \quad (6.52)$$

Из выражений (6.51) и (6.52) получим:

$$\frac{G}{U} = \frac{P_u}{L_u}, \quad (6.53)$$

$$\frac{G''_a}{U'_a} = \frac{P'_{ua}}{L'_{ua}}. \quad (6.54)$$

Разделим (6.54) на (6.53), будем иметь:

$$\frac{G''_a}{G} = \frac{L_u}{L'_{ua}} \cdot \frac{U'_a}{U} \cdot \frac{P'_{ua}}{P_u}.$$

Имея в виду, что  $\frac{P'_{ua}}{P_u} = 1$ ,  $\frac{U'_a}{U} = \frac{n'_a}{n}$  и  $\frac{L_u}{L'_{ua}} = \frac{h_a \cdot \eta_u}{h'_{aa} \cdot \eta'_{ua}}$ , найдем расход пара, при котором выполняется условие безопасной работы рабочих лопаток:

$$G''_a = G \cdot \frac{h_a}{h'_{aa}} \cdot \frac{n'_a}{n} \cdot \frac{\eta_u}{\eta'_{ua}}. \quad (6.55)$$

Величина КПД на окружности турбинной ступени  $\eta'_{ua}$  может быть определена из опытной характеристики ступени данного типа по известным параметрам  $\left(\frac{U}{C_0}\right)_a$  и  $\rho_a$ , либо из формулы:

$$\begin{aligned} \eta'_{ua} = & 2 \left(\frac{U}{C_0}\right)_a \times \varphi_a \sqrt{1 - \rho_a \cos \alpha_{1a}} - \left(\frac{U}{C_0}\right)_a + \\ & + \psi_a \cos \beta_{2a} \sqrt{\rho_a + \varphi_a^2 (1 - \rho_a) + \left(\frac{U}{C_0}\right)_a^2 - 2 \varphi_a \left(\frac{U}{C_0}\right)_a \sqrt{1 - \rho_a \cos \alpha_{1a}}} + \end{aligned} \quad (6.56)$$

Считаем, что  $\alpha_{1a} = \alpha_1$ ;  $\varphi_a = \varphi$ ;  $\psi_a = \psi$ ;  $\beta_{2a} = \beta_2$ .

За величину  $G_a$  для турбины с удаленной ступенью, очевидно, должно быть принято меньшее значение из величин  $G'_a$  и  $G''_a$ .

Мощность турбины на аварийном режиме в данном случае будет равна:

$$N_{ea} = N_e \cdot \frac{G_a}{G} \cdot \frac{\eta_{ea}}{\eta_e}. \quad (6.57)$$

Для практических расчетов, когда не требуется большая точность, величина  $\frac{\eta_{ea}}{\eta_e}$  определяется по отношению частот вращения вала турбоагрегата  $\frac{n_a}{n}$  с известных кривых зависимости КПД от частоты вращения и мощности ПТУ.

Методика определения мощности аварийного турбоагрегата, частоты вращения его вала и КПД ПТУ аналогична рассмотренной в случае, когда были удалены только рабочие лопатки ступени.

Как и в случае удаления рабочих лопаток последней ступени, при удалении всей последней ступени также экономически более целесообразным является не снижение расхода, а увеличение давления в главном конденсаторе таким образом, чтобы давление за турбиной повысилось до величины, соответствующей давлению за предпоследней ступенью в нормальных условиях. Однако при этом необходимо иметь в виду, что температура на выходе из турбины в этом случае повышается, и следует убедиться, что она не будет превышать допустимых пределов.

Кроме того, работа аварийной турбины при увеличенном давлении в главном конденсаторе предъявляет повышенные требования к эксплуатации, так как небольшое углубление вакуума при неизменном расходе приведет к перегрузке предпоследней ступени, что может вызвать аварию.

Мощность турбины с удаленной последней ступенью при увеличении давления за турбиной уменьшится на величину мощности последней ступени и будет равна

$$N_{ea} = (N_e - N_{ea}^{ст}) \cdot \frac{\eta_{ea}}{\eta_e}. \quad (6.58)$$

Еще одно замечание. В случае удаления ступени целесообразно проверить осевые усилия и изменение нагрузки на упорный подшипник.

### 6.3.3. Работа турбины с удаленными рабочими лопатками регулировочной ступени

В практике известны случаи повреждения ленточного бандажа, поломок и вылета рабочих лопаток, коррозионно-эрозионного износа сопловых и рабочих лопаток первой ступени ТВД.

Для возможности дальнейшей эксплуатации ТВД в случаях повреждения рабочих лопаток регулировочной ступени нужно удалить поврежденные лопатки. Иногда до ремонта или замены поврежденных лопаток ступени возникает необходимость в определенной обстановке некоторое время эксплуатировать турбоагрегат с полностью разлопаченным диском регулировочной ступени. В этом случае кинетическая энергия пара, выходящего из сопел, полностью гасится в камере ступени (см. рис.6.8), а его энтальпия повышается до начального значения  $h_0$ . Температура  $T_{R_{2a}}$  в камере регулировочного колеса вырастет, что вызовет повышение давления рабочего тела на аварийном режиме перед нерегулируемыми ступенями (см. формулу (6.9)), если не менять расход рабочего тела  $G_a = G$ .

$$p_{R_{2a}} = p_{R_2} \sqrt{\frac{T_{R_{2a}}}{T_{R_2}}}. \quad (6.59)$$

Повышение температуры, особенно при высоких начальных параметрах пара, может создать недопустимые изменения температурных напряжений в деталях проточной части турбины: диафрагмах, рабочих лопатках и дисках нерегулируемых ступеней. В этом случае условием безопасной работы турбинных ступеней, расположенных за регулировочной ступенью, будет

равенство температуры пара до аварии и после нее, т. е.  $T'_{R_{2a}} = T_{R_2}$ . С этой целью необходимо снизить начальную температуру пара (температуру пара на входе в сопловой аппарат первой ступени  $T_{0a} \neq T_0$ ).

Определить новую температуру пара  $T_{0a}$  можно по  $h-s$ - диаграмме (см. рис. 6.3). Её находят в точке D на пересечении изобары  $p_0$  начального давления и линии постоянной энтальпии  $h'_{0a} = h_{R_2}$ , проходящей через точку C. Тогда состояние пара после его торможения (линия KC) на входе в первую ступень после регулировочной будет соответствовать условиям, близким к расчетным (точка C).

Однако при неизменном положении регулировочных органов снижение начальной температуры приведет к увеличению расхода пара через аварийный турбоагрегат

$$G_a = G \sqrt{\frac{T_0}{T_{0a}}}, \quad p_0 = p_{0a}. \quad (6.60)$$

Это вызовет изменение теплоперепадов и перепадов давлений по ступеням, расположенным за регулировочной ступенью. Наиболее заметным рост теплоперепада будет в последней ступени, вызывая ненормальную перегрузку.

Поэтому для обеспечения надежной работы аварийного турбоагрегата максимальный расход пара через него должен быть ограничен. Мощность турбины при «разлопачивании» регулировочного колеса уменьшается на величину, равную мощности регулировочной ступени, т. е.:

$$N_{ea} = (N_e - N_{ea}^{\text{пер.ст}}) \cdot \frac{G_a}{G} \cdot \frac{\eta_{ea}}{\eta_e}. \quad (6.61)$$

### Контрольные вопросы и примеры к теме 6

1. Чем характеризуются аварийные режимы работы паровой турбины?
2. Что такое разгон турбины?
3. Какие повреждения являются причинами разгона паровой турбины?
4. В каких случаях производится аварийный останов турбины со срывом вакуума?
5. Когда может произойти заброс воды в турбину, и к чему это приведёт?
6. В каких случаях производится аварийный останов турбины без срыва вакуума?
7. Из-за чего опасен выход начальных и конечных параметров пара за определенные пределы?
8. Что такое допустимые нагрузки и оптимальные скорости их изменения?
9. В чем суть метода упрощенных тепловых испытаний турбин («экспресс-испытания турбин»)?
10. На каких режимах разрешается работа турбоагрегата с удаленными отдельными ступенями или деталями проточной части?

11. Когда допускается частичное удаление рабочих лопаток одной или нескольких ступеней турбины?
12. Какие формулы положены в основу расчетов аварийных режимов работы турбины?
13. Что ограничивает использование аварийного турбоагрегата?
14. Что необходимо выполнить в целях соблюдения условия прочности деталей при удалении рабочих лопаток аварийного турбоагрегата?
15. Каковы условия безопасной работы ступени, расположенной перед аварийной, при которых возможно использование аварийного турбоагрегата?
16. Что необходимо сделать, чтобы при неизменном расходе рабочего тела соблюдались условия безопасной работы диафрагмы и рабочих лопаток ступени, предшествующей аварийной?
17. Что является экономически более целесообразным при удалении всей последней ступени, и в чем при этом необходимо убедиться?
18. Насколько уменьшится мощность турбины с удаленной последней ступенью?
19. Каково условие безопасной работы турбинных ступеней, расположенных за регулировочной ступенью?
20. Насколько уменьшится мощность турбины при «разлопачивании» регулировочного колеса?

**Пример 6.1.** Удалены рабочие лопатки промежуточной ступени ТВД турбоагрегата ТВ-12. Определить изменения мощности и частоты вращения турбоагрегата.

Дано:

$$N_e = 33088 \text{ кВт};$$

$$N_{\text{ерк}} = (0,35 \div 0,45) \cdot N_{\text{етвд}}, \text{ принимаем } N_{\text{ерк}} = 0,35 \cdot N_{\text{етвд}};$$

$$\frac{N_{\text{етвд}}}{N_{\text{етнд}}} = 0,83 \div 1,0, \text{ принимаем } 0,946;$$

$$\frac{\eta_{\text{ea}}}{\eta_e} = 0,98 \div 1,0, \text{ принимаем } 0,98;$$

$$n = 300 \text{ мин}^{-1};$$

$$n_{\text{ст}}^{\text{ппх}} = 3 - \text{число ступеней на режиме полного переднего хода.}$$

Решение: При удалении рабочих лопаток промежуточной ступени, имеющей степени реактивности  $\rho = 0$ , нагрузка на диафрагму аварийной ступени не изменяется, поэтому расход пара оставляем прежним, т.е.  $G_a = G$ .

Мощность ТВД составит:

$$N_{\text{етвд}} = \frac{0,946}{1+0,946} \cdot N_e = 16085 \text{ кВт.}$$

Мощность двухвенечной ступени (регулирующего колеса) ТВД:

$$N_{\text{ерк}} = 0,35 \cdot N_{\text{етвд}} = 5630 \text{ кВт.}$$

Мощность ступеней полного переднего хода ТВД:

$$N_{\text{еппх}} = N_{\text{етвд}} - N_{\text{ерк}} = 10455 \text{ кВт.}$$

Мощность аварийной ступени (принимая, что скорости ступеней полного переднего хода одинаковы):

$$N_{ea}^{ст} = \frac{N_{eппх}}{n_{ст}^{ппх}} = 3485 \text{ кВт.}$$

Мощность аварийного турбоагрегата:

$$N_{ea} = (N_e - N_{ea}^{ст}) \cdot \frac{\eta_{ea}}{\eta_e} = 29011 \text{ кВт.}$$

$$N_{ea} = 0,88 \cdot N_e.$$

Частота вращения вала аварийного турбоагрегата:

$$n_a = n \sqrt[3]{\frac{N_{ea}}{N_e}} = 287 \text{ мин}^{-1}.$$

Потеря мощности составляет 12 % от полной.

**Пример 6.2:** Удалены рабочие лопатки последней ступени ТНД турбоагрегата ТВ-12. Определить потери мощности и частоту вращения аварийного турбоагрегата.

Дано:

$$N_e = 33088 \text{ кВт};$$

$$N_{eтвд} = 16085 \text{ кВт};$$

$$\frac{N_{eтвд}}{N_{eтнд}} = 0,83 \div 1,0 \text{ принимаем } 0,946;$$

$$n = 300 \text{ мин}^{-1};$$

$$n_{ст}^{тнд} = 10;$$

$$p_0 = 0,044 \text{ МПа};$$

$$p_1 = 0,027 \text{ МПа};$$

$$p_z = 0,018 \text{ МПа}.$$

Последняя ступень ТНД имеет степень реактивности  $\rho \approx 0,5$ .

Решение: При удалении рабочих лопаток и неизменном расходе пара нагрузка на диафрагму аварийной ступени увеличится, поэтому необходимо уменьшить расход пара, т. е.  $G_a \neq G$ .

Расход пара аварийного турбоагрегата из условия безопасной работы диафрагмы составит, кг/с:

$$G'_a = 0,5 \cdot G \frac{p_0 - p_1 + p_z}{\sqrt{p_1(p_0 - p_1)}} = 0,817 \cdot G.$$

Мощность ТНД:

$$N_{eтнд} = N_e - N_{eтвд} = 17003 \text{ кВт.}$$

Мощность аварийной ступени (принимая, что мощности ступеней ТНД одинаковы):

$$N_{ea}^{ст} = \frac{N_{eтнд}}{n_{ст}^{тнд}} = 1700 \text{ кВт.}$$

Мощность аварийного турбоагрегата из предположения, что  $\frac{\eta_{ea}}{\eta_e} = 1$ :

$$N'_{ea} = (N_e - N_{ea}^{ст}) \cdot \frac{G'_a}{G} = 25644 \text{ кВт.}$$

Относительная частота вращения вала аварийного турбоагрегата:

$$\frac{n'_a}{n} = \sqrt[3]{\frac{N'_{ea}}{N_e}} = 0,919.$$

Отношение КПД  $\frac{\eta_{ea}}{\eta_e}$  можно взять с известных кривых:

$$\frac{\eta_{ea}}{\eta_e} = 0,94.$$

Уточненная мощность аварийного турбоагрегата:

$$N_{ea} = (N_e - N_{ea}^{ст}) \cdot \frac{G'_a}{G} \cdot \frac{\eta_{ea}}{\eta_e} = 24105 \text{ кВт.}$$

$$N_{ea} = 0,73 \cdot N_e.$$

Уточненная относительная частота вращения вала аварийного турбоагрегата:

$$\frac{n_a}{n} = \sqrt[3]{\frac{N_{ea}}{N_e}} = 0,900.$$

Частота вращения вала аварийного турбоагрегата:

$$n_a = n \sqrt[3]{\frac{N_{ea}}{N_e}} = 270 \text{ мин}^{-1}.$$

В случае удаления рабочих лопаток полезной ступени одного протока ТНД мощность турбоагрегата снижается на 27%.

В целях уменьшения потери мощности турбоагрегата и обеспечения нормальной нагрузки на диафрагму при удалённых рабочих лопатках ТНД целесообразным является не снижение расхода пара, а увеличение давления в главном конденсаторе до величины, соответствующей давлению в узком сечении каналов направляющего аппарата последней ступени на нормальном режиме.

В этом случае  $G_a = G$  и  $N_{ea} = (N_e - N_{ea}^{ст}) \cdot \frac{\eta_{ea}}{\eta_e} = 31388 \text{ кВт,}$

где  $\frac{\eta_{ea}}{\eta_e} = 1$ ;  $\frac{n'_a}{n} = \sqrt[3]{\frac{N'_{ea}}{N_e}} = 0,949.$

$$N_{ea} = (N_e - N_{ea}^{ст}) \cdot \frac{\eta_{ea}}{\eta_e} = 30145 \text{ кВт.}$$

$$n_a = n \sqrt[3]{\frac{N_{ea}}{N_e}} = 291 \text{ мин}^{-1}.$$

$$N_{ea} = 0,91 \cdot N_e.$$

Потеря мощности составляет 9 % от полной.

## **ЗАКЛЮЧЕНИЕ**

Представленный в учебном пособии материал позволит обучающимся по направлениям подготовки 13.04.01 и 13.03.01 изучить методики расчета и обоснования принципиальных и структурных тепловых схем тепловых и атомных электростанций; основные принципы конструирования и особенности конструкции современных паровых турбин; методики расчета на прочность диафрагм паровых турбин; устройство, особенности конструкции и тепловой расчет конденсаторов паротурбинных установок; особенности работы паровой турбины на переменных режимах при различных способах парораспределения; влияние начальных и конечных параметров пара на мощность турбины; особенности построения диаграмм режимов работы паровых турбин ТЭС и АЭС; аварийные режимы работы паротурбинной установки и особенности работы турбоагрегата с удаленными отдельными ступенями или деталями проточной части турбин.

Материал изложен доступным языком, графики, рисунки и таблицы выполнены на достаточно высоком уровне, это позволяет проводить самостоятельную работу обучающихся на высоком уровне.

Вопросы, рассмотренные в учебном пособии, позволяют выделить ряд перспективных направлений развития паротурбинных установок ТЭС и АЭС.

К ним можно отнести:

- создание паротурбинных установок, работающих на сверхкритических и «суперсверхкритических» параметрах;
- разработка конструкций и характеристик энергетической арматуры на сверхкритические параметры;
- применение в турбостроении специальных жаропрочных материалов с высоким сопротивлением ползучести;
- разработка и применение технологических систем с давлением более 38 МПа и температурой свыше 700 °С;
- использование никелевых сплавов в турбостроении;
- разработка новых теплообменных аппаратов (пластинчатых, смешивающего типа);
- использование современных автоматизированных систем управления турбоагрегатами;
- экологическая безопасность ПТУ ТЭС и АЭС и т.д.

Наука и техника не стоят на месте! В современном мире всё развивается стремительно, в том числе и промышленная энергетика на ядерном и органическом топливе. Надеемся, что материал, изложенный в учебном пособии, поможет в дальнейшем выпускникам ВШТЭ СПбГУПТД на высоком

уровне эксплуатировать и проектировать энергетические объекты, а также обучать специалистов теплоэнергетиков.

### **Библиографический список**

1. ГОСТ 3618-2016 Турбины паровые стационарные для привода турбогенераторов. Типы и основные размеры. М.: Стандартинформ, 2017.
2. ГОСТ 2.701-2008 ЕСКД. Схемы. Виды и типы. Общие требования к выполнению. М.: Стандартинформ, 2009.
3. ВНТП-80. Нормы технологического проектирования атомных электрических станций. М.: Минэнерго СССР, 1981.
4. ВНТП-81. Нормы технологического проектирования тепловых электрических станций. М.: Минэнерго СССР, 1981.
5. Беляев Л.А. Турбины тепловых и атомных электрических станций. Томск: ТПУ, 2009. 142 с.
6. ГОСТ 4.424-86 Система показателей качества продукции. Турбины паровые стационарные. Номенклатура показателей. М.: Издательство стандартов, 1986.
7. Прочность элементов паровых турбин/ под ред.Л.А. Шубенко-Шубина. М.: Гос. науч.-техн. изд-во. машиностроительной литературы, 1962. 565 с.
8. Правила технической эксплуатации электрических станций и сетей РФ, 2019.
9. Луканин П.В., Короткова Т.Ю. Тепловые двигатели для целлюлозно-бумажной промышленности (теория и конструкция паровых турбин): учебное пособие/ СПбГТУРП. СПб., 2008. 197 с.
10. Костюк А.Г., Фролов В.В., Булкин А.Е., Трухний А.Д. Паровые и газовые турбины для электростанций: учебник для вузов/ под ред. А.Г. Костюка. М.: Издательский дом МЭИ, 2016. 557 с.
11. СО 153-34.20.501-2003 Правила технической эксплуатации электрических станций и сетей РФ. 4.4. Паротурбинные установки. Приказ Минэнерго РФ от 19.06.2003 № 229.

Учебное издание

**ЗЛОБИН ВЛАДИМИР ГЕРМАНОВИЧ**

**ПАРОТУРБИННЫЕ УСТАНОВКИ  
ТЕПЛОВЫХ И АТОМНЫХ  
ЭЛЕКТРОСТАНЦИЙ**

**ЧАСТЬ 2. РЕЖИМЫ РАБОТЫ**

**УЧЕБНОЕ ПОСОБИЕ**

Корректор Н.П. Новикова  
Техн. редактор Л.Я. Титова

Темплан 2020 г., поз.28

---

Подп. к печати 08.05.2020	Формат 60x84/16 .	Бумага тип. № 1.
Печать офсетная.	5,5 печ.л.; 5,5 уч.-изд.л.	Тираж 50 экз.
Изд. № 28.	Цена "С".	Заказ №

---

Ризограф Высшей школы технологии и энергетики СПбГУПТД, 198095,

Санкт-Петербург, ул. Ивана Черных, 4.

Учебное издание

**ЗЛОБИН ВЛАДИМИР ГЕРМАНОВИЧ**

**ПАРОТУРБИННЫЕ УСТАНОВКИ  
ТЕПЛОВЫХ И АТОМНЫХ  
ЭЛЕКТРОСТАНЦИЙ**

**ЧАСТЬ 2. РЕЖИМЫ РАБОТЫ**

**УЧЕБНОЕ ПОСОБИЕ**

Корректор Н.П. Новикова  
Техн. редактор Л.Я. Титова

Темплан 2020 г., поз.28

---

Подп. к печати 08.05.2020

Формат 60x84/16 .

Бумага тип. № 1.

Печать офсетная.

5,5 печ.л.; 5,5 уч.-изд.л.

Тираж 50 экз.

Изд. № 28.

Цена "С".

Заказ №

---

Ризограф Высшей школы технологии и энергетики СПбГУПТД, 198095,  
Санкт-Петербург, ул. Ивана Черных, 4.