РУКОВОДЯЩИЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ МАТЕРИАЛ

ТУРБИНЫ ПАРОВЫЕ СТАЦИОНАРНЫЕ

РАСЧЕТ ДЕФОРМАЦИЙ И НАПРЯЖЕНИЙ В ЭЛЕМЕНТАХ ТУРБИН ПРИ ПУСКАХ

РТМ 108.021.104—77

Издание официальное

gost.e-ecolog.ru

РАЗРАБОТАН И ВНЕСЕН Научно-производственным объединением по исследованию и проектированию энергетического оборудования им. И. И. Ползунова (НПО ЦКТИ)

Генеральный директор	Н. М. МАРКОВ
Заведующий базовым отраслевым отделом стандартизации	В. Л. МАРКОВ
Заведующий отделом прочности	В. С. ПУСТОВЕЙ
Руководители темы:	Э. М. РАБИНОВИЧ, Л. П. САФОНОВ
Исполнитель	А. И. ЛЕВЧЕНКО

ПОДГОТОВЛЕН К УТВЕРЖДЕНИЮ Техническим управлением Министерства энергетического машиностроения

Начальник Технического управления	В. П. ПЛАСТОВ
Начальник отдела опытно-конструкторских и научно-исследовательских работ по турбостроению	В. К. ЛЕОНТЬЕВ

УТВЕРЖДЕН И ВВЕДЕН В ДЕЙСТВИЕ указанием Министерства энергетического машиностроения от 31 марта 1977 г. № ВЛ-002/2606

Заместитель министра	В. П. ЛОБАНОВ

УДК 621.165:539.4.001.24

Группа Е23

РУКОВОДЯЩИЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ МАТЕРИАЛ

ТУРБИНЫ ПАРОВЫЕ СТАЦИОНАРНЫЕ

РАСЧЕТ ДЕФОРМАЦИЙ И НАПРЯЖЕНИЙ В ЭЛЕМЕНТАХ ТУРБИН ПРИ ПУСКАХ

РТМ 108.021.104—77

Указанием Министерства энергетического машиностроения от 31 марта 1977 г. № ВЛ-002/2606 введен как рекомендуемый

Настоящий руководящий технический материал (РТМ) распространяется на паровые турбины приводные, тепловых (ТЭС) и атомных (АЭС) электростанций и устанавливает на стадии проектирования объем и методику расчетов термонапряженного состояния элементов турбин, необходимых для оценки надежности их работы в нестационарных режимах.

1. ОСНОВНЫЕ УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ

$\sigma_1^{с-ф}$ — осевые напряжения в вертикальном сечении корпуса турбины, вызванные разностью температур между стенкой и фланцем, кгс/см^2;

σ_1 — суммарные осевые напряжения в вертикальном сечении корпуса турбины, кгс/см^2;

$q_{ср}$ — суммарные контактные напряжения на уплотнительных поясках разъема корпуса турбины, кгс/см^2;

S_2^0 — окружное усилие в корпусе турбины, возникающее от температурного поля и приходящееся на единицу длины образующей базовой поверхности оболочки, кгс/см;

G_2^0 — окружной изгибающий момент в корпусе турбины, возникающий от температурного поля и приходящийся на единицу длины образующей базовой поверхности оболочки, кгс · см/см;

E — модуль упругости материала, кгс/см^2;

α — коэффициент линейного расширения материала, 1/°С;

ν — коэффициент Пуассона материала;

ρ — плотность материала ротора, кгс · с^2/см^4;

δ_i^p — относительное перемещение расчетного сечения ротора, см;

Δl_i^p — абсолютное перемещение расчетного сечения ротора, см;

Δl_i^c — абсолютное перемещение расчетного сечения статора, см;

$\Delta l_i^д$ — прогиб диафрагмы в расчетном сечении, см;

ΔY — прогиб корпуса, см;

ΔY_{max} — максимальная величина прогиба корпуса, см;

ω — угловая скорость вращения ротора, рад/с;

$l_к$ — длина корпуса (расстояние между осями поперечных шпонок), см;

h — высота фланца корпуса, см;

b — ширина фланца корпуса, см;

$\delta_к$ — средняя по сечению толщина стенки корпуса, см;

c_1, c_2 — ширина внутреннего и наружного уплотнительных поясков фланца, см;

n^b — расстояние от точки пересечения базовой поверхности оболочки с плоскостью разъема до оси фланца, см;

γ — угол между вертикальным радиусом корпуса и радиусом, проходящим через линию сопряжения стенки корпуса с фланцем, рад;

r_c — радиус базовой поверхности корпуса в вертикальном сечении, см;

$\Delta t_{max}^{с-ф}$ — максимальная по оси турбины величина разности средних температур стенки и фланца корпуса, °С;

$\Delta t_{max}^{в-н}$ — максимальная по оси турбины величина разности температур верхней и нижней образующих корпуса, °С.

2. ОСНОВНЫЕ ТРЕБОВАНИЯ И ОБЪЕМ РАСЧЕТОВ

2.1. Основными расчетными режимами, определяющими надежность работы турбины, являются:

стационарный режим при номинальной нагрузке;

пуски турбины после 8, 24 и 60 ч простоя;

сброс нагрузки с номинальной до нагрузки собственных нужд блока;

пуск турбины из холодного состояния;

останов турбины после работы ее на номинальной нагрузке.

Стационарный режим при номинальной нагрузке определяет величину накопленной повреждаемости в материале элементов турбины, работающих в условиях ползучести.

Пуски турбины после 8, 24 и 60 ч простоя и сброс нагрузки с номинальной до нагрузки собственных нужд блока определяют величину накопленной повреждаемости в материале элементов турбины, работающих в условиях малоцикловой усталости.

Пуск турбины из холодного состояния обычно определяет величину максимальных относительных перемещений роторов и максимальных температурных напряжений в большинстве деталей турбины.

Расчет режима остывания турбины после работы ее на номинальной нагрузке необходим для задания начальных условий в процессе определения температурных полей при пусках турбины после различного времени простоя, а также для определения размаха напряжений в цикле «пуск — останов».

Выбор расчетных режимов для приводных, полупиковых и пиковых турбин (ТЭС), а также турбин АЭС уточняется в соответствии с техническим заданием на их проектирование.

2.2. Для режимов, указанных в п. 2.1, определяются:

температурные поля основных элементов турбины;

напряженное состояние, надежность и долговечность работы деталей;

относительные перемещения роторов и тепловые прогибы корпусов.

Выбор расчетных режимов для определения относительных перемещений уточняется предприятием-изготовителем в соответствии с конкретными условиями эксплуатации данного турбоагрегата.

2.3. Расчету термонапряженного состояния подлежат следующие элементы турбины:

роторы;

корпусы, в том числе фланцевые соединения их горизонтальных разъемов;

корпусы регулирующих и стопорных клапанов.

В случае многоцилиндровых турбин определение термических напряжений в элементах ЦНД может не производиться.

3. РАСЧЕТ ОТНОСИТЕЛЬНЫХ ПЕРЕМЕЩЕНИЙ РОТОРОВ И ТЕПЛОВЫХ ПРОГИБОВ КОРПУСОВ ТУРБИНЫ

3.1. Определение температурных полей в элементах турбины производится методом электромоделирования в соответствии с требованиями РТМ 24.020.16—73 или численными методами на ЭЦВМ в соответствии с РТМ 24.020.13—72.

3.2. Расчет относительных осевых перемещений роторов турбины производится по формуле

$$\delta l_i^{\text{р}} = \Delta l_i^{\text{р}} - \Delta l_i^{\text{с}}, \qquad (1)$$

где $\Delta l_i^{\text{р}}$, $\Delta l_i^{\text{с}}$ — абсолютные перемещения ротора и статора от точки пересечения осевой линии ротора с плоскостью прилегания рабочих колодок упорного подшипника к упорному гребню до расчетного сечения i.

3.3. Абсолютное перемещение ротора любого цилиндра определяется по формуле

$$\Delta l_i^p = \sum_{q=1}^{q_i} \alpha(\theta_q)(\theta_q - \theta_0)\Delta Z_q + \sum_{n=1}^{n_i} \frac{\nu}{2E(\theta_n)} \times$$

$$\times \left(\rho\omega^2 (R_n^2 + r_0^2) + \frac{4R_n^2 P_n}{R_n^2 - r_0^2} \right) \Delta Z_n, \qquad (2)$$

где ΔZ_q — длина каждого из участков q, на которые разбит ротор для расчета тепловых расширений;

ΔZ_n — длина каждого из участков n, на которые разбит ротор для расчета упругих перемещений;

q_i, n_i — номера участков, граничащих с расчетным сечением i;

θ_q, θ_n — среднеинтегральные по объему температуры n-го и q-го участков вала ротора;

θ_0 — начальная температура ротора, равная температуре помещения (20°С);

R_n, r_0 — радиусы наружной поверхности ротора и центрального отверстия n-го участка;

P_n — распределенная нагрузка на радиусе R_n (давление пара и радиальные напряжения на линии сопряжения дисков с валом).

3.4. Абсолютное осевое перемещение расчетного сечения статора определяется как алгебраическая сумма осевых удлинений его отдельных элементов по линии жесткой связи, соединяющей это сечение статора с плоскостью прилегания рабочих колодок упорного подшипника к гребню ротора.

Расчет перемещений ведется в предположении, что при тепловом расширении поперечные сечения статора остаются плоскими, а величина удлинений его отдельных участков определяется среднеинтегральной по их объему температурой.

Под линией жесткой связи отдельных деталей статора в данном случае понимается линия, лежащая в плоскости меридионального сечения статора и связывающая кратчайшим путем расчетное сечение с плоскостями осевой фиксации каждой из этих деталей. При наличии нескольких фикспунктов статора в число участков на линии жесткой связи входят и участки фундаментной плиты между фикспунктами.

Абсолютное перемещение точек, лежащих в расчетном сечении статора, определяется следующим выражением:

$$\Delta l_i^c = \sum_{k=1}^{k_i} \alpha(\theta_k)(\theta_k - \theta_0)\Delta Z_k \pm \Delta l_i^p, \qquad (3)$$

где k_i — номер участка, граничащего с расчетным сечением i;

θ_k — среднеинтегральная по объему температура k-го участка;

0_0 — начальная температура статора, равная температуре помещения (20°С);

ΔZ_k — длина каждого из участков k, на которые разбит статор для расчета тепловых расширений;

$\Delta l_i^д$ — величина прогиба диафрагмы в расчетном сечении при соответствующем режиме, определяемая в соответствии с ОСТ 108.210.01—76.

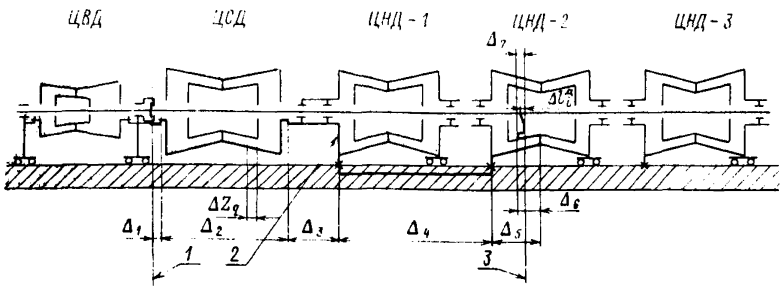
3.5. Ротор и статор турбины разбиваются на участки так, чтобы можно было принять в пределах каждого участка постоянными его сечение, поверхностную нагрузку и температуру.

Разбивка на участки ΔZ_k, ΔZ_n, ΔZ_q должна быть согласована таким образом, чтобы в каждом расчетном сечении выполнялось следующее условие:

$$\sum_{k=1}^{k_i} \Delta Z_k = \sum_{n=1}^{n_i} \Delta Z_n = \sum_{q=1}^{q_i} \Delta Z_q.$$

3.6. В качестве примера на черт. 1 приведена схема для расчета абсолютных перемещений элементов статора одной из турбин. Согласно этой схеме абсолютное тепловое перемещение точек,

Схема для расчета тепловых перемещений статора турбины:



1 — плоскость прилегания рабочих колодок упорного подшипника; *2* — линия жесткой связи; *3* — расчетное сечение

Черт. 1

лежащих в расчетном сечении (в данном случае на чертеже приведено сечение диафрагмы третьего потока ЦНД-2), определяется выражением

$$\Delta l_i^c = \Delta_1 + \Delta_2 + \Delta_3 + \Delta_4 + \Delta_5 - \Delta_6 + \Delta_7 - \Delta l_i^д,$$

где Δ_1 — осевое перемещение участка подшипника между упорной поверхностью поперечных шпонок (опорных лап) и плоскостью упорного гребня;

Δ_2 — осевое перемещение наружного корпуса ЦСД между упорными поверхностями его опорных лап, фиксированных поперечными шпонками в пазах подвижной опоры;

Δ_3 — осевое перемещение переднего подшипника ЦНД-1 от предыдущего участка до плоскости фиксации корпуса ЦНД-1;

Δ_4 — осевое перемещение участка фундаментной плиты между фикспунктами корпусов ЦНД-1 и ЦНД-2;

Δ_5 — осевое перемещение участка наружного корпуса ЦНД-2 между его фикспунктом и плоскостью фиксации внутреннего корпуса ЦНД-2;

Δ_6 — осевое перемещение участка внутреннего корпуса ЦНД-2 между его фикспунктом и плоскостью фиксации обоймы диафрагм;

Δ_7 — осевое перемещение участка обоймы диафрагм между ее фикспунктом и плоскостью фиксации диафрагмы расчетного сечения.

3.7. Прогиб корпуса из-за разности температур между верхней и нижней образующими рассчитывается по формуле

$$\Delta Y = \frac{\alpha(\bar{\theta}_к)\,\Delta\theta_э^{в-н}(l_к - z)\,z}{2D_э}. \qquad (4)$$

Здесь $\bar{\theta}_к$ — среднеинтегральная температура корпуса;

z — осевая координата корпуса;

$D_э$ — эквивалентный диаметр:

$$D_э = \frac{1}{l_к}\sum_i D_i \Delta Z_i;$$

$\Delta\theta_э^{в-н}$ — эквивалентная разность температур:

$$\Delta\theta_э^{в-н} = \frac{1}{l_к}\sum_i \Delta\theta_i^{в-н}\Delta Z_i,$$

где $\Delta\theta_i^{в-н}$ — разность температур между верхней и нижней образующей расчетного участка корпуса;

D_i, ΔZ_i — наружный диаметр и длина i-го участка корпуса.

3.8. Приближенно максимальная величина прогиба корпуса для типичного случая распределения по его оси перепадов температур между верхней и нижней образующей может быть определена по формуле

$$\Delta Y_{max} = 0{,}1\,\frac{\alpha(\bar{\theta}_к)\,l_к^2}{D_э}\,\Delta\theta_{max}^{в-н}. \qquad (5)$$

При выбранных зазорах формула (5) может быть использована для определения величины допустимого перепада температур.

4. РАСЧЕТ НАПРЯЖЕНИЙ В ЭЛЕМЕНТАХ ТУРБИНЫ ПРИ ПУСКАХ

4.1. Расчет напряжений в основных элементах турбины при нестационарных режимах работы является поверочным и выполняется на стадиях технического и рабочего проектирования с целью окончательного выбора геометрии деталей и уточненного определения запасов прочности. Для пиковых и полупиковых блоков этот

расчет должен выполняться наряду с основным расчетом для стационарного режима на стадии эскизного или технического проектирования.

4.2. Значения упругих постоянных и прочностных характеристик материала рассчитываемых элементов принимаются в соответствии с температурными полями для рассматриваемых моментов времени.

4.3. Расчет напряжений при пусках турбины в роторах и дисках, корпусах регулирующих и стопорных клапанов, корпусах ЦВД и ЦСД производится согласно ОСТ 108.020.109—76 и ОСТ 24.020.07.

4.4. Влияние фланцев на напряженное состояние корпусов ЦВД и ЦСД учитывается путем определения дополнительных осевых напряжений $\sigma_1^{с-ф}$. При этом считается, что главным фактором, определяющим появление дополнительных осевых напряжений в стенке на цилиндрическом участке корпуса, является разница средних температур стенки и фланца $\Delta\theta_{max}^{с-ф}$. Суммарные напряжения в корпусе определяются по формуле

$$\sigma_1 = \sigma_1^0 + \sigma_1^{с-ф},$$

где σ_1^0 — осевые напряжения в стенке корпуса, получаемые согласно ОСТ 24.020.07.

Величина дополнительных напряжений определяется выражением

$$\sigma_1^{с-ф} = 0{,}8\alpha\,(\overline{\theta}_к)\,E\,(\overline{\theta}_к)\,\Delta\theta_{max}^{с-ф}\left(\frac{\gamma - 0{,}5\left(1-\frac{h}{r_с}\right)}{\gamma + 2\left(1-\frac{h}{r_с}\right)\left(\frac{\delta_к}{b}\frac{r_с\gamma}{h} + 0{,}25\right)}\right). \qquad (6)$$

Условные обозначения размеров корпуса, входящих в формулу (6), показаны на черт. 2.

4.5. Расчет фланцевых соединений корпусов турбины при нестационарных режимах ее работы сводится к определению дополнительных термических напряжений на уплотнительных поясках разъема, вызываемых температурным полем корпуса. Основные напряжения в шпильках и на уплотнительных поясках, вызываемые усилиями затяжки шпилек, давлением пара и разностью температур между фланцем и шпилькой, рассчитываются согласно РТМ 24.020.01—74.

Суммарные контактные напряжения в разъеме находятся из выражения

$$q_{ср} = q_{ср}^0 + q_{ср}^\theta,$$

где $q_{ср}^0$ — напряжения в разъеме, определяемые по РТМ 24.020.01—74;

$q_{ср}^\theta$ — дополнительные контактные напряжения.

Дополнительные контактные напряжения во фланце с обнизкой определяются по формулам:

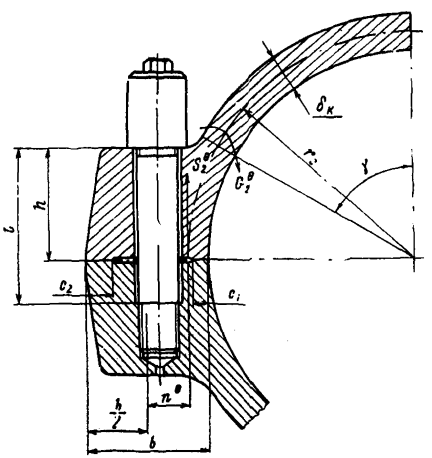
для внутреннего пояска

$$q^{\theta}_{ср} = \frac{S^{\theta}_2 \left(b - c_2 + 2n^{\theta}\right) - 2G^{\theta}_2}{c_1 \left(2b - c_1 - c_2\right)}; \qquad (7)$$

для наружного пояска

$$q^{\theta}_{ср} = \frac{S^{\theta}_2 \left(b - c_1 - 2n^{\theta}\right) + 2G^{\theta}_2}{c_2 \left(2b - c_1 - c_2\right)}. \qquad (8)$$

Фланцевое соединение корпуса турбины



Черт. 2

Для фланца без обнизки дополнительные контактные напряжения составят

$$q^{\theta}_{ср} = \frac{S^{\theta}_2}{b}. \qquad (9)$$

Окружное усилие S^{θ}_2 и изгибающий момент G^{θ}_2 определяются из расчета корпуса по теории оболочек от воздействия осесимметричного температурного поля в соответствии с ОСТ 24.020.07. Условные обозначения размеров фланца, входящих в формулы (7), (8), приведены на черт. 2.

4.6. Напряжения в зонах концентрации рассчитываемых элементов турбин определяются по значениям номинальных напряжений и коэффициентов концентрации согласно РТМ 108.021.103—76.

5. ОЦЕНКА НАДЕЖНОСТИ И ДОЛГОВЕЧНОСТИ РАБОТЫ ЭЛЕМЕНТОВ ТУРБИНЫ

5.1. Результаты расчетов относительных перемещений роторов по п. 3.2 и прогибов по п. 3.7 должны учитываться при выборе величины установочных зазоров (осевых и радиальных), для того чтобы обеспечить отсутствие задеваний в уплотнениях проточной части турбины при всех расчетных режимах.

5.2. Оценка ресурса работоспособности элементов турбины при различных расчетных режимах эксплуатации за весь срок службы производится согласно РТМ 108.021.103—76.

5.3. Суммарные контактные напряжения на уплотнительных поясках фланца (п. 4.5) не должны превосходить предела текучести материала фланца при его рабочей температуре с коэффициентом запаса 1.3.

5.4. Величина максимально допускаемых напряжений в шпильках при пусках принимается согласно требованиям РТМ 24.020.01—74.

Редактор *Н. М. Чернецова.*

Техн. ред. *Н. И. Белянина.* Корректор *С. М. Косенкова.*

Сдано в набор 4.10.77. Подписано к печ. 16.12.77. Формат бум. $60 \times 90^1/_{16}$.
Объем $^1/_4$ печ. л. Тираж 500 экз. Заказ 803. Цена 15 коп.

Редакционно-издательский отдел ППО ЦКТИ им. И. И. Ползунова
194021, Ленинград, Политехническая ул., д. 24.

gost.e-ecolog.ru