

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РЕСПУБЛИКИ КАЗАХСТАН
КАРАГАНДИНСКИЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ

Калытка В.А.

КОНСПЕКТ ЛЕКЦИЙ

Дисциплина TU 3218 «Турбинные установки»

Модуль ESTA 08 «Электрические станции и теплообменные аппараты»

Образовательная программа 6B07108 «Теплоэнергетика»

Факультет энергетики, автоматики и телекоммуникации

Кафедра «Энергетические системы»

Караганда 2020

Раздел 1 Турбины

Тема 1 Турбинные установки. Тепловые циклы паротурбинных установок (2 часа)

План лекций

1. Принцип работы турбины
2. Общая классификация паровых и газовых турбин
3. Подразделение турбин по принципу действия
4. Многоступенчатые турбины
5. Подразделение турбин по направлению потока рабочего вещества

вещества

Принцип работы турбины

Турбина - ротативный тепловой двигатель с непрерывным процессом преобразования тепловой энергии рабочего вещества в механическую работу. Кинематическая схема её предельно проста.

Турбина состоит из двух основных узлов:

1. Вращающаяся часть - ротор, и
2. Неподвижная часть - корпус (статор).

Перед каждым диском с рабочими лопатками укреплен сопловый аппарат, состоящий из нескольких неподвижных сопел, закрепленных в корпусе.

Основным условием работы турбины является наличие разности давлений – перед сопловым аппаратом и за рабочими лопатками.

Сопла, совместно с рабочими лопатками, образуют проточную часть турбины. В проточной части происходит двойное преобразование энергии рабочего вещества:

1. в соплах потенциальная энергия пара или газа превращается в кинетическую; на выходе из сопел скорость потока составляет сотни метров в секунду;

2. на рабочих лопатках кинетическая энергия потока непосредственно превращается в механическую работу вращения вала турбины; скорость вращения, как правило, составляет тысячи оборотов в минуту.

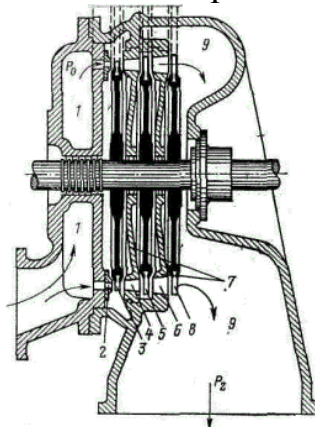


Рис.1. 1, 9 – камеры подвода и отвода пара;
2, 4, 6 – сопла; 3, 5, 8, - рабочие лопатки;
7 – диафрагмы.

Общая классификация паровых и газовых турбин

1. По принципу действия: активные и реактивные,
2. По количеству ступеней: одноступенчатые и многоступенчатые.

Многоступенчатые, в свою очередь, могут быть со ступенями давления, со ступенями скорости и комбинированные (как со ступенями скорости, так и со ступенями давления).

3. По направлению потока рабочего вещества:
осевые, радиальные и тангенциальные.

Подразделение турбин по принципу действия

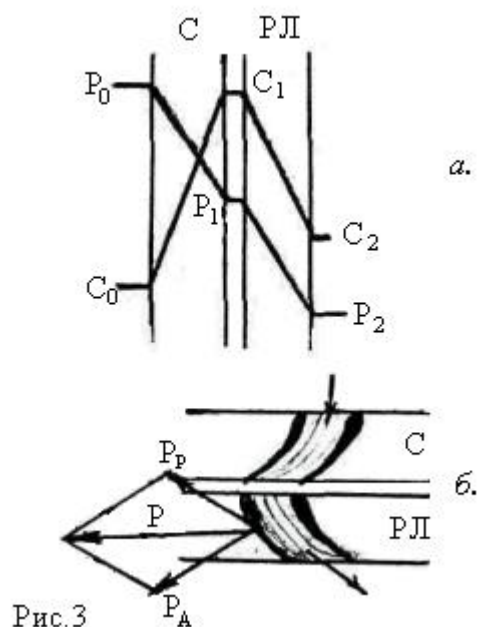
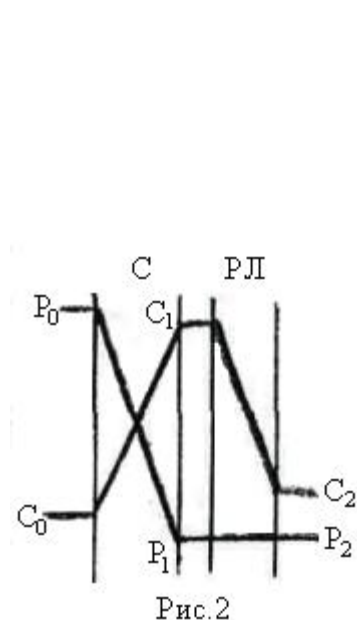
Активные турбины (турбинные ступени)

Проточная часть, состоящая из одного ряда сопел и одного ряда рабочих лопаток, образует простейшую турбинную ступень.

В активном варианте ступени расширение рабочего вещества (падение давления) имеет место только в соплах; на рабочих лопатках давление остается постоянным.

Работа осуществляется за счет непосредственного ударного действия потока на лопатки.

Характер изменения давления и скорости показан на графике, рис.2, где $P_0 - P_1 - P_2$ - линия изменения давления, а $C_0 - C_1 - C_2$ - линия, характеризующая изменение абсолютной скорости потока; С - сопловой аппарат, РЛ - рабочие лопатки.



Реактивные турбинные ступени

Расширение рабочего вещества имеет постепенный характер: давление частично падает в соплах, а затем - до конечного значения - на рабочих лопатках, что обуславливается соответствующим профилем проточной части.

На лопатках, вследствие наличия перепада давлений, наряду с непосредственным ударным (активным) действием струи, появляется реактивная отдача, т.е., полная сила, действующая на лопатку, складывается из двух составляющих.

Характер изменения давления и абсолютной скорости дан на рис.3а, а действующих сил - на рис.3б, где R_d - сила активного воздействия, R_r - реактивная сила, а P - полная сила, действующая на рабочую лопатку.

Подразделение турбин по количеству ступеней

Одноступенчатые турбины

Комбинация одного ряда (по окружности) сопел и одного венца рабочих лопаток называется активной или реактивной ступенью.

Многоступенчатые турбины . Турбины со ступенями давления

В данном случае турбина состоит из нескольких, последовательно расположенных простейших одноступенчатых турбин, являющихся "ступенями" многоступенчатой турбины. Расширение рабочего вещества происходит постепенно, от ступени к ступени. Такие турбины могут быть как активного, так и реактивного типа.

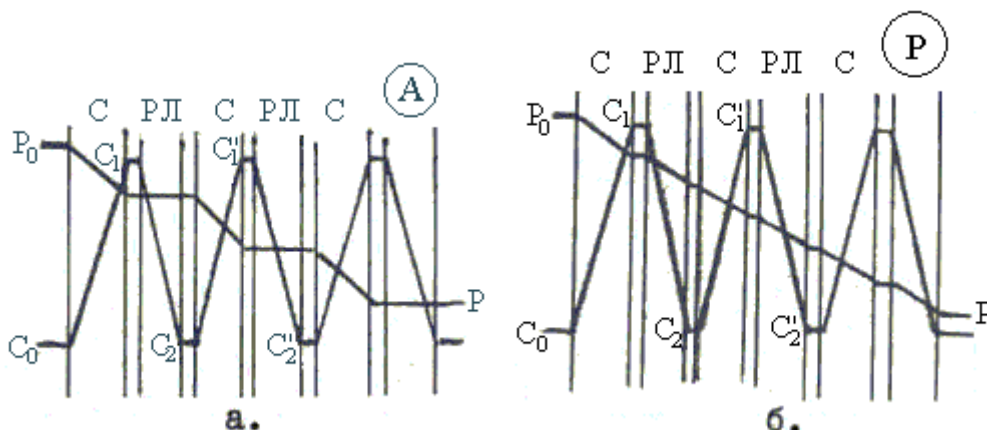


Рис.4

Характер изменения давления и абсолютной скорости потока в этом случае представлен на рис.4а (активный вариант) и рис.4б (реактивный).

Рекомендуемая литература

1. Щегляев А.В. Паровые турбины. — М.: Энергия, 1976. — 357 с.
2. Паровые и газовые турбины: Учебник для вузов / Под ред. А.Г. Костюка, В.В. Фролова. — М.: Энергоатомиздат, 1985. — 352 с.

Контрольные задания для СРС (темы 1) [1, 2, 7]

1. Турбины тангенциального типа
2. Турбины конденсационные без отборов пара
3. Турбины мягкого пара

Тема 2 Газотурбинные установки_ (2 часа)

План лекции

Газотурбинные установки

Термодинамические основы теории газотурбинных двигателей

Коэффициент полезного действия и удельная работа действительного цикла ГТУ

Газотурбинные установки

Простейшая схема газотурбинной установки дана на рис.18.

В её состав входят: К – компрессор, КГ – камера горения, ГТ – газовая турбина, ТН – топливный насос, ПМ – пусковой мотор.

Компрессор забирает воздух из атмосферы, сжимает его до нужного давления и подаёт в камеру горения, куда от топливного насоса поступает топливо. Компрессор приводится в действие от газовой турбины, но мощность, им потребляемая, меньше мощности, развиваемой турбиной. В результате, одновременно с вращением компрессора, турбина даёт полезную мощность на привод электрогенератора. Рабочим телом в данном случае служат продукты сгорания топлива. Отработавший газ из турбины выбрасывается в атмосферу. Пусковой мотор необходим для раскручивания системы роторов, в том числе - компрессора, с целью получения начального сжатия воздуха при пуске установки.

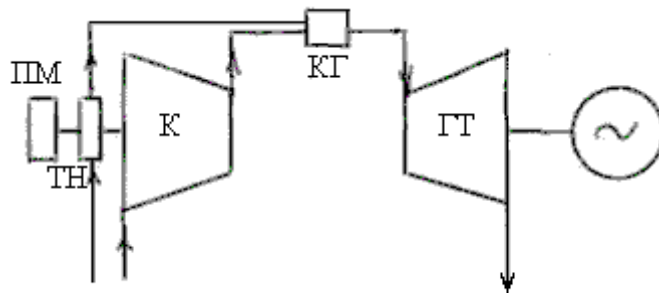


Рис.18

Газотурбинная установка, работающая по такой схеме, называется установкой открытого цикла.

Более сложная схема газотурбинной установки, работающей по замкнутому циклу, дана на рис.19.

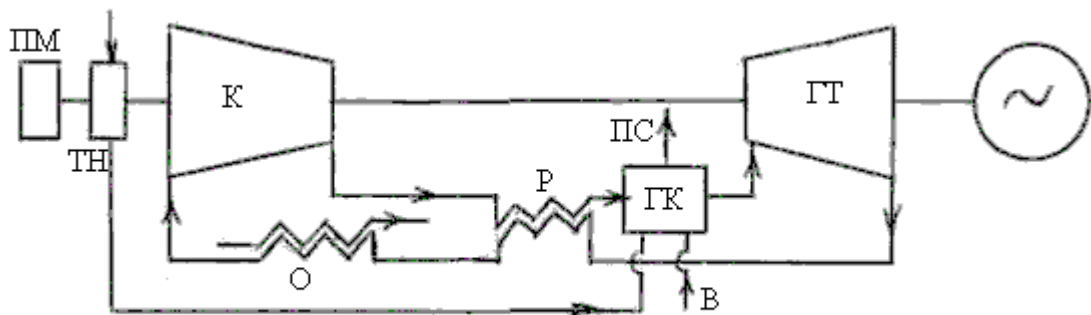


Рис.19

В качестве рабочего тела здесь используется воздух или же какой-то другой газ, циркулирующий в замкнутом контуре и не смешивающийся с продуктами сгорания.

Камера горения здесь заменена газовым котлом ГК, представляющем из себя трубчатую конструкцию, подобную обычным водотрубным котлам, работающим на органическом топливе. На схеме В - подвод воздуха, ПС - отвод продуктов сгорания.

Кроме известных уже элементов в схему включен регенератор - Р и охладитель воздуха - О.

Регенератор - теплообменный аппарат, служащий для подогрева рабочего газа, идущего в газовый котел, теплом, содержащимся в отработавшем газовом потоке, идущем из турбины.

Охладитель воздуха перед компрессором обеспечивает отвод тепла в окружающую среду в соответствии со вторым законом термодинамики.

В настоящее время практически все газотурбинные установки работают по схеме открытого цикла.

Основные достоинства и недостатки газотурбинных установок

К достоинствам газотурбинных установок можно отнести:

1. Газотурбинная установка проще по устройству, чем паросиловая из-за отсутствия котельной установки, сложной системы паропроводов, конденсатора, а также большого числа вспомогательных механизмов, применяющихся в паровых установках.

Металлозатраты и вес газотурбинной установки на единицу мощности вследствие указанных причин будут значительно меньше, чем паротурбинной.

2. Установка требует минимального расхода воды - практически только на охлаждение масла, идущего к подшипникам.

3. Для газотурбинных установок характерен быстрый ввод турбоагрегата в работу. Пуск мощных установок из холодного состояния до принятия нагрузки занимает порядка $15 \div 18$ минут, в то время как подготовка к пуску паросиловой установки занимает несколько часов, увеличиваясь с повышением начальных параметров пара.

Недостатки газотурбинных установок:

1. Для того, чтобы установка давала полезную мощность, начальная температура газа перед турбиной должна быть больше 550°C , т.е., весьма высокой. Это вызывает определенные трудности при практическом выполнении газовых турбин, требуя как специальных весьма жаростойких материалов, так и специальных систем охлаждения наиболее высокотемпературных частей.

2. На привод компрессора расходуется до $50 \div 70$ % мощности, развиваемой турбиной. Поэтому полезная мощность газотурбинной установки гораздо меньше фактической мощности газовой турбины.

3. В газотурбинных установках исключено применение твердого топлива по обычной схеме. Наилучшие виды топлива для ГТУ - природный газ и качественное жидкое (керосин). Мазут же требует специальной подготовки для удаления шлакообразующих примесей.

4. Единичная мощность газотурбинной установки ограничена. На конец XX века она составляет $120 \div 150$ МВт. Это обусловлено большими габаритными размерами установки из-за невысокого начального давления газа перед турбиной - до 25 кгс/см^2 и его гораздо меньшей работоспособности по сравнению с водяным паром.

5. Очень большая шумность при работе, значительно превышающая ту, что имеет место при эксплуатации паротурбинных установок.

Рекомендуемая литература

1. Щегляев А.В. Паровые турбины. — М.: Энергия, 1976. — 357 с.
2. Паровые и газовые турбины: Учебник для вузов / Под ред. А.Г. Костюка, В.В. Фролова. — М.: Энергоатомиздат, 1985. — 352 с.

Контрольные задания для СРС (тема 2) [1, 2, 7]

1. КПД компрессора
2. КПД газовой турбины
3. Характеристики адиабатического сжатия
- 4.

Тема 3 Теплотехническое совершенствование цикла газотурбинного двигателя (2 часа)

План лекции

Газотурбинные установки

Термодинамические основы теории газотурбинных двигателей

Коэффициент полезного действия и удельная работа действительного цикла ГТУ

Повышение экономичности газотурбинных установок, в принципе, может быть осуществлено различными способами: применением регенеративного теплообмена, ступенчатого сжатия с охлаждением воздуха и ступенчатого расширения с дополнительным подводом тепла еще в одной камере сгорания, установленной между газовыми турбинами на пути расширения продуктов сгорания (см. раздел 1.1).

Принципиальная схема ГТУ с регенерацией тепла в координатах Т-*s* приведена на Рис. 1. 13. Степень регенерации в этих условиях, с использованием принятых обозначений, на Рис. 1.13 будет определяться соотношением:

$$\varphi = \frac{T_{\varphi} - T_{2^1}}{T_{4^1} - T_{2^1}} \quad (1.47)$$

а эффективно- термодинамический КПД – соотношением, аналогичным соотношению (1. 23):

$$\eta_c = \frac{1 - \lambda}{1 + (1 - \varphi) \cdot \varepsilon_{\varphi}} \quad (1.48)$$

где ε_{φ} - характеристика регенеративного использования тепла [2,3]:

$$\varepsilon_{\varphi} = \frac{T_{4^1} - T_{2^1}}{T_3 - T_{4^1}} \quad (1.49)$$

Нулевому значению характеристики регенеративного использования тепла (ε_{φ}) соответствует случай равенства конечных температур расширения и сжатия ($T_{4^1} = T_{2^1}$); очевидно, что в этом предельном случае возможности регенеративного использования тепла исключаются.

Удельная работа h_e , (как это видно из соотношения 1.27) в явном виде не зависит от φ , но она зависит от λ , которая в свою очередь зависит от гидравлических сопротивлений.

Регенерация тепла в ГТУ благоприятно сказывается в двух направлениях: с одной стороны она способствует повышению КПД установки, а с другой – снижает величину оптимального соотношения давлений сжатия в осевом компрессоре (Рис.1.6). В действительном цикле эффективность регенерации в значительной степени зависит от величины гидравлического сопротивления в регенераторе по его воздушной и газовой стороне. Поскольку с изменением степени регенерации при прочих равных условиях в том же направлении изменяется и величина поверхности регенератора и, следовательно, гидравлические сопротивления, то выбор расчетного (оптимального) значения коэффициента регенерации (φ) является сложной технической и технико-экономической задачей.

Если принять во внимание, что все регенераторы стараются проектировать и изготавливать как воздухоподогреватели, работающие по схеме близкой к схеме противотока, то с достаточно высокой степенью точности можно принять, что средняя разность температур между газовым и воздушным потоками в регенераторе определяется как разность температур газов за турбиной и температурой воздуха за регенератором, $\Delta t = t_4^1 - t_\varphi$.

Уравнение теплового баланса по регенератору можно записать в виде:

$$Q = G c_{pm} (t_\varphi - t_2^1) = k F_p \Delta t \quad (1.50)$$

где G – расход рабочего тела через регенератор; c_{pm} – средняя теплоемкость воздушного потока в пределах регенератора; t_φ – температура воздуха после прохождения регенератора; t_2^1 – температура воздуха на входе в регенератор (после осевого компрессора); Δt – средняя разность температур между газовым и воздушными потоками в пределах регенератора.

Сопоставляя между собой соотношения (1. 47) и (1. 50) после ряда несложных преобразований, получим:

$$F_p = \frac{G c_{pm}}{k} \cdot \frac{\varphi}{1 - \varphi} \quad (1. 51)$$

или

$$\frac{k F_p}{G c_{pm}} = \frac{\varphi}{1 - \varphi} \quad (1.52)$$

Отсюда вытекает следующая функциональная зависимость:

$$\Delta P = \Delta P (\pi_k, \varphi) = \Delta P (\tau, \varphi) \quad (1.53)$$

Это значит, что существует оптимальное значение степени регенерации ($\varphi_{\text{опт.}}$), при котором в условиях заданных параметров цикла и принятого закона сопротивлений эффективно-термодинамический КПД достигает своего максимума. Такая экстремальная задача формулируется для функции двух независимых переменных (τ и φ).

При рассмотрении регенеративного цикла следует учесть тенденцию повышения степени регенерации при уменьшении нагрузки на валу турбины. Действительно, используя соотношение (1.52) и записав его для двух режимов

работы (номинальная и промежуточная нагрузка агрегата) получим, принимая $c_{pm} = idem$:

$$\frac{\varphi}{1-\varphi} \cdot \frac{1-\varphi_0}{\varphi_0} = \frac{k}{k_0} \cdot \frac{G_0}{G} \quad (1.54)$$

Пренебрегая термическим сопротивлением стенки регенератора и считая одинаковым характер теплоотдачи со стороны газов и воздуха, можно считать, что:

$$\frac{k}{k_0} = \frac{Re^n}{Re_0^n} = \left(\frac{G}{G_0} \right)^n \quad (1.55)$$

Из сопоставления соотношений (1.54) и (1.55) находим:

$$\frac{\varphi}{\varphi_0} = \frac{1}{\varphi_0 + (1-\varphi_0) \cdot \frac{G}{G_0} \cdot \frac{k_0}{k}} = \frac{1}{\varphi_0 + (1-\varphi) \cdot \left(\frac{G}{G_0} \right)^{1-n}} \cong \frac{1}{\varphi_0 + (1-\varphi_0) \cdot \left(\frac{G}{G_0} \right)^{0,2}} \quad (1.56)$$

Изменение полезной нагрузки на валу ГТУ приводит к изменению расхода рабочего тела по тракту ГТУ, что будет способствовать интенсификации процесса теплопередачи по тракту регенератора и, как следствие, увеличению численного значения коэффициента регенерации тепла и следовательно стабилизации КПД установки на частичных нагрузках.

Несмотря на то, что за счет теплотехнических мероприятий можно рассчитывать на значительное повышение показателей установки и прежде всего, ее КПД, использование сложных схем на газопроводах ограничивается их высокой стоимостью, сложностью регулирования, низкими показателями работы теплообменников и т.п.

В качестве экспериментально-промышленной установки в единичных образцах в перспективе может рассматриваться только схема с промежуточным отводом тепла в процессе сжатия. Принципиальная схема такой установки приведена на Рис. 1.14. За счет совместной установки холодильника и регенерации тепла отходящих газов такие схемы могут обеспечивать получение высокой удельной мощности и КПД ГТУ на уровне 40-43%.

Рекомендуемая литература

1. Щегляев А.В. Паровые турбины. — М.: Энергия, 1976. — 357 с.
2. Паровые и газовые турбины: Учебник для вузов / Под ред. А.Г. Костюка, В.В. Фролова. — М.: Энергоатомиздат, 1985. — 352 с.

Контрольные задания для СРС (темы 1) [1, 2, 7]

1. Основные тепловые и конструктивные показатели трубчатого регенератора газотурбинной установки
2. Коэффициент теплоотдачи
3. Средняя температура продуктов сгорания в регенераторе

Тема 4. Влияние параметров наружного воздуха на работу газотурбинной установки (2 часа)

Теория газотурбинных установок показывает, что они очень чувствительны к изменению термодинамических параметров цикла и, в частности, к изменению температуры и давлению наружного воздуха на входе в осевой компрессор установки. В условиях эксплуатации это проявляется в виде изменения внешних характеристик газотурбинной установки. При изменении давления наружного воздуха и неизменной его температуре, мощность установки изменяется прямо пропорционально изменению наружного давления. Однако колебания давления наружного воздуха на отдельных компрессорных станциях и от станции к станции происходят в сравнительно малых пределах, что и определяет малое влияние изменения давления наружного воздуха на работу ГТУ на магистральных газопроводах, расположенных в большинстве случаев в равнинной местности.

Значительно больше в условиях КС имеет место колебание температуры наружного воздуха, особенно сезонные. Отклонение температуры наружного воздуха от расчетной ($t_1 = +15\text{ }^{\circ}\text{C}$) вызывает значительное изменение эффективной мощности ГТУ, а в отдельных крайних случаях (вследствие ограничения температуры газов перед турбиной) может вызвать и вынужденную остановку агрегата, чтобы не вывести из строя лопатки и диски газовой турбины.

Изменение температуры наружного воздуха T_1 при неизменной температуре газов перед турбиной T_3 приводит к тому, что с понижением T_1 мощность и частота вращения вала ГТУ возрастают, возрастает и производительность агрегата. Одновременно с этим растет КПД установки. Повышение T_1 приводит к падению мощности и снижению частоты вращения вала ГТУ. Повышение мощности ГТУ до номинального значения здесь можно осуществить лишь за счет повышения температуры газов перед турбиной сверх расчетной.

При неизменной номинальной мощности установки, понижение температуры наружного воздуха приводит к уменьшению температуры газов перед турбиной и уменьшению частоты вращения вала ГТУ; КПД установки при этом повышается. Повышение температуры наружного воздуха приводит к обратному эффекту.

Большая чувствительность газотурбинных установок к изменению температуры наружного воздуха, поступающего на вход осевого компрессора, объясняется тем что, во-первых, многие современные ГТУ имеют постоянные проходные сечения газовой турбины и осевого компрессора, что исключает возможность регулирования расхода воздуха при неизменных параметрах рабочего тела ГТУ и, во-вторых, современные установки характеризуются большим значением соотношения работ сжатия и расширения $\lambda = h_k / h_t = 0,60-0,70$ на номинальном режиме работы и $\lambda \cong 0,80$ на частичных нагрузках.

Резкого влияния изменения температуры наружного воздуха на режим работы и показатели ГТУ можно значительно уменьшить за счет применения

поворотного входного направляющего аппарата в осевом компрессоре, что и осуществляется в конструкциях современных газотурбинных установках (в основном авиационного типа).

Влияние изменения граничных температур цикла на показатели ГТУ можно проследить на основе рассмотрения следующих соотношений.

Индикаторная мощность ГТУ, как известно, определяется соотношением:

$$\begin{aligned} N_i &= N_{ik} - N_{i,T} = G_T C_{p,m} T_3 (1 - T_3 / T_1) - G_k C_{p,m} T_1 (T_2 / T_1 - 1) = \\ &= N_{i,T} (1 - \lambda) = f(\theta, n, \pi_k) = f_1(\theta, n); \end{aligned} \quad (1.75)$$

$$\theta = T_3 / T_1; \quad \pi_k = P_2 / P_1 \quad (1.76)$$

где θ - соотношение граничных температур цикла; n - частота вращения вала ГТУ; π_k - соотношение давлений сжатия по осевому компрессору.

Приведенные соотношения показывают, что мощность ГТУ в значительной степени зависит от соотношения граничных температур цикла ГТУ. Приращение мощности ГТУ при малых отклонениях соотношений граничных температур цикла ($\Delta\theta$) от номинального значения (θ_0) при неизменной частоте вращения ($n = idem$) равно:

$$\Delta N_i = (\partial N_i / \partial \theta) \Delta \theta \quad (1.77)$$

Вместе с тем, изменение соотношения граничных температур цикла ($\Delta\theta$) будет различным в зависимости от изменения каждой из граничных температур цикла (T_1 и T_3):

$$T_1 = idem; \quad \partial \theta / \partial T_3 = \partial / \partial T_3 (T_3 / T_1) = 1 / T_1 \quad (1.78)$$

$$T_3 = idem; \quad \partial \theta / \partial T_1 = - T_3 / T_1^2 = - \theta / T_1 \quad (1.79)$$

Следовательно:

$$\partial \theta / \partial T_1 = - \theta \partial \theta / \partial T_3; \quad \partial N_i / \partial T_1 = - \theta \partial N_i / \partial T_3 \quad (1.80)$$

Из соотношения (1.80) следует, что при любых значениях π_k , $\eta_{i,k}$, $\eta_{i,T}$ весьма небольшое изменение температуры наружного воздуха (T_1) может вызвать изменение мощности ГТУ в несколько раз большее, чем изменение температуры газов перед турбиной (T_3).

Аналогичные рассуждения могут быть проведены и для оценки влияния граничных температур цикла на изменение КПД ГТУ.

Для получения расчетного соотношения по определению изменения мощности установки только от изменения температуры наружного воздуха, примем ряд упрощающих предпосылок: постоянное значение относительных КПД компрессора и турбины, постоянное значение соотношений давлений сжатия, постоянное значение температуры газов перед турбиной и расхода рабочего тела по установке. Изменяется только температура наружного воздуха.

Используя соотношение $\lambda = N_{i,k} / N_{i,T}$, получим:

$$\lambda = N_{i,k} / N_{i,T} \approx T_1 / T_3; \quad \lambda_0 = (N_{i,k} / N_{i,T})_0 \approx T_0 / T_3; \quad \lambda = \lambda_0 (T_1 / T_0), \quad (1.81)$$

где T_1 - текущее значение начальной абсолютной температуры наружного воздуха; T_0 - начальное (расчетное) значение температуры воздуха в условиях номинального режима ($T_0 = 288,2$ K); λ_0 - соотношение мощностей компрессора и газовой турбины на расчетном режиме работы ГТУ.

Удельную мощность собственно газовой турбины ($N_{e,T} / G_K$) можно считать не зависимой от температуры наружного воздуха перед компрессором, но производительность самого компрессора зависит от температуры наружного воздуха (в условиях постоянства объемной производительности компрессора и постоянства давления наружного воздуха):

$$N_{e,T} / N_{e,T,0} = G_K / G_{K,0} = T_0 / T_1 \approx 1 - \Delta t_1 / T_0 \quad (1.82)$$

где Δt_1 - изменение температуры наружного воздуха сравнительно с номинальным режимом; индексом «0» отмечен номинальный режим работы:

$$\Delta t_1 = T_1 - T_0 \quad (1.83)$$

Текущее (N_e) и номинальное ($N_{e,0}$) значения мощности газотурбинной установки определяются при этом следующими соотношениями:

$$N_e = N_{eT} - N_{eK} = N_{eT} (1 - \lambda) = N_{e,T,0} (1 - \Delta t_1 / T_0) (1 - \lambda_0 T_1 / T_0), \quad (1.84)$$

$$N_{e,0} = N_{e,T,0} - N_{e,K,0} = N_{e,T,0} (1 - \lambda_0) \quad (1.85)$$

Отсюда относительное изменение мощности газотурбинной установки при изменении температуры наружного воздуха определяется соотношением [4]:

$$\frac{N_e}{N_{e,0}} = \left(1 - \frac{\Delta t_1}{T_0} \right) \left(\frac{1 - \lambda_0 \cdot \frac{T_1}{T_0}}{1 - \lambda_0} \right) = \left(1 - \frac{\Delta t_1}{T_0} \right) \left(1 - \frac{\lambda_0}{1 - \lambda_0} \cdot \frac{\Delta t_1}{T_0} \right) \quad (1.86)$$

Соотношение мощностей осевого компрессора и газовой турбины на номинальном режиме обычно составляет $\lambda_0 \approx 0,65$. Это значит, что теоретическое соотношение мощностей газотурбинной установки при наинишей температуре наружного воздуха ($t_1 = - 35 \text{ }^{\circ}\text{C}$; $\Delta t_1 = - 50 \text{ }^{\circ}\text{C}$) и наивысшей ($t_1 = + 35 \text{ }^{\circ}\text{C}$; $\Delta t_1 = + 20 \text{ }^{\circ}\text{C}$) составляет:

$$N_{e,max.} / N_{e,min} = 1,552 / 0,811 = 1,914,$$

Величина отношения номинальных мощностей газовой турбины при температуре воздуха $+ 15 \text{ }^{\circ}\text{C}$ (обычная расчетная температура, при которой принято определять номинальную мощность ГТУ) и при температуре $- 15 \text{ }^{\circ}\text{C}$, т.е. в условиях зимнего периода эксплуатации ГТУ:

$$N_{e,(при -15)} / N_{e,(при +15)} = 1,318$$

Это значит, что за счет снижения температуры воздуха на входе в осевой компрессор можно осуществить значительную форсировку газотурбинного двигателя.

Все выпускаемые в нашей стране газотурбинные установки проектируются на стандартную температуру наружного воздуха ($+ 15 \text{ }^{\circ}\text{C}$) и стандартное давление наружного воздуха $P = 0,1 \text{ МПа}$, но эксплуатируются в самых различных климатических условиях.

Рекомендуемая литература

1. Щегляев А.В. Паровые турбины. — М.: Энергия, 1976. — 357 с.
2. Паровые и газовые турбины: Учебник для вузов / Под ред. А.Г. Костюка, В.В. Фролова. — М.: Энергоатомиздат, 1985. — 352 с.

Контрольные задания для СРС (темы 1) [1, 2, 7]

1. Идеальная турбина
2. Электрические параметры турбины

Тема 5 Особенности конструкции осевых турбин_ (2 часов)

План лекции

1. Решетки профилей осевых турбин
2. Геометрические и режимные характеристики решеток.
3. Режимные характеристики решеток
4. Основные уравнения, описывающие процессы преобразования энергии в турбине
5. Преобразование энергии потока в соплах
6. Действительный процесс истечения
7. Потери в соплах
8. Коэффициент потери энергии в соплах ξ_c и скоростной коэффициент φ .
9. Расчет сопловых решеток
10. Расчет сопловой решетки со сходящимися сопловыми каналами без расширения в косом срезе

Решетки профилей осевых турбин

Основным типом турбин в настоящее время являются осевые турбины. Основным элементом турбины, в котором происходит преобразование энергий потока пара или газа, является проточная часть.

Проточная часть состоит из неподвижных и подвижных решеток профилей.

К неподвижным решеткам профилей относятся сопловая решетка и направляющая решетка (для турбин с венцами скорости); к подвижным – рабочая решетка.

Геометрические и режимные характеристики решеток.

Обозначения основных величин

Кромки профиля со стороны набегающего потока именуется входными кромками, а со стороны выхода потока – выходными. Линия, касательная к входным кромкам называется линией переднего фронта, а касательная к выходным кромкам – линией заднего фронта. Основные геометрические и режимные характеристики показаны на рис. 1, 2, 3 и 4.

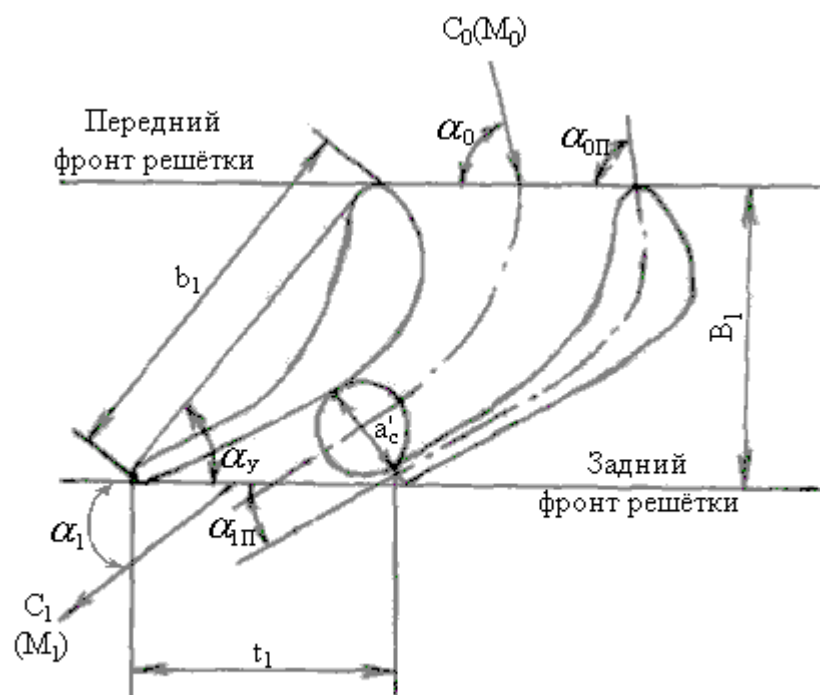


Рис. 1. Сопловая решётка

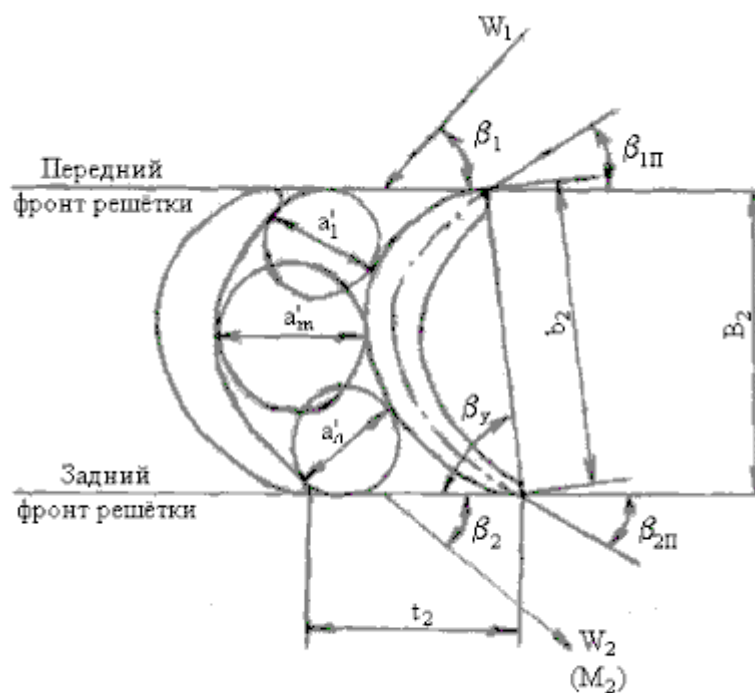


Рис. 2. Рабочая решётка

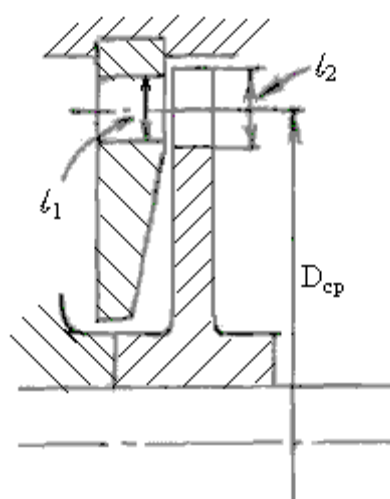


Рис. 3

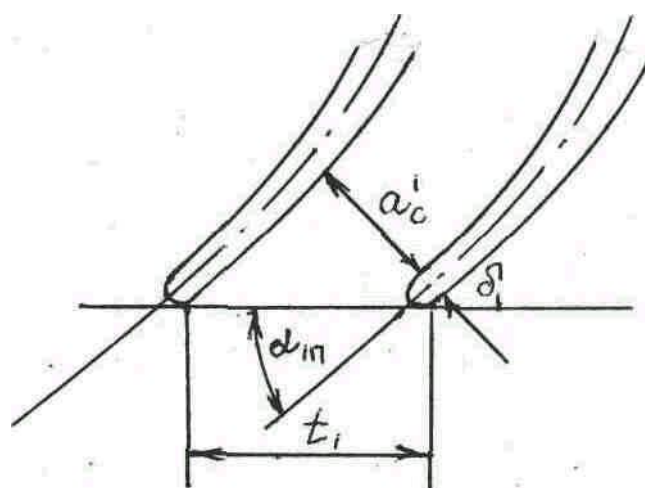


Рис. 4

Геометрические характеристики решетки

B – ширина решетки (расстояние между линиями переднего и заднего фронта),

t – шаг решетки,

b – хорда профиля (расстояние между перпендикулярами к линии, касательной к входной и выходной кромкам профиля, как бы "зажимающими" профиль)

$a'_c; a'_л$ – ширина канала на выходе,

C – высота решетки в выходном сечении,

δ – толщина выходной кромки профиля,

D_{cp} – средний диаметр облопатывания решетки,

τ – коэффициент загромождения выходного сечения кромками профилей,

α_y, β_y – угол установки профиля (угол между хордой профиля и линией заднего фронта),

$\alpha_{0П}, \beta_{1П}$ – геометрические углы входных кромок профиля (геометрические входные углы),

$\alpha_{1П}, \beta_{2П}$ – геометрические выходные углы.

Геометрические углы профиля – это углы между линиями фронта решетки и касательными к базовой линии профиля на входной и выходной кромках.

$$\tau_1 = 1 - \frac{\delta_1}{t_1 \cdot \sin \alpha_{1П}}; \quad \tau_2 = 1 - \frac{\delta_2}{t_2 \cdot \sin \beta_{2П}}$$

Относительные геометрические характеристики

$\bar{t} = \frac{t}{b}$ – относительный шаг решетки, б

$\bar{l} = \frac{l}{b}$ – относительная высота решетки.

Режимные характеристики решеток

C_0 и C_1 – абсолютные скорости потока при входе на сопловую решетку и при выходе из неё,

W_1 и W_2 – относительные скорости потока при входе на рабочую решетку и при выходе из неё,

α_0 и β_1 – углы входа потока, соответственно, на сопловую и рабочую решетки,

α_1 и β_2 – соответствующие углы выхода

$\alpha_{1эф}$ и $\beta_{2эф}$ – эффективные углы выхода, соответственно, с сопловой и рабочей решеток,

M_1 и M_2 – число Маха в выходном сечении решетки

$$\sin \alpha_{1эф} = \frac{a'_c}{t_1}; \quad \alpha_{1эф} = \arcsin \frac{a'_c}{t_1}$$

$$\sin \beta_{2эф} = \frac{a'_л}{t_2}; \quad \beta_{2эф} = \arcsin \frac{a'_л}{t_2}$$

$$M_1 = \frac{c_1}{a_1} \text{ и } M_2 = \frac{W_2}{a_2}; \text{ где } a_1; a_2 - \text{ скорость звука при параметрах в}$$

выходном сечении.

$$a = \sqrt{k \cdot P \cdot V \cdot 10^6} \text{ м/сек; здесь } K - \text{ показатель адиабаты расширения;}$$

для перегретого водяного пара $K = 1,3$
 для воздуха $K = 1,4$
 для влажного водяного пара. $K = 1,035 + 0,1 \cdot X$

P – МПа, давление в выходном сечении; V – м³/кг – удельный объем там же.

Классификация решеток профилей

Все применяемые в турбостроении решетки можно разделить на группы в зависимости от числа Маха в выходном сечении решетки:

дозвуковые при $M < 0,9$	- группа А
околозвуковые $0,9 < M < 1,2$	- группа Б
сверхзвуковые $M > 1,2$	- группа В

Рекомендуемая литература

1. Щегляев А.В. Паровые турбины. — М.: Энергия, 1976. — 357 с.
2. Паровые и газовые турбины: Учебник для вузов / Под ред. А.Г. Костюка, В.В. Фролова. – М.: Энергоатомиздат, 1985. – 352 с.

Контрольные задания для СРС (тема 5) [1, 2, 3,4,5,6,7]

1. Преобразование энергии на рабочих лопатках
2. Потери на рабочих решетках
3. Вихревые потери при отрывах потока на профиле
4. Потери от взаимодействия потока с неподвижным рабочим веществом в зазорах (потери от подсоса)
5. Построение процесса расширения в ступени в тепловой диаграмме

Тема 6 Турбины со ступенями скорости и многоступенчатые турбины_(2 часа)

План лекции

1. Общие положения
2. Турбины со ступенями скорости
3. Многоступенчатые турбины
4. Особенности работы многоступенчатых турбин
5. Общие выводы по многоступенчатым турбинам

Общие положения

Максимальный КПД турбинной ступени получается при определенном значении отношения $\frac{u}{c_1}$. Всякое отклонение этой характеристики от её значения, соответствующего максимальному η_u , снижает этот последний и снижает весьма резко.

Применяемые в настоящее время в паротурбинных агрегатах начальные параметры пара порядка $9 \div 13 \div 24$ МПа и температуре $535 \div 565$ °С и давлении в конденсаторе $0,003 \div 0,005$ МПа позволяют иметь в турбинах располагаемые теплоперепады до $1500 \div 1700$ кДж/кг.

Если принять простейшую одноступенчатую турбину, то при этом теоретическая скорость истечения пара из сопел, соответствующая принятому расширению, будет равна:

активная ступень, $\rho = 0$; $c_1 > 1700$ м/с,

реактивная ступень, $\rho = 0,5$; $c_1 > 1200$ м/с.

Приняв для активной ступени $\frac{u}{c_1} = 0,5$, а для реактивной $\frac{u}{c_1} = 1$, получим

необходимые для получения наивысшего КПД значения окружной скорости: активный вариант $u > 850$ м/с; реактивный – $u > 1200$ м/с.

Аналогичное явление имеет место и в газовых турбинах.

Современное состояние турбостроительной промышленности не в состоянии обеспечить прочность ротора при таких больших окружных скоростях.

В современных турбинах предельные значения окружных скоростей для роторов дискового типа в области высоких температур составляют порядка $200 \div 250$ м/с, а на последних ступенях ≈ 400 м/с (на среднем диаметре облопатывания).

В газовых турбинах предельное значение окружной скорости на среднем диаметре ≈ 325 м/с.

Следовательно, в простейших активных и реактивных турбинах мы или не будем в состоянии использовать достижения современной теплотехники по параметрам пара, работая на низких располагаемых теплоперепадах, или не сможем достичь сколько-нибудь удовлетворительных КПД.

Турбины со ступенями скорости

Одним из мероприятий, увеличивающих КПД турбины при недостаточно больших окружных скоростях и дающих возможность перерабатывать при этом большие теплоперепады с высоким КПД, является применение ступеней скорости.

Если в случае активной турбины в одной ступени срабатывается большой располагаемый теплоперепад, то пар выходит из сопел с огромной скоростью, значительно превышающей критическую. Так как окружная скорость рабочего колеса мала по сравнению со скоростью пара, то пар будет выходить из каналов рабочей решетки с достаточно большой скоростью c'_2 .

Если этот пар со скоростью c'_2 направить на направляющие лопатки, а затем вновь на второй венец рабочих лопаток, укрепленных на том же диске, то на выходе из второго венца рабочих лопаток скорость c''_2 будет уже значительно меньше. Часть кинетической энергии пара будет отдана рабочим лопаткам второго венца и КПД подобной турбины при той же окружной скорости на лопатках значительно возрастет.

Далее пар (или газ) может быть направлен в следующий ряд направляющих, а затем рабочих лопаток; это даст дополнительное срабатывание кинетической энергии и соответствующее повышение КПД турбины.

Таким образом, получаем колесо или ступень давления с двумя или тремя ступенями скорости (в зависимости от числа венцов рабочих лопаток на колесе).

Схема проточной части колеса с двумя ступенями скорости дана на рис. 43. Здесь же показана привязка треугольников скоростей и их индексация.

Соответствующие коэффициенты потери скорости в соплах и на лопаточных венцах обозначим φ , ψ_l , ψ_n , ψ_{l2} .



Рис. 43

Цифровые индексы на векторах и углах соответствуют номерам кромки и венца рабочих лопаток:

первая цифра – № кромки; 1 – входная, 2 – выходная,
вторая цифра – № венца рабочих лопаток (1-й или 2-й).

Принимая чисто активный вариант турбинной ступени получаем основные зависимости:

$$c_1 = \varphi \cdot c_{1t} = \varphi \cdot 44,7 \sqrt{\Delta h_0}; \quad W_{21} = \psi_{l1} W_{11}; \quad c_{12} = \psi_n c_{21}; \quad W_{22} = \psi_{l2} \cdot W_{12}.$$

Далее установим условия получения наивысшего КПД в зависимости от

числа венцов рабочих лопаток.

Так как влияние потерь энергии в соплах и на лопаточных венцах на величину КПД очевидно, то для упрощения задачи примем $\varphi = \psi_{л1} = \psi_n = \psi_{л2} = 1$. Кроме того, примем симметричные профили рабочих и направляющих лопаток, т.е. $\beta_{11} = \beta_{21}$; $\alpha_{21} = \alpha_{12}$; $\beta_{21} = \beta_{22}$.

Располагаемая энергия (при $\varphi = 1$) $W_0 = \frac{c_{11}^2}{2}$.

Полезная энергия $W_1 = \frac{c_{11}^2 - c_{2m}^2}{2}$, где c_{2m} – абсолютная выходная скорость в общем случае из последнего венца рабочих лопаток, т.е., m – число венцов рабочих лопаток (или № последнего венца).

Сделав ряд преобразований по аналогии с ранее рассмотренными случаями, получаем

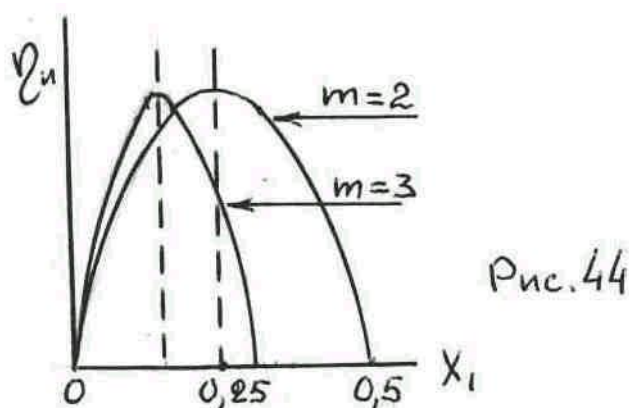


Рис. 44

$$\eta_u = \frac{W_1}{W_0} = 4m \frac{u}{c_{11}} (\cos \alpha_{11} - mX_1).$$

Соответственно

1. $\eta_u = 0$ при $X_1 = 0$

2. $\eta_u = 0$ при $\cos \alpha_{11} - mX_1 = 0$; $X_1 = \frac{\cos \alpha_{11}}{m}$

При $\alpha_1 = 0$ $m = 2$, $X_1 \approx 0,5$

$m = 3$, $X_1 \approx 0,33$

3. η_u будет максимальным, если вектор скорости c_{2m} перпендикулярен вектору окружной скорости u .

Тогда $c_{1u} = 2m \cdot u$; $c_{11} \cos \alpha_{11} = 2m \cdot u$; $X_{\text{опт}} = \frac{u}{c_{11}} = \frac{\cos \alpha_{11}}{2m}$

При $\alpha_1 = 0$ $m = 2$, $X_{\text{опт}} \approx 0,25$

$m = 3$; $X_{\text{опт}} \approx 0,165$

Характер зависимости η_u от X_1 дан на рис. 44.

Рекомендуемая литература

1. Щегляев А.В. Паровые турбины. — М.: Энергия, 1976. — 357 с.
2. Паровые и газовые турбины: Учебник для вузов / Под ред. А.Г. Костюка, В.В. Фролова. — М.: Энергоатомиздат, 1985. — 352 с.

Контрольные задания для СРС (тема 6) [1, 2, 5]

1. Осевые усилия, действующие в проточной части многоступенчатой турбины
2. Характеристика Стодола
3. Характеристика Парсонса

Тема 7 Потери энергии в турбоагрегатах (2 часа)

План лекции

1. Внутренние потери
2. Внешние потери
3. Потеря вследствие парциального впуска
4. Потери энергии на трение дисков и бандажной ленты и на вентиляцию рабочих лопаток
5. Потери от влажности пара
6. Потери от утечек через наружные и внутренние уплотнения

Все потери энергии, возникающие в турбоагрегате, могут быть разделены на две основные группы: внутренние и внешние.

Внутренние – потери, имеющие место внутри турбинных корпусов и влияющие на количество и качество (состояние) протекающего в турбине рабочего вещества.

Внешние – потери, возникающие за пределами тех мест, где течет рабочий пар (газ).

Внутренние потери

1. Основные потери в проточной части: в соплах, на рабочих лопатках, с выходной скоростью,
2. Вследствие наличия связанной проволоки,
3. Вследствие парциального впуска,
4. На трение дисков и бандажной ленты и на вентиляцию рабочих лопаток,
5. От влажности пара, (для паровых турбин),
6. От утечек через наружные и внутренние уплотнения,
7. В зазорах облопатывания,
8. В перепускных трубах (ресиверах) между корпусами турбоагрегата и на выпускную скорость в конденсатор (для паровых турбин),
9. Потери тепла в окружающую среду.

Все внутренние потери учитываются "внутренним относительным КПД" отдельной ступени или же всей турбины в целом η_{oi} .

$$\eta_{oi} = \frac{\Delta H_{oi}}{\Delta H_0}; \Delta H_{oi} = \Delta H_0 - \sum \Delta h_{\text{внутр.потерь}}; \eta_{oi} < \eta_u$$

Внешние потери

1. От трения в подшипниках турбоагрегата,
2. В передаче между турбиной и электрогенератором (если таковая имеется),
3. В электрогенераторе при трансформации энергии.

Рассмотрим каждую из перечисленных внутренних потерь.

1. Факторы и зависимости, определяющие потери в соплах Δh_c , на рабочих лопатках $\Delta h_{л}$ и с выходной скоростью $\Delta h_{вс}$ были подробно рассмотрены ранее.

2. Потери вследствие наличия связной проволоки.

Наличие связной проволоки ухудшает условия течения потока, создает препятствие на пути его движения, зоны завихрения, что приводит к увеличению коэффициента профильных потерь $\xi_{пр}$ и снижению КПД ступени.

В зависимости от высоты рабочих лопаток, места расположения, количества рядов и диаметра проволоки снижение КПД может достигать от 3,6 до 11 %.

Для учета влияния связной проволоки предлагаются различные методы.

Один из них, позволяющий оценивать увеличение коэффициента профильных потерь $\xi_{пр}$ показан на рис. 51.

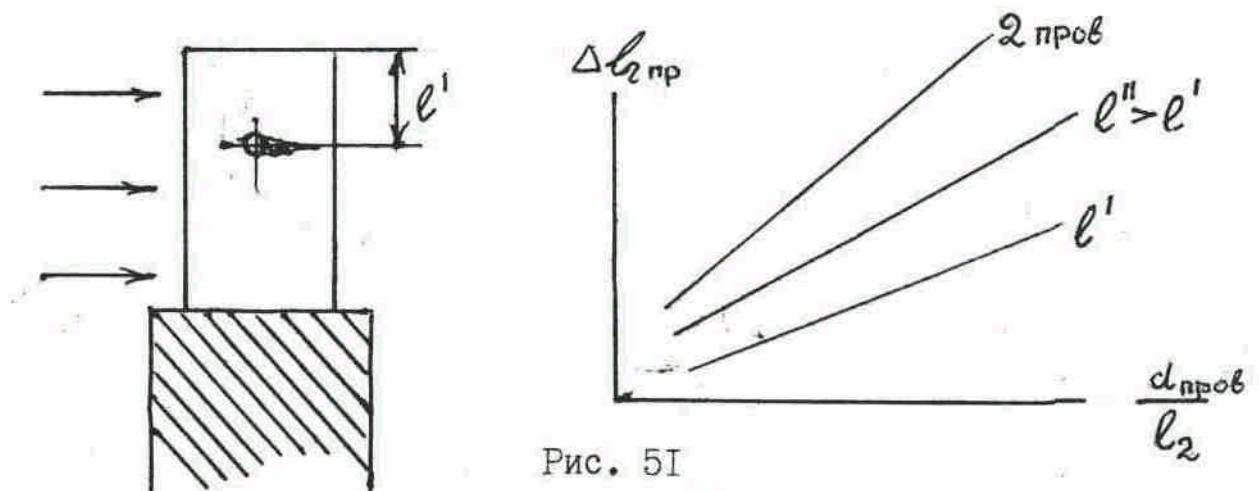


Рис. 51

Потеря вследствие парциального впуска

При парциальном впуске пара (если $\varepsilon < 1$) межлопаточные каналы на рабочей решетке заполнены рабочим паром только в той части рабочего колеса, которая в данный момент находится против сопел. Все остальные межлопаточные каналы заполнены стоячим паром. При подходе этих каналов к соплам рабочий пар должен вытолкнуть из каналов стоячий пар. На это выталкивание (выколачивание) расходуется часть располагаемой энергии. Возникающая при этом потеря энергии иногда именуется "потерей на выколачивание" и может быть определена из выражения

$$\Delta h_{\pi} = \xi_{\pi} \Delta h_0$$

Для одновенечной ступени коэффициент потери энергии на

выколачивание может быть найден из выражения:

$$\xi_{\Pi} \approx 0,42 \frac{B_2}{\varepsilon \pi D_{\text{ср}} \sin \alpha_{1\text{эф}}} \cdot \frac{u}{c_0} \cdot m$$

где $B_2 - m$ – ширина рабочей решетки,

m – число групп сопел, если они находятся достаточно далеко друг от друга,

c_0 – м/с – условная скорость истечения $c_0 = 44,7 \sqrt{\Delta h_0}$ м/с,

ε – степень парциальности одного сегмента сопел.

Если $\varepsilon = 1$, то формула теряет смысл, а $\Delta h_{\Pi} = 0$.

Для двухвенечной ступени один из частных вариантов формулы:

$$\xi_{\Pi} \approx \frac{b'_2}{D_{\text{ср}}} \cdot \frac{u}{c_0} \cdot m; \quad b'_2 = 0,02 + 0,016 \frac{1}{\varepsilon}; \quad D_{\text{ср}} - m$$

Рекомендуемая литература

1. Щегляев А.В. Паровые турбины. — М.: Энергия, 1976. — 357 с.
2. Паровые и газовые турбины: Учебник для вузов / Под ред. А.Г. Костюка, В.В. Фролова. – М.: Энергоатомиздат, 1985. – 352 с.

Контрольные задания для СРС (тема 7) [1, 2, 7]

1. Утечка через наружные уплотнения
2. Качественный способ учета утечек в уплотнениях диафрагм
3. Потери в перепускных трубах между корпусами турбоагрегата и на выпускную скорость в конденсатор
4. Потери тепла в окружающую среду
5. Расход рабочего вещества и тепла на турбину и мощность, развиваемая турбиной

Тема 8 Режимы работы турбин. Турбины атомных станций (2 часа)

8.1. Режимы работы турбин_ (1 час)

План лекции

1. Работа паровых турбин при переменных режимах
2. Переменные режимы для обеспечения требующейся мощности
3. Влияние различных способов регулирования мощности на тепловой процесс в турбине
4. Качественное регулирование – дросселированием пара.
5. Изменение КПД при переменных режимах

Работа паровых турбин при переменных режимах

Переменными называются режимы работы турбоагрегата, при которых

мощность или параметры пара отличаются от номинальных. Соответственно, различают две группы переменных режимов:

1. режимы обеспечения требующейся мощности при номинальных параметрах пара,
2. режимы с изменением начальных параметров пара – давления и температуры – и давления в конденсаторе.

Переменные режимы являются обычными эксплуатационными режимами, особенно первой группы, т.к. требующаяся мощность меняется и, в соответствии с этим, нагрузка на турбоагрегат.

Переменные режимы для обеспечения требующейся мощности

Обеспечение требующейся мощности (регулирование мощности) в паровых турбинах может быть:

1. количественное – изменением расхода пара сюда относится: а). сопловое регулирование, б). обводное регулирование, в). отключением верхних регенеративных отборов пара.
2. качественное регулирование – изменением параметров пара, поступающего непосредственно в проточную часть турбины - дроссельное регулирование.

При сопловом регулировании перед первой ступенью турбины размещается сопловая коробка (рис. 66) с несколькими сопловыми клапанами, открываемыми в определенной последовательности и обеспечивающими нужный пропуск пара.

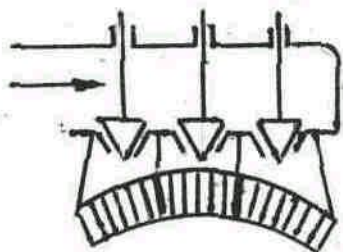


Рис. 66

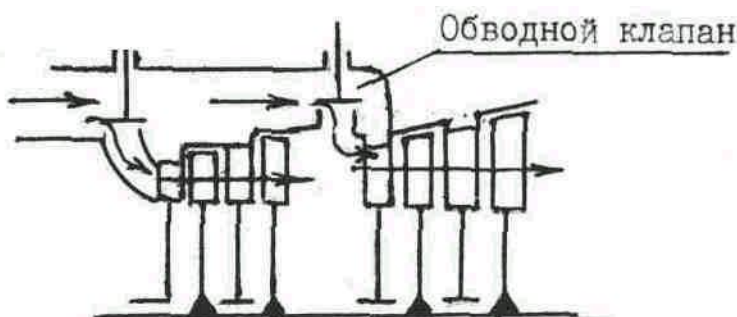


Рис. 67

При обводном регулировании при полном открытии сопловых клапанов и достижении их максимальной пропускной способности открывается обводной клапан (рис. 67), через который подводится дополнительное количество пара, что обеспечивает нужное увеличение мощности.

Одним из наиболее эффективных способов покрытия пиковых нагрузок и создания аварийного и ремонтного резервов в энергосистемах является, как показали исследования в СССР и за рубежом, использование дополнительной мощности, которая может быть получена на конденсационных блоках за счет временного отключения верхних регенеративных отборов турбины (рис. 68) при сохранении постоянным расчетного расхода свежего пара.

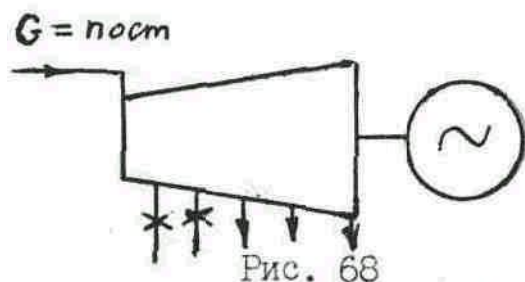


Рис. 68



Рис. 69

Отключение одного отбора дает увеличение мощности порядка 3,5 %, двух – совместно до 8 %. Экономичность работы турбоагрегата при этом, естественно, падает, но при указанных выше обстоятельствах это является вполне приемлемым.

При дроссельном регулировании за стопорным клапаном по ходу пара располагается дроссельный клапан (рис. 69), который при постоянном давлении пара перед турбиной регулирует, в зависимости от требующейся мощности, давление пара непосредственно перед проточной частью, а также и количество поступающего пара.

Влияние различных способов регулирования мощности на тепловой процесс в турбине

Тепловой процесс в турбине на переменных режимах существенно отличается от теплового процесса на расчетном режиме.

В турбину, имеющую вполне определенную проточную часть, размеры которой определены из расчета на основном режиме, попадает на уменьшенных мощностях соответственно меньшее количество рабочего вещества или же при измененных параметрах. Так как проточная часть турбины не может меняться (за исключением первой ступени при наличии соплового регулирования), то, естественно, произойдет перераспределение теплоперепадов между ступенями и тепловой процесс в турбине изменится по сравнению с режимом номинальной нагрузки.

Хотя при изменении режима работы турбины одновременно может меняться несколько параметров, рассмотрим сначала влияние на тепловой процесс турбины отдельных параметров.

Количественное регулирование – изменением расхода пара.

Рассмотрим первоначально особенности работы последней ступени турбины.

Условие неразрывности струи сохраняет свою силу независимо от изменений расхода рабочего вещества в турбине $GV = f c_1$

Если при изменении режима работы турбины расход пара изменится и станет равным G' , то для последней ступени $G'V' = f c_1'$, где G' , V' , c_1' – величины, соответствующие измененному режиму работы.

Проточная площадь последней ступени f является величиной постоянной.

Давление за турбиной (пара в конденсаторе) с изменением нагрузки немного меняется, но это изменение незначительно и в данном случае им можно пренебречь. Поэтому можно считать $V' \approx V$

Взяв отношение второго уравнения неразрывности к первому имеем $\frac{G'}{G} = \frac{c_1'}{c_1} = \frac{\sqrt{\Delta h_0'}}{\sqrt{\Delta h_0}}$, т.е., если расход пара в турбине уменьшается, то во столько

же раз уменьшается скорость пара c_1' ; с увеличением расхода пара происходит увеличение c_1' .

Скорость истечения c_1 прямо пропорциональна корню квадратному из располагаемого теплоперепада (для активного типа турбинной ступени). Поэтому с изменением расхода пара в турбине располагаемый теплоперепад в последней ступени изменяется в том же направлении, как и расход пара.

Рекомендуемая литература

1. Трояновский Б.М. Варианты проточной части паровых турбин // Электрические станции. – 2003. – № 2. – С. 18-22.
2. Рыжкин В.Я. Тепловые электрические станции. – М.: Энергоатомиздат, 1987. – 327 с.

Контрольные задания для СРС (тема 8) [1, 5]

1. Зависимость расходов рабочего вещества и давлений в ступенях при переменных режимах в многоступенчатых турбинах.
2. Конструктивные особенности выполнения последней ступени мощных конденсационных турбин.

8.2. Турбины атомных станций_ (1 час)

План лекции

1. История создания атомных станций
2. Особенности турбинных установок атомных электростанций
3. Конструктивные схемы турбин на насыщенном паре

Первая в мире атомная электростанция была введена в эксплуатацию в Советском Союзе в июне 1954 г. в г.Обнинске под Москвой.

Мощность ее составила 5 МВт. Она являлась научно-экспериментальной базой для проверки в реальных условиях эксплуатации правильности принятых технических решений, надежности всех элементов оборудования и отработки правил технической эксплуатации и техники безопасности.

В 1958 г. была введена в эксплуатацию Сибирская АЭС электрической мощностью 100 МВт.

Практически промышленная эксплуатация АЭС в СССР началась в 1964 году, когда были введены в действие первые блоки на Белоярской и Нововоронежской АЭС.

К 1990 г. на территории СССР действовали 16 промышленных АЭС, из них 9 – в РСФСР, 5 на Украине и по одной в Армении и Литве.

Крупнейшие из них: Запорожская, мощностью 5000 МВт, Ленинградская, Курская и Балаковская мощностью по 4000 МВт каждая.

В Дальневосточном регионе имеется единственная АЭС – Билибинская, на Чукотке в районе порта Певек. Ее электрическая мощность 48 МВт (4 турбины по 12 МВт). Введена в эксплуатацию в январе 1974 г.

Ведутся проектно-изыскательные и подготовительные работы к строительству АЭС в Приморском крае.

В последнем десятилетии 20 века в 26 странах мира действовало около 400 АЭС, обеспечивавших значительную долю выработки электроэнергии.

Производство электроэнергии на АЭС в процентах от общей выработки в стране в последнем десятилетии 20 века дано в табл.1.

Таблица 1

Выработка электроэнергии на АЭС в различных странах
(в процентах от общей)

я	Франци	75	Япония	28
	Швеция	50	Чехословакия	27
	Украина	50	США	20
	Швейца	40	Великобритани	19,5
рия			я	
я	Германи	34	Россия	13

В целом мире на долю АЭС приходится примерно 16 % общей выработки электроэнергии.

Особенности турбинных установок атомных электростанций

Современные ядерные реакторы в подавляющем большинстве случаев вырабатывают сухой насыщенный пар при относительно невысоком давлении, не превышающем 6-7,1 МПа.

Дальнейшее повышение давления свежего пара для АЭС на ближайшее время считается неоправданным по причинам общих технико-экономических показателей.

Невысокие параметры свежего пара и определяют особенности турбин атомных электростанций: повышенные расходы пара – примерно в два раза больше, чем у турбин аналогичной мощности на обычных ТЭС, и появление влаги на первых же ступенях с быстрым нарастанием влажности по ходу пара.

Повышенные расходы пара требуют увеличения пропускной способности последних ступеней турбины, что приводит к необходимости делать разветвленный выхлоп пара в конденсатор при увеличении числа корпусов низкого давления до 3-4 при двойном выхлопе в каждом.

Кроме того, в сверхмощных турбинах сочетается развитый многоходовой выхлоп с понижением числа оборотов в два раза против обычного (в отечественной практике с 3000 до 1500 об/мин.) с соответствующим увеличением длины рабочих лопаток на последней ступени до, примерно, 1,5 м.

Наличие влаги в паре ведет к понижению КПД на всех ступенях турбины, а также вызывает эрозию элементов проточной части (в первую очередь рабочих лопаток).

Мероприятия по уменьшению влажности и защите проточной части от эрозии:

1. Отвод влаги при помощи сепарационных устройств:

- а). Внешние сепараторы между корпусами турбины;
- б). Внутритурбинные сепарационные устройства.

2. Промежуточный перегрев пара.

Местоположение внешнего сепаратора определяется максимальной допустимой влажностью в проточной части – 12-13 %.

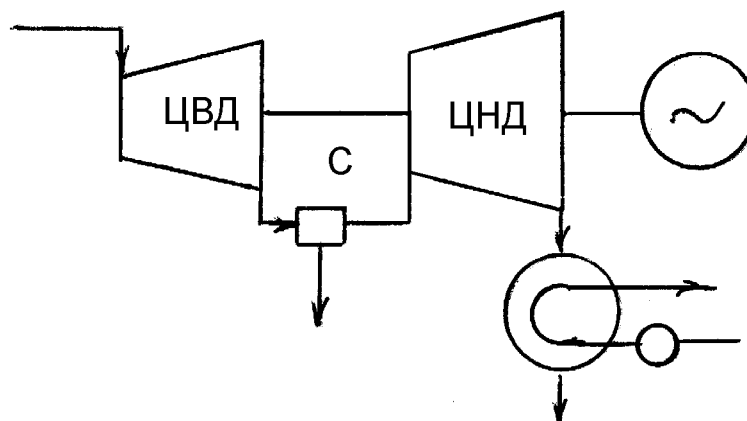


Рис.1.

Турбина при этом выполняется двухкорпусной (рис.1) – с ЦВД и ЦНД и сепаратором между ними.

Сепаратор обеспечивает снижение влагосодержания с 12-13 % (после ЦВД) до ≈ 1 % перед ЦНД.

К внутритурбинным сепарационным устройствам относятся:

1. Обычные влагоулавливающие устройства, в которых капельки влаги с выходной кромки рабочих лопаток отбрасываются под действием центробежной силы в щель-ловушку в корпусе.

2. Аналогичные устройства, но с отсосом части пара из камеры-ловушки. Для обеспечения эффекта отсоса, камера сообщается с областью пониженного давления.

3. Отсос влаги через пустотелые сопловые перегородки. Полость внутри перегородки сообщается с областью пониженного давления, а почти по всей высоте перегородки в районе входной кромки делаются щели, в которые и засасывается водная пленка, движущаяся по поверхности профиля.

4. Очень эффективным является вывод влаги через регенеративные отборы. Развитая система регенеративного подогрева питательной воды обеспечивает и значительное снижение влажности в проточной части.

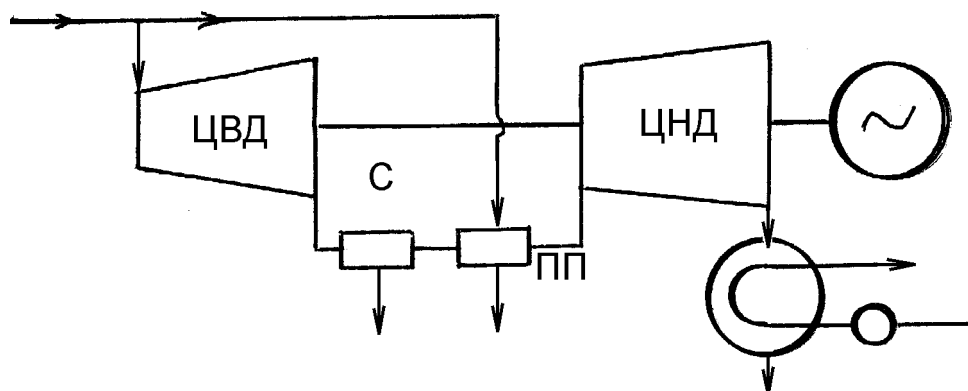


Рис.2.

Промежуточный перегрев пара, как правило, осуществляется свежим паром (рис.2) или же двухсекционно - сначала паром одного из отборов ЦВД, а затем свежим паром, который имеет значительно более высокую температуру, чем пар, идущий из ЦВД.

Промперегрев осуществляется только при наличии перед перегревателями эффективного влагосепаратора, способного осуществить максимальную сепарацию влаги из пара и свести к минимуму нерациональное расходование дополнительного количества свежего пара на осушение рабочего пара.

Рекомендуемая литература

1. Щегляев А.В. Паровые турбины. — М.: Энергия, 1976. — 357 с.
2. Паровые и газовые турбины: Учебник для вузов / Под ред. А.Г. Костюка, В.В. Фролова. — М.: Энергоатомиздат, 1985. — 352 с.

Контрольные задания для СРС (темы 1) [1, 2, 7]

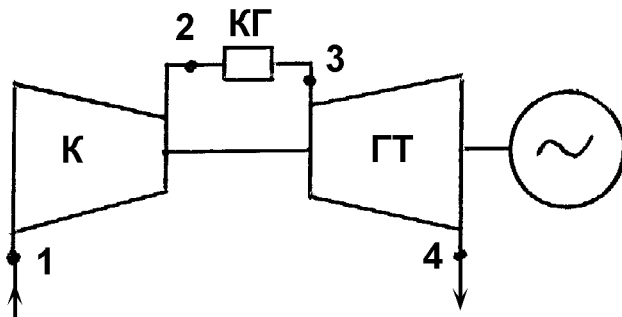
1. Техника безопасности на атомных электростанциях
2. Строительство атомных электростанций в Республике Казахстан

Тема 9 Специальные вопросы газотурбинных установок (2 часа)

План лекции

1. Влияние степени повышения давления и начальной температуры газа
2. Абсолютный электрический КПД газотурбинной установки
3. Газотурбинная установка с регенерацией тепла
4. Влияние сопротивления регенератора на эффективность цикла ГТУ
5. Приближение процесса расширения газа в турбине к изотермическому
6. Газотурбинная установка со ступенчатым сжатием воздуха и ступенчатым подводом тепла при наличии регенерации

Схема простейшей газотурбинной установки дана на рис.1.



Ее основные элементы:

К – воздушный компрессор,
КГ – камера горения топлива,
ГТ – газовая турбина.

Кроме того, в состав газотурбинной установки входит топливный насос и пусковой мотор.

Рис.1.

Идеальный цикл установки

Идеальный цикл в координатных осях P-V и T-S дан на рис.2.

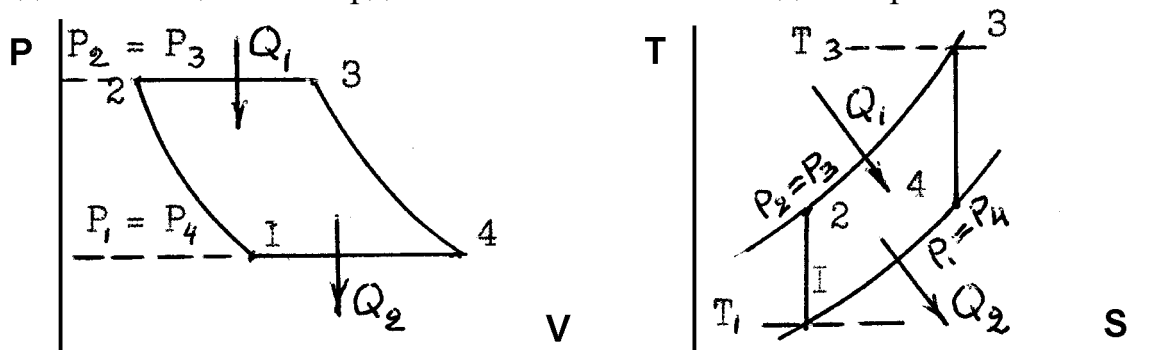


Рис.2.

- 1-2 – адиабата сжатия в компрессоре;
- 3-4 – адиабата расширения в газовой турбине;
- 2-3 – изобара с подводом тепла в камере горения
(при горении топлива с постоянным давлением);
- 4-1 – изобара с отводом тепла в окружающую среду.

Основные характеристики цикла и установки:

1. Степень сжатия в компрессоре (степень расширения в турбине)

$$\sigma = \frac{P_2}{P_1} = \frac{P_3}{P_4}$$

2. Отношение абсолютных значений граничных температур

$$\tau = T_1/T_3$$

3. Термический КПД цикла $\eta_t = 1 - \frac{Q_2}{Q_1}$

4. Коэффициент полезной работы, характеризующий долю полезной (электрической) мощности от полной мощности, развиваемой турбиной

$$\varphi = \frac{Q_T - Q_K}{Q_T}$$

Все рассуждения ведутся по отношению к 1 кг рабочего вещества.

$$Q_1 = C_p (T_3 - T_2); \quad Q_T = C_p (T_3 - T_4)$$

$$Q_2 = C_p (T_4 - T_1); \quad Q_K = C_p (T_2 - T_1)$$

Используя обычные термодинамические зависимости для адиабатного и изобарного процессов, после преобразований имеем:

$$\eta_t = 1 - \sigma^{-m}, \text{ где } m = \frac{K-1}{K}; K - \text{показатель адиабаты.}$$

$$\varphi = 1 - \tau \sigma^m$$

Графически эти зависимости представлены на рис.3.

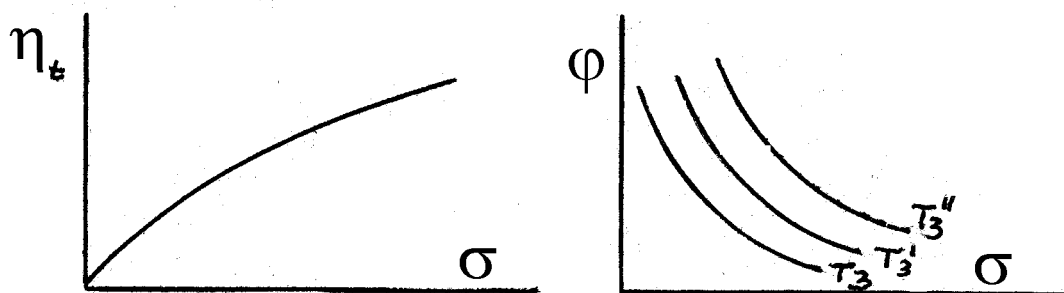


Рис.3.

При постоянной температуре воздуха на входе в компрессор повышение температуры газа перед турбиной ($T_3 < T_3' < T_3''$) дает увеличение коэффициента полезной работы.

1. Щегляев А.В. Паровые турбины. — М.: Энергия, 1976. — 357 с.
2. Паровые и газовые турбины: Учебник для вузов / Под ред. А.Г. Костюка, В.В. Фролова. — М.: Энергоатомиздат, 1985. — 352 с.

Контрольные задания для СРС (тема 9) [1, 4]

1. Газовые водонагреватели
2. Методы повышению эффективности работы газотурбинных установок.

Тема 10 Пуск и останов паровых турбин (2 часа)

План лекции

1. Общие положения
2. Пуск конденсационных турбин из холодного состояния
3. Пуск турбин с противодавлением и турбин с регулируемыи отборами пара
4. Особенности пуска блочных установок

Общие положения

Пуски и остановки паровой турбины являются наиболее ответственными этапами эксплуатации паротурбинной установки. Эти операции связаны со значительными изменениями механического и термического состояния элементов турбины и паропроводов. Поэтому от правильного проведения режимов пуска и останова существенно зависят эксплуатационная надежность и долговечность турбоагрегата.

Опыт эксплуатации турбин большой мощности показал, что значительная часть аварий с турбинным оборудованием происходит при пуске вследствие неправильного режима прогрева, ошибочных действий персонала, а также некоторых конструктивных недостатков агрегата. Следует отметить, что если некачественный пуск или останов турбины и не приведет непосредственно к аварии в данный момент, то это обстоятельство не пройдет бесследно, а скажется в дальнейшем. Анализ режимов работы современных турбоагрегатов неопровержимо доказывает, что появление трещин в корпусах турбин, клапанов и в паропроводах, прогиб роторов и цилиндров турбин, коробление фланцев горизонтального разъема, ослабление посадочных соединений, изменение структурного состояния металла, повышенный износ подшипников, а также ряд других неполадок, выявившихся в начальной стадии эксплуатации, являются прямым следствием некачественных пусков.

Обслуживающий персонал турбинного (котлотурбинного) цеха должен иметь четкое представление о физических процессах, происходящих в отдельных узлах и элементах установки при пусковых операциях, и не допускать отклонений от инструкций, разработанных применительно к данному оборудованию на основании опыта эксплуатации и рекомендаций заводов-изготовителей.

К наиболее сложным случаям неустановившегося тепломеханического состояния турбины относится пуск, поскольку возникающие в процессе его

термические и механические напряжения в элементах агрегата, как правило, суммируются. Кроме того, при пуске неостывших турбин возникают дополнительные трудности, которые не встречаются в процессах остановки. Особые проблемы возникают при пуске блочных турбоагрегатов на докритические и закритические параметры пара. Их рассмотрение выделено в особый раздел.

К основным изменениям механического состояния турбоагрегата при пуске и нагружении относятся:

- а) возникновение напряжений в паропроводах, корпусах турбин и клапанов от внутреннего давления пара;
- б) возникновение напряжений изгиба в диафрагмах, дисках, направляющих и рабочих лопатках;
- в) появление напряжений от центробежных сил в рабочих лопатках, дисках, барабанах, втулках и других вращающихся элементах турбоагрегата;
- г) появление касательных напряжений на валу турбины вследствие передачи на вал генератора крутящего момента;
- д) возникновение знакопеременных напряжений от вибрации в рабочих лопатках, валах и других элементах турбоустановки;
- е) появление осевого усилия, действующего на упорный подшипник.

Таким образом, в процессе пуска и нагружения турбины отдельные узлы и детали турбоагрегата испытывают сложнонапряженное состояние, при этом напряжения в некоторых деталях достигают весьма высоких значений.

Рассмотрим теперь явления, вызываемые нестационарностью теплового состояния элементов турбины при пуске. К ним относятся:

- а) появление термических напряжений в стенках и фланцах корпуса турбины, паропроводов, стопорных и регулирующих клапанов;
- б) появление дополнительных растягивающих напряжений в шпильках горизонтального разъема корпуса турбины, а также в шпильках фланцевых соединений клапанов и паропроводов;
- в) возникновение термических напряжений в роторе турбины;
- г) возникновение прогиба цилиндра вследствие разности температур верхней и нижней части корпуса турбины;
- д) изменение линейных размеров ротора и статора (удлинение турбины);
- е) изменение осевых зазоров в проточной части турбины вследствие разности удлинений ротора и корпуса;
- ж) изменение радиальных зазоров в проточной части турбины;
- з) изменение посадочных напряжений деталей ротора, имеющих температурный натяг.

Все перечисленные явления усложняют пуск турбины, увеличивают продолжительность его и могут послужить причиной аварии при нарушении режима прогрева.

Уместно также отметить, что если от механических перегрузок турбину предохраняют различные защитные устройства (предохранительные клапаны, центробежные регуляторы и выключатели), то от недопустимых термических напряжений турбина ничем не защищена. В этом случае безопасность турбины

полностью зависит от правильности выбранной методики пуска, а также от квалификации и степени подготовленности обслуживающего персонала. Разработка оптимального режима пуска агрегата основывается на теоретических и экспериментальных исследованиях, проводимых научно-исследовательскими институтами, заводами-изготовителями и головными наладочными организациями.

Поскольку в процессе прогрева отдельные узлы турбины испытывают значительные температурные напряжения, важнейшей задачей этих исследований является определение температурных полей и напряжений. Эта задача решается в следующей последовательности:

1. определяется коэффициент теплоотдачи от греющей среды к стенке;
2. определяются температурные поля в нагреваемом элементе в любой момент времени;
3. находятся термические напряжения в наиболее опасных сечениях при максимальном перепаде температур.

Определение коэффициентов теплоотдачи от пара к стенке в процессе прогрева турбин и паропроводов является задачей сложной и малоизученной. В любой момент времени в процессе прогрева меняются скорости пара и его параметры. Кроме того, в начальный момент прогрева происходит конденсация пара, что приводит к резкому, скачкообразному изменению коэффициента теплоотдачи. Наряду с изменением параметров пара во времени давление, температура и скорость его изменяются также по длине обогреваемого элемента. Так, например, разность температур пара в начале и конце главного паропровода при прогреве может составить $100 \div 150^\circ\text{C}$.

Таким образом, местный коэффициент теплоотдачи является функцией не только времени, но и места.

Для некоторых турбин коэффициенты теплоотдачи от пара к стенке корпуса турбины были представлены П. Г. Третьяковым [3] в виде зависимости

$$\alpha = A + B\bar{n} + C\left(\bar{N}\right)^m, \quad (10-1)$$

где $\bar{n}$ и $\bar{N}$ - частота вращения и мощность турбины в безразмерном виде; коэффициенты A , B , C и показатель m определяются опытным путем для каждой турбины и ее отдельных узлов.

По опытным данным коэффициент теплоотдачи от пара к стенке корпуса турбины в процессе прогрева колеблется от 23,26 до 2326 Вт/(м²·К) от 20 до 2000 ккал/(м²·ч·°C)] и более при условии, что пар остается перегретым.

На рис. 10-1 представлен график зависимости от нагрузки коэффициента теплоотдачи от пара к корпусу турбины ВК-100-2 в зоне регулирующей ступени, полученный на основании эксперимента [6]. Как видно из графика, на заключительном этапе прогрева при наборе нагрузки коэффициент теплоотдачи от пара к стенке изменяется весьма значительно.

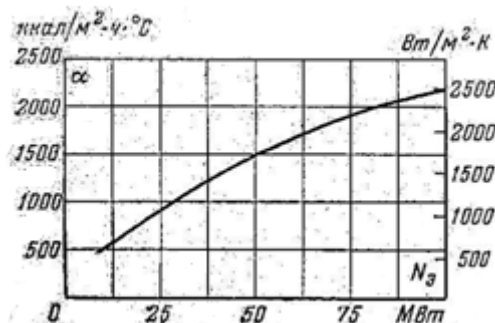


Рисунок 10-1 Зависимость от нагрузки коэффициента передачи от пара к корпусу турбины

Расчет температурных полей производится методами нестационарной теплопроводности.

Распределение температуры в направлении теплового потока через стенку может быть выражено в общем виде следующей критериальной зависимостью:

$$\bar{t} = f\left(\frac{x}{S/2}, F_0, Bi\right), \quad (10-2)$$

Где $\bar{t}$ - безразмерная температура; F_0 - критерий Фурье (безразмерное время); Bi - критерий Био (отношение внутреннего термического сопротивления к внешнему); x - текущая координата; S - толщина стенки.

$$F_0 = \frac{a\tau}{(S/2)^2}, \quad (10-3)$$

где a - коэффициент температуропроводности, $a = \lambda/c\gamma$; τ - время; λ - коэффициент теплопроводности металла; c - теплоемкость металла; γ - удельный вес металла.

$$Bi = \frac{\alpha(S/2)}{\lambda}, \quad (10-4)$$

Где α - коэффициент теплоотдачи от среды к стенке;

$$\bar{t} = \frac{t_{\bar{n}\delta} - t}{t_{\bar{n}\delta} - t_0} \quad (\text{при нагреве}); \quad (10-5)$$

$$\bar{t} = \frac{t - t_{\bar{n}\delta}}{t_0 - t_{\bar{n}\delta}} \quad (\text{при охлаждении}); \quad (10-6)$$

$t_{\bar{n}\delta}$ - температура греющей среды; t_0 - начальная температура стенки; t - текущая температура на расстоянии x от обогреваемой поверхности пластины.

Анализ приведенных формул показывает, что некоторые физические величины в процессе нагрева мало меняются и их в первом приближении можно принять постоянными (теплоемкость, теплопроводность и удельный вес металла).

В связи с этим характер температурных полей в пластине определенной толщины в основном будет определяться коэффициентом теплоотдачи к стенке и временем прогрева, как это видно из рис.10-2.

Рекомендуемая литература

1. Щегляев А.В. Паровые турбины. — М.: Энергия, 1976. — 357 с.
2. Паровые и газовые турбины: Учебник для вузов / Под ред. А.Г. Костюка, В.В. Фролова. — М.: Энергоатомиздат, 1985. — 352 с.

Контрольные задания для СРС (темы 1) [1, 2, 7]

1. Экономическое обоснование выбора турбинных установок
2. Многоступенчатые турбины

Тема 11 Масляная система турбины и эксплуатация маслохозяйства (2 часа)

План лекции

1. Элементы масляной системы турбоагрегата
2. Эксплуатация турбинных масел
3. Применение огнестойких жидкостей в системе маслоснабжения турбин

Элементы масляной системы турбоагрегата

Масляная система является элементом турбоустановки, в основном определяющим ее надежную и безаварийную работу. Значительное число аварий с турбоагрегатами (пожары, выплавление подшипников, отказ в работе систем регулирования и защиты) происходит из-за неудовлетворительной эксплуатации и конструктивного несовершенства элементов маслосистемы. Именно поэтому вся маслосистема в целом и ее отдельные элементы непрерывно совершенствуются.

Масло в паротурбинной установке участвует в системе смазки и в системе регулирования турбоагрегата. В мощных агрегатах блочного типа масло к тому же является и смазкой для питательных насосов, и рабочей жидкостью для их гидромурт. В турбогенераторах с водородным охлаждением масло также служит для уплотнения водородной системы.

Все маслосистемы турбоагрегата можно условно разделить на две группы. К первой группе относятся маслосистемы низкого давления. Это в первую очередь маслосистемы системы смазки турбоагрегата и подачи масла к гидромурте питательного электронасоса. К этой группе также можно отнести маслосистемы уплотнения генератора с водородным охлаждением. Давление масла в системе смазки турбоагрегатов не превышает 0,295 МПа (3 кгс/см²), а в системе уплотнения генератора 0,392 МПа (4 кгс/см²).

Ко второй группе относятся маслосистемы системы регулирования и защиты турбоагрегата. В этой системе масло является средой, передающей регулирующий импульс, а также рабочей жидкостью гидравлических сервомоторов. Максимальное давление в этой системе (без учета повышения давления при гидроударах, возникающих во время динамических процессов) определяется напором, создаваемым главным масляным насосом. Это давление зависит от мощности, параметров и конструктивных особенностей турбоагрегата. У турбин малой и средней мощности давление главного маслосистемы

составляет величину $0,49 \div 0,98$ МПа ($5 \div 10$ кгс/см²). По мере роста мощности турбоагрегата и начального давления пара требуется повышать давление силового масла. Это необходимо для ограничения размеров сервомоторов и повышения быстродействия системы регулирования.

В масляную систему турбоагрегата входят: а) система смазки; б) система регулирования и защиты; в) главные и вспомогательные маслонасосы; г) масляный бак; д) система охлаждения масла; е) система уплотнения генератора с водородным охлаждением; ж) элементы защиты, блокировки и контроля маслосистемы.

а) Система смазки

При использовании в системе регулирования масла система смазки снабжается маслом от главного насоса, предварительно пропущенным через редукционный клапан. Регулируя натяжение пружины редукционного клапана, можно менять в широких пределах давление масла, поступающего на смазку. При нормальной работе турбоагрегата это давление должно поддерживаться на уровне, рекомендованном заводом-изготовителем.

Система смазки имеет общую напорную и сливную линии. Из напорной линии масло индивидуально подводится к каждому подшипнику. Количество масла, подаваемого в подшипник, определяется температурным режимом работы последнего и регулируется специальной дозирующей шайбой, установленной на входе.

В некоторых конструкциях упорных подшипников дозирующие шайбы ставят в сливных окнах вкладыша, чтобы обеспечить в нем избыточное давление смазки и избежать тем самым появления вакуумных зон, снижающих несущую способность подшипника. ; Сливные линии всех подшипников образуют общую магистраль, по которой масло самотеком сливается в грязный отсек маслобака. Такую схему смазки обычно имеют турбоагрегаты с шестеренчатыми или винтовыми главными маслонасосами (рис. 11-1).

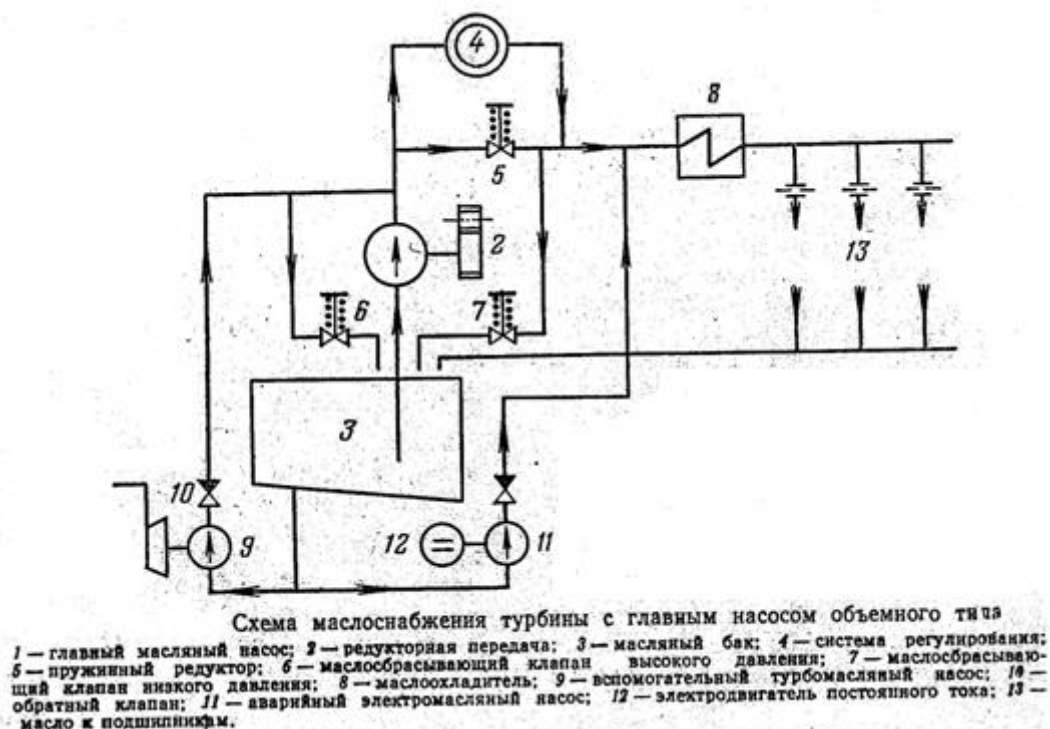


Рисунок 11-1

В системах с главными маслоснасосами центробежного типа, установленными на валу турбины, подача масла в подшипники производится с помощью специального инжектора смазки (рис.11-2). В этих же системах маслоснабжения для создания избыточного давления во всасывающем патрубке главного маслоснасоса устанавливают инжектор подпора. Оба инжектора работают от линии силового масла главного насоса. Системы смазки, подобные представленной на рис.11-2, применяются для турбин мощностью до 200 МВт.

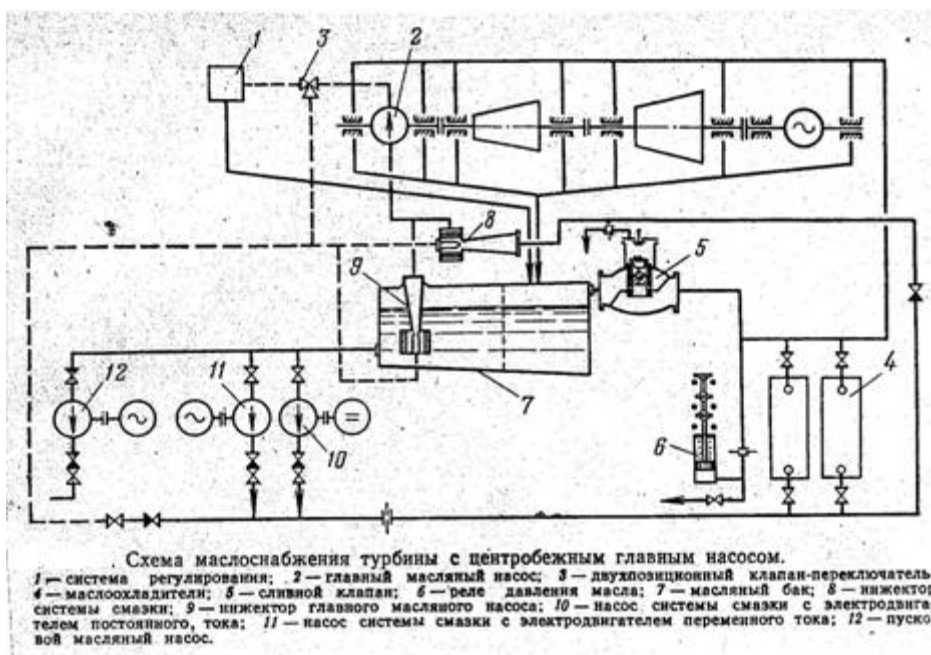


Рисунок 11-2

Для современных мощных турбоблоков отечественного производства, у которых в системах регулирования используются негорючие жидкости, системы смазки выполняются иным образом (рис.11-3). У этих агрегатов масло в подшипники подается специальным центробежным насосом низкого давления. Этот насос снят с вала турбины и установлен возле маслобака, который в свою очередь в целях пожаробезопасности отнесен к нулевой отметке машинного зала, на достаточное расстояние от турбины.

В последнее время в практике турбостроения для режима вращения роторов валоповоротным устройством (ВПУ) находит применение принцип гидростатической смазки подшипников. Как известно, масляный клин между шейкой вала и подшипником образуется при окружной скорости не менее 1 м/с, что соответствует частоте вращения ротора, равной 40÷50 об/мин. При меньших значениях частоты вращения шейка вала имеет непосредственный контакт с баббитовой заливкой вкладыша, что приводит к интенсивному износу подшипника. Для создания в подшипниках искусственного смазочного слоя устанавливаются специальные высоконапорные вспомогательные маслоснасосы малой производительности, создающие давление масла, равное 9,8÷11,8 МПа (100÷120 кгс/см²). При подаче масла такого давления в подшипники турбины под шейки ротор даже в неподвижном состоянии «всплывает», что позволяет применять и быстроходные валоповоротные устройства и предотвращать износ

баббитовой заливки подшипников при тихоходных ВПУ. При достижении ротором частоты вращения, при которой создается масляный клин, насосы высокого давления могут быть отключены.

Рекомендуемая литература

1. Щегляев А.В. Паровые турбины. — М.: Энергия, 1976. — 357 с.
2. Паровые и газовые турбины: Учебник для вузов / Под ред. А.Г. Костюка, В.В. Фролова. — М.: Энергоатомиздат, 1985. — 352 с.

Контрольные задания для СРС (темы 11) [1, 2, 7]

1. Борьба с обводнением и аэрацией масла
2. Хранение масла и нормы запаса масла на электростанции

Тема 12 Эксплуатация вспомогательного оборудования турбинного цеха (2 часа)

План лекции

1. Питательные насосы
2. Деаэраторы
3. Регенеративные и сетевые подогреватели
4. Испарители
5. Конденсатные и циркуляционные насосы

Питательные насосы

а) Общие положения

Из всех элементов вспомогательного оборудования питательные насосы являются наиболее сложными и ответственными агрегатами [5]. У крупных блочных установок питательный агрегат по своему месту и назначению может быть отнесен к основному тепломеханическому оборудованию энергоблока.

Неуклонный рост единичных мощностей энергоблоков и параметров паросилового цикла привел к значительному увеличению установленных мощностей питательных насосов и доли расхода мощности блока на их привод (табл.12-1). В связи с этим наряду с вопросами надежности работы питательных насосов немаловажное значение приобретают вопросы экономичной работы этих агрегатов.

Поскольку важнейшим условием экономичной работы питательных насосов является целесообразное регулирование производительности, в современных установках получило распространение регулирование расхода воды путем изменения числа оборотов вала регулирования производительности задвижкой на выдаче, как это имело место в установках малой и средней мощности. С этой целью на питательных насосах с электрическим приводом устанавливаются гидромуфты, а в турбопитательных насосах изменение числа оборотов обеспечивается первичным двигателем – турбиной.

Таблица 12-1

Наименование	Мощность блока, МВт					
	100	150	200	300	500	800
Состав группы питательных насосов	2Э (1 рабочий + 1 резервный)	2Э (1 рабочий + 1 резервный)	2Э (1 рабочий + 1 резервный)	1Т+1Э (1 рабочий + 1 пуско-резервный)	2Т+2Э (2 рабочих + 2 пуско-резервных)	2Т+1Э (2 рабочих + 2 пуско-резервных)
Суммарная установленная мощность группы питательных насосов, кВт	$\frac{2 \times 1500}{3000}$	$\frac{2 \times 4200}{8400}$	$\frac{3 \times 3300}{9900}$	$\frac{1Т - 12000}{1Э - 800}$ 20000	$\frac{2Т - 2 \times 11500}{2Э - 2 \times 800}$ 39000	$\frac{2Т - 2 \times 18000}{2Э - 2 \times 800}$ 52000
Доля расхода мощности блока на рабочие питательные насосы, %	1,5	2,8	3,3	4,0	4,6	4,5

Примечание. Э – электронасосы, Т – турбонасосы.

С переходом на сверхкритические начальные параметры пара возникла необходимость в применении быстроходных насосов с частотой вращения порядка 4500÷6000 об/мин. Увеличение частоты вращения центробежных насосов сокращает число ступеней и диаметры рабочих колес при данном напоре, что в свою очередь уменьшает габариты и весовые характеристики насоса. В таких условиях турбопривод имеет несомненные преимущества перед электроприводом питательных насосов.

Эти преимущества в основном сводятся к следующему:

а) переход на повышенную частоту вращения насоса осуществляется без применения редукторной передачи, причем повышение частоты увеличивает экономичность самой приводной турбины и снижает ее стоимость;

б) изменение производительности насоса осуществляется наиболее экономичным способом за счет изменения частоты вращения первичного двигателя, без применения гидромуфт;

в) исключаются проблемы, связанные с созданием и эксплуатацией мощных электродвигателей, поскольку приводная турбина может быть изготовлена на любую мощность, необходимую для привода насосного агрегата 100%-ной производительности;

г) увеличивается располагаемая мощность станции за счет уменьшения расхода электроэнергии на собственные нужды.

На крупных энергоблоках в качестве приводных турбин для питательных насосов применяются как конденсационные турбины, так и турбины с

противодавлением. Конденсационные турбины снабжаются паром из отбора основного турбоагрегата, причем этот пар в дальнейшем в основную турбину не поступает, что уменьшает выходную потерю энергетической турбины и тем самым увеличивает ее экономичность. Кроме того, конденсационный турбопривод позволяет в принципе отказаться от применения пускового электронасоса, поскольку при наличии постороннего источника пара питательный турбонасос конденсационного типа может быть запущен в работу до пуска основной энергетической турбины. Однако это удорожает приводную турбину и усложняет ее эксплуатацию, поскольку приводной агрегат должен иметь свою конденсационную установку. С этой точки зрения определенные преимущества имеет противодавленческая турбина, отработавший пар которой поступает в один из нижних отборов основной турбины.

В зарубежной практике получили некоторое распространение схемы с расположением питательного насоса на валу основной энергетической турбины.

б) Конструктивные особенности питательных насосов

Современные питательные насосы выполняются многоступенчатыми с числом ступеней, зависящим от числа оборотов, диаметра ступеней и напора, создаваемого насосом. Выпускаемые нашей промышленностью питательные насосы имеют секционную либо двухкорпусную конструкцию.

Насосы секционного типа собираются из отдельных секций, состоящих из одного рабочего колеса и его направляющего аппарата. Крайние секции имеют всасывающий и нагнетательный патрубки. Каждая секция центрируется относительно другой с помощью центрирующих буртов. Соединение секций осуществляется стяжными болтами. Примером насоса такого типа может служить питательный насос ПЭ-250-180 (рис.7-1), имеющий напор 1975 м.вод.ст. при расходе 250м³/ч.

Насосы этого типа обладают хорошими весовыми характеристиками и менее трудоемки в изготовлении. Однако при больших напорах возникает опасность нарушения плотности соединения секций, вследствие чего в отечественной практике для давлений свыше 14,7 МПа (150 кгс/см²) самое широкое распространение нашли насосы двухкорпусного типа.

Деаэраторы

а) Общие положения

Термические деаэраторы в тепловой схеме станции выполняют целый ряд функций: помимо своей основной – деаэрации питательной воды, они служат ступенью подогрева в регенеративной схеме подогрева воды, аккумулирующей и буферной емкостью между конденсатными и питательными насосами, являются источником пара постоянного давления и температуры, а также местом ввода в схему разного рода высокопотенциальных дренажей. В энергоблоках с прямоточными котлами деаэратор включается в растопочную схему с целью частичной утилизации тепла сбрасываемой среды при растопке котла [60]. Однако основной функцией термических деаэраторов является удаление из питательной воды коррозионно-активных газов. Такими газами являются кислород (O₂) и свободная двуокись углерода (CO₂).

В тех установках, где добавочная вода обрабатывается по схеме глубокого обессоливания, свободная двуокись углерода в воде, как правило, отсутствует, и на деаэраторы возлагается задача удаления из питательной воды лишь кислорода.

При равновесном состоянии содержание в воде любого из растворимых в ней газов пропорционально парциальному давлению его над водой и коэффициенту поглощения (адсорбции), зависящему от температуры воды. Содержание растворенного газа в воде в этом случае может быть определено по формуле

$$\tilde{N} = \alpha \frac{\gamma}{\gamma_a} \cdot \frac{P}{760} \cdot 10^6,$$

где $\tilde{N}$ – содержание растворенного газа в воде, мг/кг; α – коэффициент поглощения при данной температуре воды, приведенный к нормальным условиям (760 мм.рт.ст. и 0°C), мг/кг; γ и γ_a – соответственно удельный вес газа и воды при нормальных условиях; P – парциальное давление газа над поверхностью воды, мм.рт.ст.

На рис.12-1 приведен график, характеризующий растворимость кислорода в воде в зависимости от ее температуры при различных абсолютных давлениях воздуха над водой. Из графика видно, что в условиях, когда вода находится в состоянии насыщения (кипения), содержание кислорода в ней становится равным нулю. На этом и основан принцип термической деаэрации воды.



Рисунок 12.1

Однако этот график справедлив для равновесного состояния, чего в реальных условиях добиться не удастся вследствие ограниченности поверхности соприкосновения фаз (вода-пар) и времени контакта между греющим паром и водой. Вследствие этого даже в лучших деаэраторах невозможно обеспечить полное удаление растворенных в воде газов, и питательная вода покидает деаэратор с определенным содержанием в ней кислорода. Эта величина строго регламентируется ПТЭ и должна соответствовать следующим нормам (мкг/кг, не более) :

Энергоустановка	давлением	до	3,92	МПа	(40	кгс/см ²)
.....			30			
Энергоустановка	давлением	3,92÷9,81	МПа	(40÷100	кгс/см ²)	
.....			20			
Энергоустановка	давлением	9,81	МПа	(100	кгс/см ²)	и выше
.....			10			

б) Конструкция и принцип действия деаэратора

На рис.12-2 представлена принципиальная схема термического деаэратора. Установка состоит из деаэрационной колонки и бака аккумулятора. Подача деаэрируемой воды осуществляется в верхнюю, а греющего пара в нижнюю часть колонки. Поступающая в бак-аккумулятор вода имеет температуру, близкую к температуре насыщения. Процесс дегазации воды в основном осуществляется в колонке, хотя и в баке-аккумуляторе за счет отстоя происходят частичное выделение мельчайших пузырьков газа и их удаление.

Эффективность деаэрации воды в термических деаэраторах зависит от конструкции деаэраторов, давления, при котором происходит деаэрация, а также от режима эксплуатации.

Рекомендуемая литература

1. Щегляев А.В. Паровые турбины. — М.: Энергия, 1976. — 357 с.
2. Паровые и газовые турбины: Учебник для вузов / Под ред. А.Г. Костюка, В.В. Фролова. — М.: Энергоатомиздат, 1985. — 352 с.

Контрольные задания для СРС (темы 12) [1, 2, 7]

1. Контроль за работой конденсационной, установки. Характеристики конденсатора
2. Воздушная плотность конденсатора.
3. Определение мест присосов воздуха в вакуумную систему турбины
4. Гидравлическая плотность конденсатора
5. Переохлаждение и кислородосодержание конденсата
6. Загрязнение конденсаторов и способы их очистки
7. Причины ухудшения вакуума

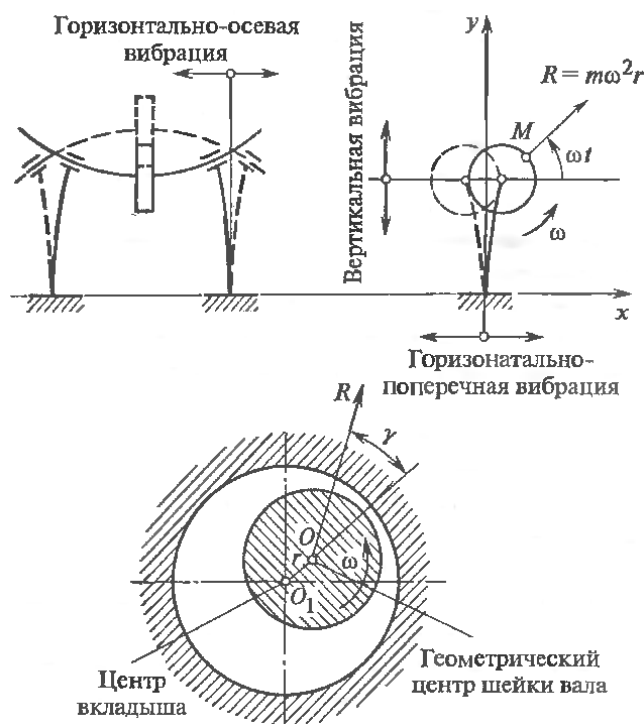
Тема 13 Вибрационная надежность турбоагрегата.

1. Вибрация турбоагрегата и ее последствия.

Вибрация турбоагрегата — это колебания системы, состоящей из турбоагрегата и его фундамента, установленного на свайное основание или грунт. непосредственным источником колебаний является валопровод турбоагрегата, который, вращаясь на масляной пленке подшипников, передает через нее усилия на вкладыши подшипников и их корпуса. В свою очередь вибрирующие корпуса подшипников и связанные с ними корпуса цилиндров возбуждают вибрацию верхней плиты, а та — вибрацию колонн и нижней плиты. Вибрация турбоагрегата должна измеряться и регистрироваться с помощью стационарной аппаратуры непрерывного контроля вибрации подшипников опор и соответствовать госстандартам.

Аппаратура должна включать в себя систему защиты с сигнализацией и последующей остановкой турбоагрегата в случае возникновения недопустимой вибрации или внезапного ее изменения.

Вибрация турбоагрегата может происходить во всех трех направлениях. Поэтому ее измеряют на всех корпусах подшипников в трех взаимно – перпендикулярных направлениях: горизонтально – поперечном, Горизонтально – осевом по отношению к оси вала турбоагрегата (рисунок 1).



8.

Рисунок 1. Возникновение вибрации вследствие дисбаланса.

Горизонтально-осевую и горизонтально-поперечную вибрацию измеряют на уровне оси вала турбоагрегата против середины ширины опорного вкладыша с левой стороны, если смотреть со стороны переднего подшипника. Вертикальную вибрацию измеряют на верхней части крышки подшипника над серединой ширины его вкладыша.

Анализ вибрации турбоагрегатов показывает, что она носит сложный характер во времени и поэтому в общем случае не может быть измерена такой простой величиной, как амплитуда колебаний. Однако, как бы ни была сложна вибрация, ее можно представить как результат сложения бесконечного числа синусоид частоты ω_1 и амплитуды A_1 . Поэтому мерой уровня вибрации является виброскорость

$$V = [(A_1^2 \omega_1^2 + A_2^2 \omega_2^2 + \dots + A_n^2 \omega_n^2) / 2]^{0,5},$$

9.

измеряемая непосредственно прибором и выводимая на щит управления и на регистрацию.

Во многих случаях, частота синусоиды с самой большой амплитудой совпадает с частотой вращения, иными словами, в сложной вибрации

преобладает синусоида оборотной частоты. Поэтому эту вибрацию называют вибрацией оборотной частоты.

Если преобладает синусоида с частотой, равной примерно половине частоты вращения, такая вибрация называется низкочастотной.

Иногда в сложном спектре колебаний решающую роль играет синусоида с частотой, вдвое превосходящей частоту вращения. Такую вибрацию называют высокочастотной.

Вибрация каждого из перечисленных видов имеет свои принципиально отличные от других, причины. Повышенная, выходящая за рамки вибрация вызывает тяжелые нарушения во всем турбоагрегате.

При вибрации вал вращается в прогнутом состоянии и, если этот прогиб чрезмерен, возникают задевания вращающихся деталей о неподвижные. Даже при небольших задеваниях происходит износ уплотнений, увеличение радиальных зазоров, и как следствие – снижение экономичности. Если же задевания значительны, то возникающая вибрация может потребовать аварийной остановки турбины, а в ее конструкции могут произойти остаточные изменения, например, постоянный изгиб вала.

Большую опасность представляет вибрация для электрического генератора, так как она может привести к смещению электрических обмоток, коротким замыканиям и другим повреждениям. Повышенная вибрация приводит к задеваниям шеек вала о баббитовую заливку подшипника и ее износу.

При вибрации происходит ослабление связей отдельных деталей: половин вкладышей и их обойм, крышек подшипников и нижних половин их корпусов и фундаментной плиты. Если фундамент недостаточно гасит передающие на него вибрации, то вибрация нижней половины фундаментной плиты приводит к неравномерной осадке фундамента, перекосам отдельных зон верхней фундаментной плиты, взаимному вертикальному смещению опор и как следствие – к расцентровке валопровода и прогрессирующему нарастанию вибрации.

2. Вибрация оборотной частоты вращения.

Общая причина возникновения - несовпадение центров тяжести отдельных сечений валопровода с линией, вокруг которой происходит вращение. Такое несовпадение обычно возникает по двум основным причинам :

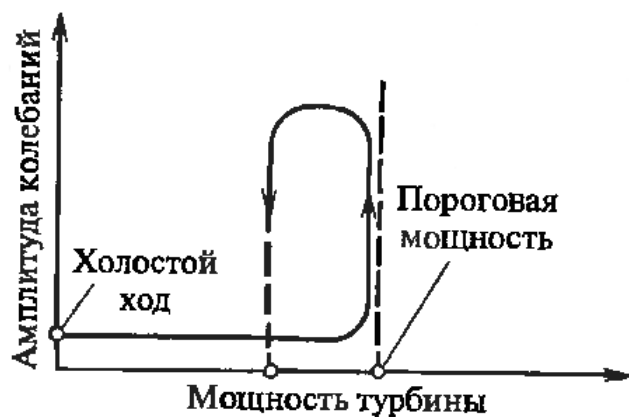
- из-за несовпадения центров тяжести отдельных сечений валопровода с линией геометрических центров этих же сечений;
- из-за смещения отдельных, даже уравновешенных сечений целиком относительно оси вращения (например, вследствие изгиба вала).

Явления вызывающие эти причины:

- неуравновешенность ротора;
- нарушение посадки деталей;
- прогибы вала и задевания.

Низкочастотная вибрация. Возникает вследствие потери устойчивости вращения вала на масляной пленке подшипника

10.



11.

12.

13. Рисунок 2. «Затягивание» низкочастотной вибрации.

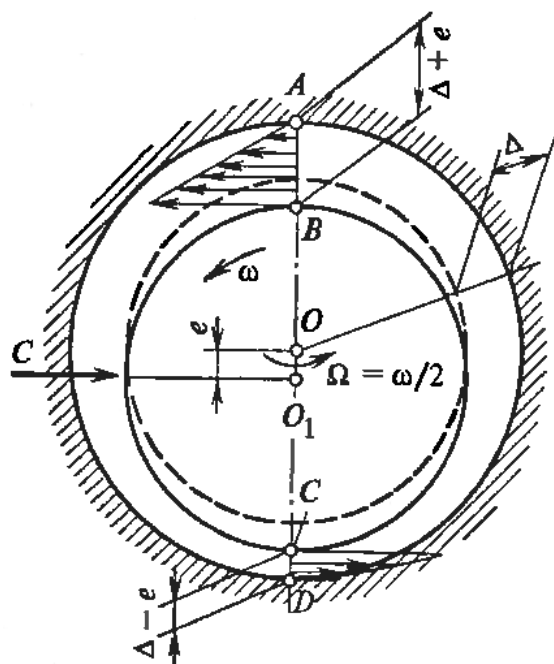


Рисунок 3. Схема возникновения масляной вибрации

Высокочастотная вибрация возникает под действием веса при изгибной анизотропии ротора.

Нормы допустимой вибрации – 2,8 мм/с. Амплитуда допустимой вибрации определяется:

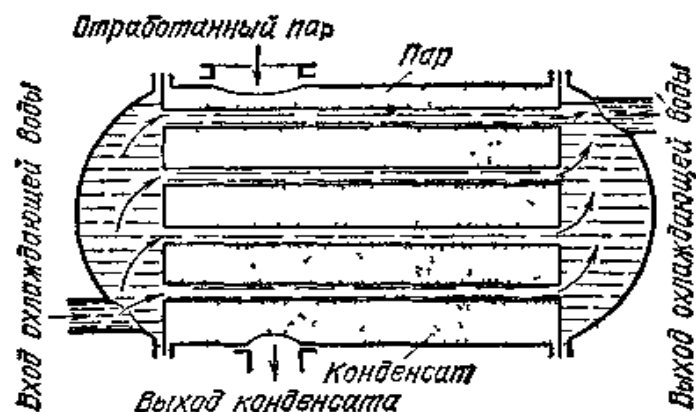
$$A = \sqrt{2} V / \omega = \sqrt{2} \cdot 2,8 / 314 = 0,013 \text{ мм} = 13 \text{ мкм},$$

Виброскорость 2,8 мм/с эквивалентна размаху вибрации

Тема 14 Конденсационные установки паровых турбин

1. Элементы конденсационной установки

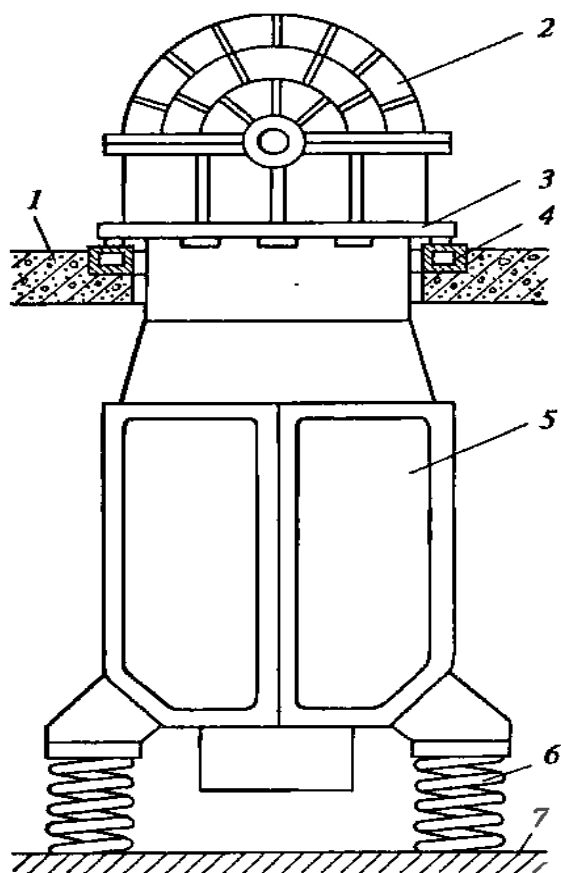
Конденсатор. Как было указано ранее, после турбины или поршневой машины пар поступает в конденсатор, играющий роль холодильника. В конденсаторе пары должны превратиться в воду. Но пар конденсируется в воду только в том случае, если отводится выделяющаяся при конденсации.



теплота испарения. Это делают при помощи холодной воды. Например, конденсатор может быть устроен в виде *барабана*, внутри которого расположены трубы с проточной холодной водой. Отработанный пар проходит мимо труб, по которым протекает холодная вода. Пар конденсируется. Получившийся конденсат отсасывается от конденсатора по трубе, показанной снизу. В конденсаторах давление пара обычно значительно ниже атмосферного (0,02—0,03 атм). Воду, получившуюся из пара (конденсат), и воздух, проникший вместе с ней, откачивают из конденсатора особым насосом.

Вместо того чтобы спускать нагретую конденсатором воду в реку или озеро, можно направить ее по трубам водяного отопления или использовать ее для промышленных целей в химической или текстильной промышленности. Можно также производить расширение пара в турбинах только до давления 5—6 атм. Из турбины при этом выходит еще очень горячий пар, могущий служить для ряда промышленных целей.

Станция, использующая отбросы теплоты, снабжает потребителей не только электрической энергией, полученной за счет механической работы, но и теплотой. Она называется *теплоэлектроцентралью* (ТЭЦ). Примерный энергетический баланс ТЭЦ представлен на рисунке.



**1 — пол машинного зала, 2 — ЦНД, 3 — опорный пояс ЦНД;
4 — фундаментная рама, 5 — конденсатор, 6 — пружинные
опоры, 7 — пол конденсационного помещения**

ПРОЦЕСС КОНДЕНСАЦИИ ПАРА

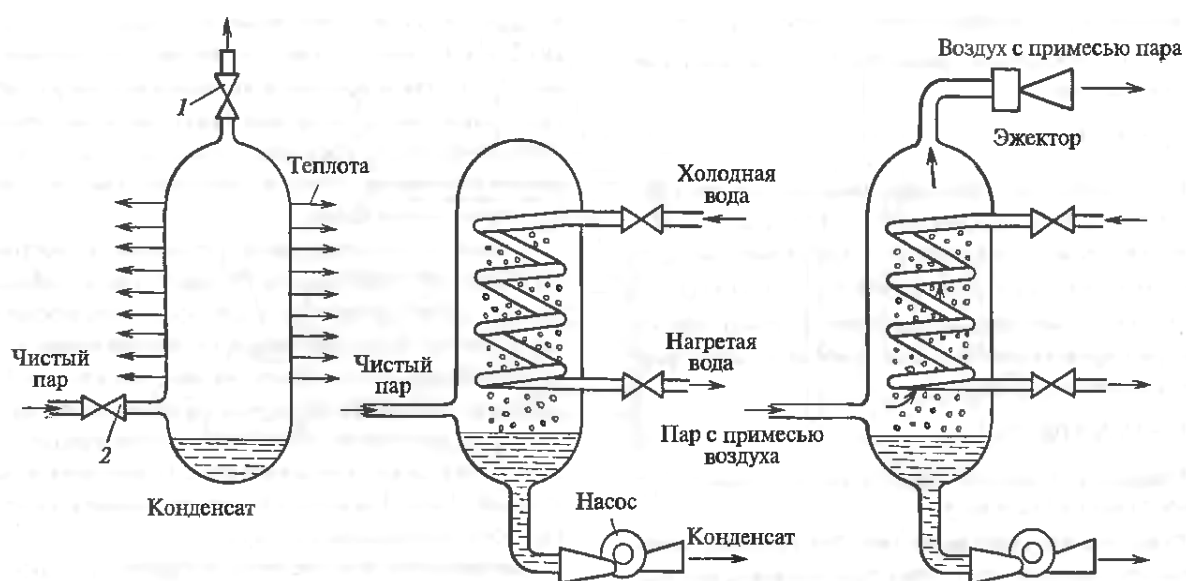
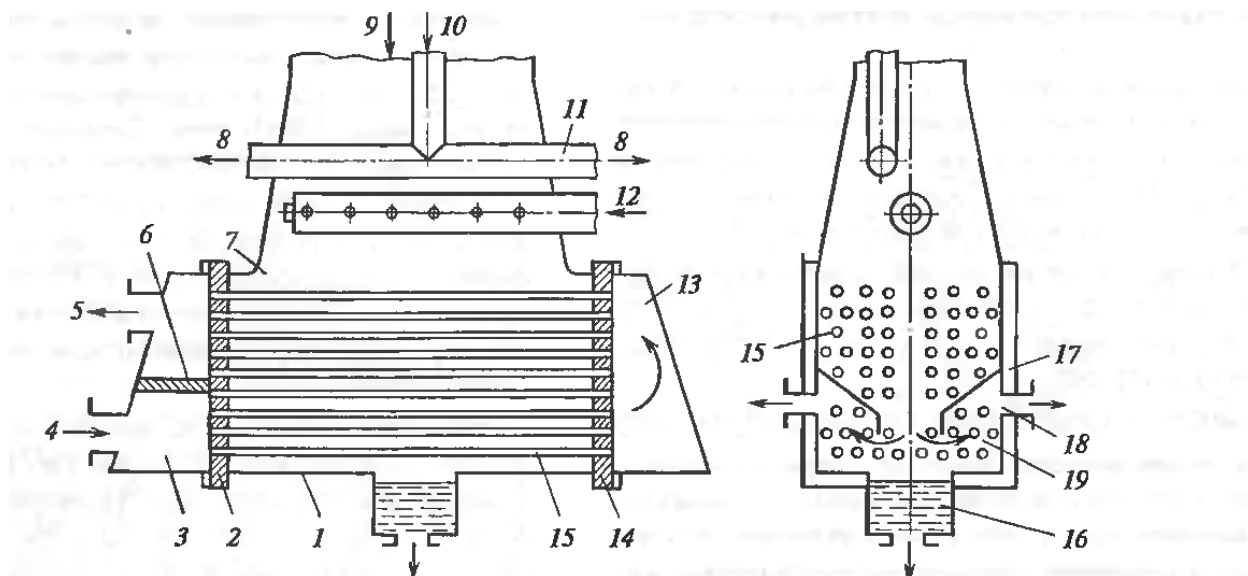


СХЕМА ПОВЕРХНОСТНОГО КОНДЕНСАТОРА



ЦИРКУЛЯЦИЯ ВОДЫ В СХЕМЕ ОБОРТНОГО ВОДОСНАБЖЕНИЯ

Тема 15 Тепловые потери и КПД турбинной ступени.

Потери в турбинных ступенях принято делить на основные и дополнительные. Основные – потери в решетках (рабочей, сопловой) и потеря с выходной скоростью. К внутренним потерям (основным) относятся потери в соплах (ξ_c), потери в рабочих лопатках (ξ_p) и потери с выходной скоростью ($\xi_{вс}$). Они определяют относительный лопаточный КПД ($\eta_{ол}$) ступени.

Кроме основных внутренних потерь в ступенях имеют место дополнительные внешние потери энергии. К внешним относятся потери на трение диска и ленточного бандажа ($\xi_{тр}$), от утечек рабочего тела через диафрагменный зазор в активной ступени или через зазор между сопловым аппаратом и ротором – в реактивной, а также через радиальный зазор между корпусом и колесом ($\xi_{ут}$), от влажности пара ($\xi_{вл}$) и от парциальности ($\xi_{пар}$).

1 Расчет потерь на трение диска, конических поверхностей и бандажа турбинной ступени сводится к расчету соответствующих коэффициентов потерь энергии. Первый в этом ряду коэффициент потерь энергии на трение диска колеса определяется из выражения

$$\xi_{\text{дд}} = \hat{E}_{\text{дд}} \frac{d_{\text{нд}}^2}{F_1} x_{\text{нд}}^3, \quad (3.78)$$

где коэффициент трения ($k_{тр}$) рассчитывается по формуле $l_2^I = l_1^I + \Delta$, а число Re_u в зазоре – по формуле $Re_u = \frac{U d_{\hat{e}}}{2\nu_1}$, где корневой диаметр колеса $d_{\hat{e}} = d_{\text{нд}} - l_2$.

Потери трения на свободных конических и цилиндрических поверхностях ротора определяются с учетом суммарной ширины таких поверхностей из выражения

$$\xi_{\text{тр}} = 10^{-3} \frac{d_{\text{ср}} \beta_{\Sigma}}{F_1} x_{\text{ф}}^3, \quad (3.79)$$

а потери трения от лопаточного бандажа могут быть оценены в зависимости от суммарной ширины бандажа в ступени с использованием выражения

$$\xi_{\text{тр}} = 2 \cdot 10^{-3} \frac{d_{\text{упл}} \beta'}{F_1} x_{\text{ф}}^3, \quad (3.80)$$

где $d_{\text{бд}}$ и A' – соответственно диаметр и ширина бандажа. Тогда суммарная величина коэффициента потерь трения в турбинной ступени составит:

$$\xi_{\text{тр}} = \xi_{\text{тр}}^{\text{л}} + \xi_{\text{тр}}^{\text{к}} + \xi_{\text{тр}}^{\text{б}}. \quad (3.81)$$

2. Потери от утечек пара (газа) в свою очередь могут быть рассчитаны по формуле

$$\xi_{\text{ут}} = \pi d_{\text{упл}} \delta_{\text{экв}} (\rho_{\text{п}} / 1 - \rho_{\text{ср}})^{1/2} \eta_{\text{ол}} / F_1, \quad (3.82)$$

где $\pi = 3,14$; $d_{\text{упл}}$ – диаметр вала под уплотнениями; $\delta_{\text{экв}}$ – величина эквивалентного зазора, рассчитываемая по отдельным формулам для конкретных типов уплотнений [8]; $\rho_{\text{п}}$ и $\rho_{\text{ср}}$ – значения степени реактивности у периферии и на среднем диаметре ступени; $\eta_{\text{ол}}$ – величина лопаточного КПД; F_1 – сечение сопловой решетки.

Для определения интегральных характеристик ступеней турбины необходима величина абсолютного расхода пара (газа) утечки ($G_{\text{ут}}$). Рассчитать ее можно по формуле Г.С. Самойловича [8]:

$$G_{\text{утв}} = \mu_y \cdot \chi \cdot F_y \overline{(p_0 / v_0)}^{1/2} ((1 - \varepsilon^2) / (1 - \varepsilon_{\text{кр}}^{\text{отв}}) \cdot z) - (\varepsilon_{\text{кр}}^{\text{отв}} (1 - \varepsilon^2) / (1 - \varepsilon_{\text{кр}}^{\text{отв}})^2 \cdot z^2)^{1/2}. \quad (3.83)$$

Вопрос проектирования уплотнений весьма важен при проектировании турбины. Не случайно японские турбостроительные фирмы (Toshiba, Mitzubisi), а также некоторые европейские (Siemens) в своих новейших турбинах выполняют уплотнения с изменяющейся величиной зазора. Суть этой конструкции в следующем. Роторы большинства современных турбин “гибкие”. При пуске турбины с такими роторами неизбежно повышение уровня вибрации, т.е. амплитуд колебаний их поверхностей, в том числе и в зоне уплотнений. При этом в случае турбины с обычными концевыми уплотнениями возможны задевания ротора об усы уплотнения. Усы при этом сминаются, приводя к росту зазоров и к увеличению утечки в уплотнение на работающей

турбине в 2 – 2,5 раза, т.е. к снижению ее КПД. В новых типах уплотнений с регулируемой величиной зазора этого не происходит, так как при пуске турбины устанавливается повышенная величина зазора, а при выходе ее на стационарный режим зазоры в уплотнениях уменьшаются поджатием их гребней к валу. Суть этого в сохранении минимально возможной величины зазоров на протяжении всего или значительной части межремонтного периода.

Интересен и другой опыт. Он заключается в применении вместо усов лабиринтного уплотнения уплотнительных колец из композитного материала (флувиус). Материал состоит из графита и фторопласта, так как оба компонента имеют хорошие антифрикционные свойства, что позволяет на работающей турбине иметь околонулевые зазоры.

При выполнении курсового проекта студент может задаться величиной утечки в концевые уплотнения турбины, оценив их, например, по заводским данным (см. прил. 2 – 4). Такая оценка позволяет уточнить расходы пара (газа) на входе в проточную часть проектируемого цилиндра турбины.

3. Потери от парциальности учитываются в ступенях с неполным (по кольцу соплового аппарата) подводом пара. Ступени с парциальным подводом рабочего тела присущи турбинам малой мощности, у которых для увеличения длины лопаток выполняют парциальный подвод пара (газа). Регулирующая ступень (РС) турбин с сопловым парораспределением также имеет парциальность. Парциальность РС обусловлена конструкцией ее соплового аппарата (сопловые коробки со стенками по кольцу и технологические зазоры между коробками, необходимые для приварки их к корпусу). Потери энергии от парциальности обусловлены двумя причинами: вентиляционным эффектом в каналах вне зоны активного потока и нарушением характеристик рабочего потока на краях дуг его подвода. В общем случае принято первую слагаемую (вентиляционную) рассчитывать по формуле

$$\xi_{\text{вент}} = 0,065(1 - e - 0,5 e_{\text{кож}}) / e (\sin \alpha_{1\text{эф}}) x_{\text{ф}}^3 m, \quad (3.84)$$

где e , $e_{\text{кож}}$, m , – соответственно степень парциальности, часть окружности, закрытая защитным кожухом, и число венцов ступени, $x_{\text{ф}} = u / C_{\text{ф}}$, а вторую слагаемую (сегментную) принято определять по формуле

$$\xi_{\text{сегм}} = 0,25 x_{\text{ф}} \eta_{\text{ол}} i \sum (B_j l_j) / F_1, \quad (3.85)$$

где B_j , l_j , F_1 , $\eta_{\text{ол}}$ – соответственно ширина и высота рабочих лопаток j венца, площадь всех сопловых каналов, через которые течет пар в ступени, и лопаточный КПД ступени, а i – число групп сопел, между которыми имеется разрыв.

Величина потерь от парциальности определяется как сумма обоих слагаемых, т.е.

$$\xi_{\text{парц}} = \xi_{\text{вент}} + \xi_{\text{сегм}}. \quad (3.86)$$

4. **Потери от влажности пара** учитываются в ступенях, работающих на влажном паре. К таким ступеням относятся последние ступени конденсационных паровых турбин ТЭС и основная часть ступеней влажно-паровых турбин АЭС. Расчет этих потерь может быть выполнен с использованием формулы МЭИ:

$$\xi_{\text{вл}} = 2 \times_{\text{ф}} (0,9 y_0 + 0,35 (y_2 - y_0)), \quad (3.87)$$

где y_0 и y_2 – соответственно значение влажности пара на политропе перед и за ступенью.

Для последних ступеней мощных конденсационных паровых турбин, как показали исследования ВТИ, распределение влажности пара вдоль радиуса отличается от традиционно устоявшегося – с пиком значений влажности пара в периферийных сечениях ступени. Пик величины влажности для таких ступеней смещается от периферии на радиус примерно $0,75 l_2$, где l_2 – длина рабочей лопатки ступени. Потери от влажности в таких ступенях более надежно могут быть определены по формуле П. Лагуна:

$$\xi_{\text{вл}} = a(y_0 + y_2) / 2, \quad (3.88)$$

при этом $a = 0,35 \dots 0,40$.

5. **Относительный внутренний КПД турбинной ступени (η_{oi})** определяется на заключительной стадии ее расчета. По величине суммарных потерь в ступени (основных и дополнительных) рассчитывается ее относительный внутренний КПД:

$$\eta_{oi} = \eta_{ie} - (\xi_{\text{оо}} + \xi_{\text{доо}} + \xi_{\text{iaдоо}} + \xi_{\text{aе}}), \quad (3.89)$$

6. **Внутренняя мощность турбинной ступени (N_i)** или мощность на валу определяется по формуле

$$N_i = h_0 \eta_{oi}, \quad (3.90)$$

где h_0 – тепловой перепад ступени по полным параметрам (параметрам торможения).

7. **Абсолютные величины потерь** в ступени определяются через значения относительных их величин из выражения

$$\Delta H_j = \zeta_j \cdot \overline{h_0}, \quad (3.91)$$

где ΔH_j , ζ_j и h_0 , соответственно, величина абсолютной и относительной j -й потери и тепловой перепад ступени от параметров торможения потока.

Список основной литературы

Список основной литературы

1. Щегляев А.В. Паровые турбины. — М.: Энергия, 2016. — 357 с.
2. Паровые и газовые турбины: Учебник для вузов / Под ред. А.Г. Костюка, В.В. Фролова. — М.: Энергоатомиздат, 2015. — 352 с.
3. Трояновский Б.М. Варианты проточной части паровых турбин // Электрические станции. — 2017. — № 2. — С. 18-22.
4. Рыжкин В.Я. Тепловые электрические станции. — М.: Энергоатомиздат, 2017. — 327 с.

Список дополнительной литературы

1. Таблицы воды и водяного пара. Электронный справочник «ЕНЕKcalc» версия 3.0.7 (от 30.01.2006г.)
2. Расчетный метод сравнения конструкций проточной части турбомашин / В.К. Балабанович, Н.Б. Карницкий, В.М. Неуймин, И.П. Усачев.— Энергетика... (Изв. высш. учебн. заведений и энерг. объединений СНГ). — 1996. — № 5 — 6. — С. 77 — 82.
3. Ривкин С.Л., Александров А.А. Теплофизические свойства воды и водяного пара — М.: Энергия, 1980. — 424 с.
4. Уравнения для расчета на ЭВМ теплофизических свойств воды и водяного пара: Эксплуатационный циркуляр № Ц-06-84(т) / Под ред. Ривкина С.Л. — М.: Главтехуправление по эксплуатации энергосистем, 1984г. — 8 с.
5. Ривкин С.Л. Термодинамические свойства воздуха и продуктов сгорания топлив. — 2-е изд., перераб. — М.: Энергоатомиздат, 1984. — 104 с.
6. Зубарев В.Н., Козлов А.Д., Кузнецов В.М. Теплофизические свойства технически важных газов при высоких температурах и давлениях: Справочник. — М.: Энергоатомиздат, 1989. — 232 с.
7. Лосев С.М. Паровые турбины//ЭНЕРГИЯ. — 1964г.
8. Калытка В.А. Турбинные установки: Учебное пособие / В.А. Калытка; Карагандинский технический университет. — Караганда: Изд-во КарТУ, 2020. ISBN 978-601-320-336-2 — 99 с.
9. Уравнения для расчета на ЭВМ теплофизических свойств воды и водяного пара: Эксплуатационный циркуляр № Ц-06-84(т) / Под редакцией Ривкина С.Л. - М.: Главное техническое управление по эксплуатации энергосистем, 1984г. - 8 с.
10. Семёнов А.С., Шевченко А.М. Тепловой расчёт паровой турбины//Высшая школа. — 1975 г.
11. Зубарев В.Н., Козлов А.Д., Кузнецов В.М. Теплофизические свойства технически важных газов при высоких температурах и давлениях: Справочник. М.: Энергоатомиздат, 1989. - 232 с.
13. Щегляев А.В. Паровые турбины Ч1//ЭНЕРГОАТОМИЗДАТ. — 1993г.

14. Щегляев А.В. Паровые турбины Ч2//ЭНЕРГОАТОМИЗДАТ. – 1993г.
15. Калытка В.А., Баширов А.В., Булатбаев Ф.Н., Ханов Т.А., Оспанов Б.С., Божбанов Е. Анализ технологической схемы работы автоматизированной турбины в режиме синхронного компенсатора// Вестник Карагандинского университета. Серия «Физика». - 2017. - № 4(88)/2017. - С. 41-46.
16. Калытка В.А., Мехтиев А.Д., Баширов А.В., Ханов Т.А., Оспанов Б.С., Тусупбаев С.Б. Методы повышения показателей тепловой экономичности и надежности теплофикационных турбин// Вестник Карагандинского университета. Серия «Физика». - 2017. - № 4(88)/2017. - С. 47-52.
17. Kalytk V.A., Korovkin M.V., Aliferov A.I., Bashirov A.V., Talaspekov D.R. The scheme of numerical optimization of the parameters of electrophysical processings in heterogeneuos solid elements// Вестник Карагандинского университета. Серия «Физика». - 2018 г. - № 2(90)/2018. - С. 34-41.
18. Kalytk V.A., Korovkin M.V., Aliferov A.I., Bashirov A.V., Khanov T.A., Talaspekov D.R. Theoretical bases of the methods of modernization the cylinders of heating steam turbines // Вестник Карагандинского университета. Серия «Физика». - 2018 г. - № 4(92)/2018. – С. 25-35.
19. Орлов Г.Г. Паротурбинная установка//ЭНЕРГОИЗДАТ. – 1977г.
20. Котельные установки и парогенераторы : учебник / А. Д. Мехтиев [и др.] ; Кафедра "Энергетические системы". - Караганда : КарГТУ, 2017. - (РМЭБ 17/3)
21. Турбинные установки : учебник / А. Д. Мехтиев [и др.] ; Кафедра "Энергетические системы". - Караганда : КарГТУ, 2017. - (РМЭБ 17/3)
22. Монтаж и эксплуатация оборудования ТЭС в аварийных режимах : учебное пособие для студентов обучающихся по программе 5В071700 "Теплоэнергетика" / В. Л. Исаев, М. А. Драганова ; Министерство образования и науки Республики Казахстан, Карагандинский государственный технический университет, Кафедра "Энергетические системы". – Караганда : КарГТУ, 2020. - 70 с.
23. Котельные установки и парогенераторы со спецвопросами сжигание топлива в опорных конспектах семинаров : утверждено Ученым советом университета в качестве учебного пособия / В. Л. Исаев, Н. М. Маликов ; Карагандинский технический университет, Кафедра "Энергетические системы". - Караганда : КарТУ, 2020. - 71 с.
24. Турбинные установки : учебное пособие / В.А. Калытка ; Карагандинский технический университет. - Караганда : КарТУ, 2020. - 99 с.
26. Турбины тепловых и атомных электрических станций : научное издание / Под ред. А.Г. Костюка, В.В. Фролова. - М. : МЭИ, 2015. - 352 с.
27. Основы современной энергетики [Электронный ресурс] : учебник для вузов : в 2 т. / ред. Е. В. Аметистова. - Progr. 14988288 (файла : байтов). - М. : Издательский дом МЭИ, 2016 - . Том 1 : Современная теплоэнергетика / А. Д. Трухний, М. А. Изюмов, О. А. Поваров, С. П. Малышенко. - М., 2016. - 516 с.