РУКОВОДЯЩИЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ МАТЕРИАЛ

ТУРБИНЫ ПАРОВЫЕ СТАЦИОНАРНЫЕ

РАСЧЕТ НА ПРОЧНОСТЬ СТЯЖНЫХ БОЛТОВ СОЕДИНИТЕЛЬНЫХ МУФТ РОТОРОВ

РТМ 108.021.18—85

Издание официальное

gost.e-ecolog.ru

УТВЕРЖДЕН И ВВЕДЕН В ДЕЙСТВИЕ указанием Министерства энергетического машиностроения от 06.06.85 № СЧ-002/4564

ИСПОЛНИТЕЛИ: **Х. Я. ГЕРЦБЕРГ**, канд. техн. наук (руководитель темы); **Е. М. ТЕЙФ**

© Научно-производственное объединение по исследованию и проектированию энергетического оборудования им. И. И. Ползунова (НПО ЦКТИ), 1986.

УДК [621.165—251:539.4].001.2 Группа Е02

РУКОВОДЯЩИЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ МАТЕРИАЛ

ТУРБИНЫ ПАРОВЫЕ СТАЦИОНАРНЫЕ

РАСЧЕТ НА ПРОЧНОСТЬ СТЯЖНЫХ БОЛТОВ СОЕДИНИТЕЛЬНЫХ МУФТ РОТОРОВ

РТМ 108.021.18—85

Введен впервые

Указанием Министерства энергетического машиностроения от 06.06.85 № СЧ-002/4564 срок введения установлен

с 01.07.86

Настоящий руководящий технический материал (РТМ) распространяется на стяжные болты соединительных муфт роторов паровых стационарных турбин.

РТМ устанавливает метод расчета на прочность стяжных болтов соединительных муфт роторов в условиях сборки и эксплуатации паротурбинных агрегатов.

РТМ является рекомендуемым для организаций и предприятий Минэнергомаша, проектирующих и изготавливающих паровые турбины.

Обозначения, применяемые в РТМ, приведены в обязательном приложении 1.

1. ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ

1.1. Метод расчета, изложенный в РТМ, распространяется на призонные стяжные болты, применяемые в настоящее время в энергетических паровых турбинах, выпускаемых предприятиями отрасли. Под призонным болтом в данном случае понимается болт, имеющий только один призонный участок, часть которого расположена в отверстии фланца одной из полумуфт, а другая часть — в отверстии фланца второй полумуфты.

Зазор между призонной частью болта и отверстием во фланце составляет 0,02...0,04 мм на диаметр. В расчете принято, что

Издание официальное Перепечатка воспрещена

зазор между призонной частью болта и отверстием под болт во фланце отсутствует.

1.2. Составной частью расчета на прочность стяжного болта соединительной муфты является расчет болта на изгиб, вызванный окружным усилием, соответствующим крутящему моменту, передаваемому муфтой. Этот расчет позволяет найти напряжения в болте при заданных длинах призонного и непризонного участков болта, а также вычислить напряжения изгиба в болте в зависимости от величины угла между плоскостями головки болта или гайки и фланца полумуфты.

1.3. При расчете на изгиб призонная часть болта рассматривается как балка на упругом основании. Коэффициент жесткости основания K найден из решения контактной задачи для цилиндра, вдавливаемого в цилиндрическую полость того же радиуса, и подсчитывается по формуле

$$K = \frac{\pi}{2{,}2} \frac{1}{1-\nu^2} \frac{EE_1}{E+E_1}. \qquad (1)$$

Расчетная схема стяжного болта, дифференциальные уравнения задачи и численный пример расчета приведены в обязательном приложении 2 и в справочных приложениях 3 и 4.

1.4. На стяжной болт действуют постоянные и переменные нагрузки. В расчете учитываются лишь те переменные нагрузки, вызывающие растяжение — сжатие болта, которые обусловлены изгибающим моментом $M_{изг}$ на муфте. Этот момент появляется из-за начальных смещений опор (опорных подшипников) валопровода при сборке паротурбинного агрегата или смещения опор вследствие перемещений фундамента в процессе эксплуатации.

Начальные смещения отсчитываются от положения опор в центрированном валопроводе, т. е. от положения, при котором расчетные изгибающий момент и перерезывающая сила в плоскости контакта соединяемых полумуфт равны нулю *.

Величина изгибающего момента на муфте определяется из расчета валопровода паротурбинного агрегата, рассматриваемого как многопролетная балка переменного сечения с заданными начальными смещениями опор **.

1.5. Коэффициенты затяжки ν_1 и ν_2 и запасы прочности n, n_a и n_{max} установлены на основании данных о надежности стяжных болтов соединительных муфт роторов паровых турбин в условиях эксплуатации и сведений, имеющихся в литературе (И. А. Биргер, Б. Ф. Шорр, Г. Б. Иосилевич. Расчет на прочность деталей машин. Справочник. М., «Машиностроение», 1979).

---

* Иногда задаются не начальные смещения опор, а раскрытие и смещение полумуфт. Связь этих величин устанавливается из геометрических соотношений между длинами роторов, образующих валопровод, и расстояниями между осями опорных подшипников или временных опор.

** Программа расчета, составленная на языке ФОРТРАН-IV применительно к ЭВМ ЕС-1052, разработана в НПО ЦКТИ. Может быть использована любая другая программа расчета валопровода.

1.6. Для того чтобы произвести расчет стяжных болтов, необходимо выполнить следующие основные этапы:

определить количество стяжных болтов, диаметр их призонной части и диаметр расположения болтов на фланцах полумуфт из условия прочности на срез призонной части болта от действия крутящего момента M_{max}, передаваемого муфтой, с учетом кратковременных перегрузок при внезапном коротком замыкании или несинхронном включении в соответствии с РТМ 108.021.13—83. Напряжения среза в призонной части болта должны удовлетворять соотношению

$$\tau_{Mв} = \frac{M_{max}}{R_б z F} < 0{,}5\sigma_{0,2}. \qquad (2)$$

Указанные выше проработки и расчеты выполняются на стадии технического предложения или эскизного проекта;

принять во внимание при выборе диаметра призонной части болтов, их числа, расположения, материала болтов, а также диаметра и шага резьбы конструктивные и технологические соображения, основанные на опыте изготовления, сборки и эксплуатации турбинных роторов с соединительными муфтами близких размеров и передаваемых мощностей;

найти напряжения на отдельных участках болта с помощью метода, приведенного в обязательном приложении 2, а также вычислить податливость болта по формулам (4)—(8) раздела 2. Эти расчеты выполняются на стадии технического проектирования;

выполнить расчет болта при действии на него постоянных и переменных нагрузок. Эти расчеты также выполняются на стадии технического проектирования;

повторить расчет, изменив параметры, характеризующие прочность стяжного болта, если расчетные запасы прочности окажутся меньше рекомендуемых.

2. РАСЧЕТ СТЯЖНОГО БОЛТА ПРИ ДЕЙСТВИИ ПОСТОЯННОЙ НАГРУЗКИ

2.1. Усилия и моменты, действующие на болт

2.1.1. На стяжной болт действуют следующие постоянные во времени усилия и моменты:

осевое усилие $Q_з$ начального затяга болта;

внешнее осевое усилие Q_0/z (оно находится из теплового расчета проточных частей цилиндров турбины в соответствии с РТМ 24.021.08);

перерезывающее (окружное) усилие, соответствующее крутящему моменту $M_в$ на валу, передаваемому муфтой. Усилие вызывает касательные напряжения в сечении призонной части болта, напряжения смятия на поверхности призонной части и растягивающие (сжимающие) напряжения вследствие изгиба болта;

момент, скручивающий болт при затяжке его ключом.

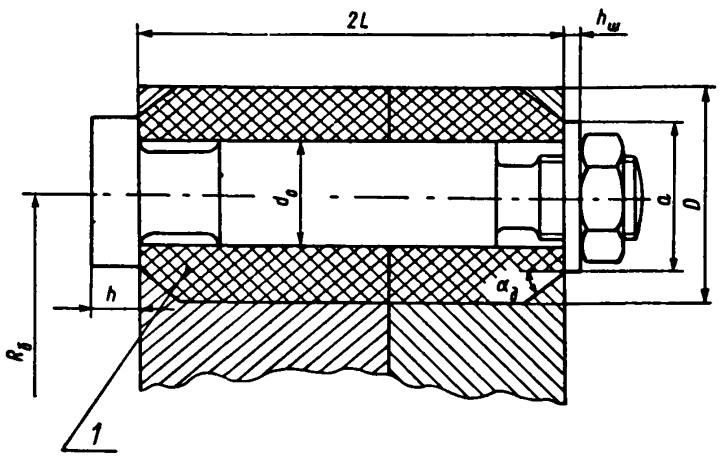
2.1.2. Если к фланцевому соединению приложено внешнее осевое усилие Q_0, то затянутый болт воспринимает лишь часть этого усилия, равную $\varkappa Q_0/z$. Коэффициент основной нагрузки $\varkappa$ подсчитывается по формуле

$$\varkappa = \frac{\lambda_ф}{\lambda_ф + \lambda_б}. \qquad (3)$$

Податливости определяются по формулам:

$$\lambda_ф = \frac{2{,}93}{E_1 d_0} \lg \frac{(a + d_0)(D - d_0)}{(a - d_0)(D + d_0)} + \frac{2{,}55(L - D + a)}{E_1 \left(D^2 - d_0^2\right)}; \qquad (4)$$

Схема фланцевого соединения



1 — конус давления

Черт. 1

$$\lambda_б = \sum_{i=1} \frac{l_i}{EF_i} + \lambda_{р.г} + \lambda_{г.б} + \lambda_ш; \qquad (5)$$

$$\lambda_{р.г} = \frac{0{,}8}{dE}; \qquad (6)$$

$$\lambda_{г.б} = \frac{0{,}15}{hE}; \qquad (7)$$

$$\lambda_ш = \frac{1{,}27 h_ш}{E\left[(a + 0{,}5h_ш)^2 - d_0^2\right]}. \qquad (8)$$

В формулах (4) и (8) принято, что $\operatorname{tg}\alpha_д = 0{,}5$ (черт. 1).

2.1.3. Величина усилия начальной затяжки болта, необходимая для надежной работы фланцевой муфты, соединяющей два ротора, определяется равенством

$$Q_3 = \nu_1 (1 - \varkappa) \frac{Q_0}{z}. \qquad (9)$$

Коэффициент затяжки $\nu_1 \geqslant 1{,}5$.

Наряду с выполнением условия (9), усилие начальной затяжки должно быть таким, чтобы растягивающие напряжения σ_3 в минимальном сечении болта с площадью $F_{\min}$ находились в интервале

$$\sigma_3 = \frac{Q_3}{F_{\min}} = (0{,}4 \ldots 0{,}6)\, \sigma_{0,2}, \qquad (10)$$

независимо от величины Q_0.

2.1.4. Удлинение болта Δl_6, необходимое для создания требуемого усилия Q_3 при соединении роторов, находится по формуле

$$\Delta l_6 = Q_3 \lambda_6. \qquad (11)$$

Должен быть обеспечен строгий контроль расчетной величины удлинения болта. При затяжке специальным приспособлением, разработанным в ВТИ им. Ф. Э. Дзержинского, в болте должно быть предусмотрено отверстие диаметром 4 ... 8 мм.

2.2. Напряжения в болте

2.2.1. Растягивающие напряжения σ_{xi} вдоль оси болта вычисляются по формуле

$$\sigma_{xi} = \frac{Q_3 + \varkappa \dfrac{Q_0}{z}}{F_i} + \sigma'_{1i} + \sigma''_{1i}. \qquad (12)$$

Первое слагаемое представляет собой напряжение, возникающее от сил Q_3 и Q_0, действующих вдоль оси болта, и поэтому оно одинаково для всех сечений i-го участка. Сумму $\sigma'_{1i} + \sigma''_{1i}$ обозначим σ_{1i}, где напряжение σ'_{1i} — вызвано изгибом болта окружным усилием, соответствующим моменту $M_в$; σ''_{1i} — вызвано неперпендикулярностью головки или гайки болта оси отверстия под болт во фланце.

Напряжение σ_{1i} различно для сечений в пределах i-го участка. Оно определяется по методике, приведенной в обязательном приложении 2.

2.2.2. Напряжения смятия σ_y находятся по методике, приведенной в обязательном приложении 2.

Максимальная их величина достигается на поверхности призонного участка в месте стыка фланцев полумуфт.

2.2.3. Касательные напряжения $\tau_{M_в}$, возникающие от окружного усилия, соответствующего моменту $M_в$, определяются по формуле

$$\tau_{M_в} = \frac{M_в}{R_6 z F}. \qquad (13)$$

Касательные напряжения $\tau_{M_кi}$, возникающие от момента, скручивающего болт при его затяжке, находятся по формуле *.

* Нормы расчета на прочность элементов реакторов, парогенераторов, сосудов и трубопроводов атомных электростанций опытных и исследовательских ядерных реакторов и установок. М., «Металлургия», 1972...

$$\tau_{Mki} = \frac{0{,}1Q_3 d}{0{,}2d_i^3}. \qquad (14)$$

2.3. Допускаемые напряжения и запасы прочности

2.3.1. В качестве критерия прочности для максимальных эквивалентных напряжений в болте принимается предел текучести $\sigma_{0,2}$ материала, из которого он изготовлен. Значение $\sigma_{0,2}$ принимается равным минимальному, установленному стандартом или техническими условиями для металла данной марки при рабочей температуре болта.

2.3.2. Условием прочности стяжного болта является соотношение

$$\sigma_{эi} \leqslant [\sigma]. \qquad (15)$$

Напряжения $\sigma_{эi}$ подсчитываются по формуле

$$\sigma_{эi} = \sqrt{\sigma_{xi}^2 + \sigma_y^2 - \sigma_{xi}\sigma_y + 3\left(\tau_{Mв}^2 + \tau_{Mki}^2\right)}. \qquad (16)$$

При сборке, когда ротор неподвижен, напряжения σ'_{1i}, входящие в формулу (12), отсутствуют ($\sigma_y = \tau_{Mв} = \sigma'_{1i} = 0$) и болт на скручивание при затяжке проверяется по формуле

$$\sigma_{эi} = \sqrt{(\sigma_{xi})^2 + 3\tau_{Mki}^2}. \qquad (17)$$

Принимаем, что в процессе эксплуатации болт вследствие вибрации раскручивается и напряжения $\tau_{Mki} = 0$, тогда

$$\sigma_{эi} = \sqrt{\sigma_{xi}^2 + \sigma_y^2 - \sigma_{xi}\sigma_y + 3\tau_{Mв}^2}. \qquad (18)$$

2.3.3. Допускаемое напряжение находится по формуле

$$[\sigma] = \frac{\sigma_{0,2}}{n}. \qquad (19)$$

При затяжке болтов запас прочности $n \geqslant 1{,}25$.

При номинальном режиме работы запас прочности $n \geqslant 1{,}5$, а при кратковременных перегрузках (несинхронное включение, внезапное короткое замыкание) $n \geqslant 1{,}0$.

3. РАСЧЕТ СТЯЖНОГО БОЛТА ПРИ ДЕЙСТВИИ ПОСТОЯННОЙ И ПЕРЕМЕННОЙ НАГРУЗОК

3.1. Переменное усилие вдоль оси болта вызывается изгибающим моментом на муфте. Величина этого момента находится из расчета валопровода с учетом заданного смещения опор при сборке и при эксплуатации турбоагрегата (см. п. 1.4).

3.2. В первоначально затянутом соединении стяжной болт будет воспринимать лишь часть внешней осевой нагрузки (постоянной и переменной) только в том случае, если не будет нарушаться плотность стыка соединяемых полумуфт. Если начальный затяг окажется недостаточным для обеспечения плотности стыка, болт

будет воспринимать полную величину внешней нагрузки и его прочность существенно снизится (даже при сравнительно небольших переменных напряжениях может произойти разрушение).

Учитывая это, при затяжке болтов необходимо обеспечить тщательный контроль величины $Q_э$. Наиболее надежным является контроль удлинения болта, которое подсчитывается по формуле (11).

3.3. Переменные напряжения растяжения — сжатия вдоль оси болта на i-м участке подсчитываются по формуле

$$\bar{\sigma}_{xi} = \frac{2M_{изг}}{zR_б F_i} \varkappa. \qquad (20)$$

3.4. Усилие начальной затяжки, обеспечивающее плотность стыка соединяемых полумуфт при действии постоянных и переменных внешних нагрузок, находится по формуле

$$Q_э = \nu_1 (1 - \varkappa) \frac{Q_0}{z} + \nu_2 (1 - \varkappa) \frac{2M_{изг}}{zR_б}. \qquad (21)$$

Коэффициент затяжки $\nu_2 \geqslant 2{,}5$. По-прежнему независимо от величин Q_0 и $M_{изг}$ должно выполняться условие (10).

3.5. При расчете болта на выносливость при совместном действии постоянных и переменных нагрузок учитываются только нормальные осевые напряжения; касательные напряжения и напряжения смятия не учитываются. Для обеспечения прочности стяжного болта должны быть выдержаны необходимые запасы: $n_а$ — запас прочности по амплитуде переменных напряжений и n_{max} — запас прочности по максимальным напряжениям. Они вычисляются по формулам:

$$n_а = \frac{2\left(\sigma^{(p)}_{-1}\right)_{Di} - 2\psi_{\sigma Di}\sigma_{xi}}{\left(1 + \psi_{\sigma Di}\right)\bar{\sigma}_{xi}}; \qquad (22)$$

$$n_{max} = \frac{2\left(\sigma^{(p)}_{-1}\right)_{Di} + \left(1 - \psi_{\sigma Di}\right)\sigma_{xi}}{\left(1 + \psi_{\sigma Di}\right)\left(\sigma_{xi} + \bar{\sigma}_{xi}\right)}. \qquad (23)$$

В формулах (22) и (23) согласно ГОСТ 25.504—82

$$\left(\sigma^{(p)}_{-1}\right)_{Di} = \frac{\sigma^{(p)}_{-1}}{K_{Di}}; \qquad (24)$$

$$K_{Di} = \left(\frac{K_\sigma}{K_{d\sigma}} + \frac{1}{K_{F\sigma}} - 1\right)\frac{1}{K_v K_A}, \qquad (25)$$

где i — номер сечения болта, в котором определяются $n_а$ и n_{max};

$$K_\sigma = 1 + q\left(\alpha_\sigma - 1\right); \qquad (26)$$

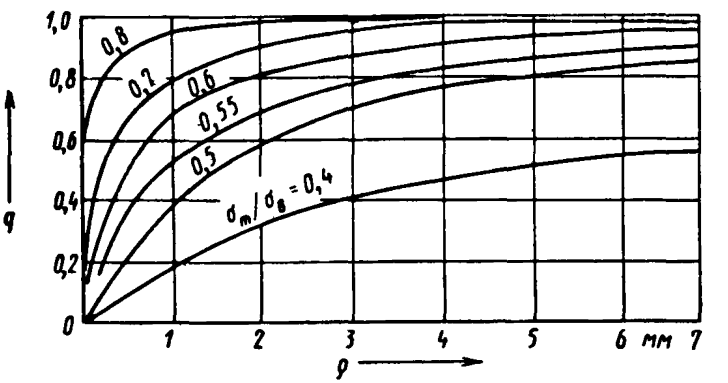
$$\frac{K_\sigma}{K_{d\sigma}} = \frac{K_\sigma}{K_2}, \qquad (27)$$

где $$K_2 = 1 - \left(1 - \frac{\sigma_{-1}^{(p)}}{\sigma_{-1}}\right) 0{,}77 \lg \frac{d}{d_0}$$ для $d \leqslant 150$ мм; (28)

$$K_2 = \frac{\sigma_{-1}^{(p)}}{\sigma_{-1}}$$ для $d > 150$ мм *, (29)

где $d_0 = 7{,}5$ мм — диаметр гладкого лабораторного образца; d — диаметр детали;

Коэффициенты чувствительности металла к концентрации напряжений



Черт. 2

$$K_{F_3} = 1 - 0{,}22 \lg Rz \left(\lg \frac{\sigma_в}{20} - 1\right),$$ (30)

где Rz — шероховатость поверхности детали; $\sigma_в$ — временное сопротивление, МПа;

$$\psi_{\sigma Di} = \frac{\psi_\sigma}{K_{Di}},$$ (31)

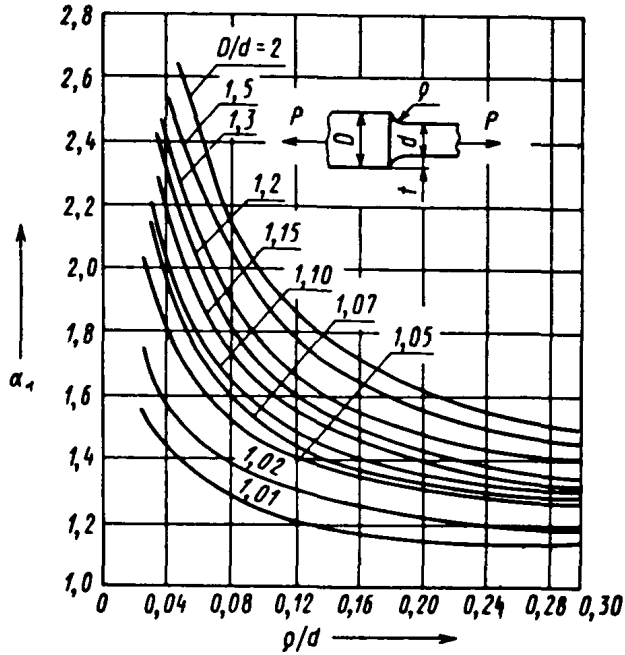
где $$\psi_\sigma = 0{,}02 + 2 \cdot 10^{-4} \sigma_в.$$ (32)

Диаграммы зависимостей величин q, α_σ, K_σ, K_F приведены на черт. 2, 3, 4, 5.

---

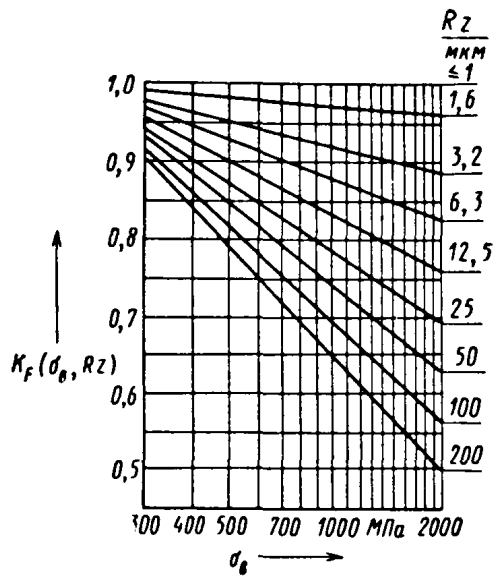
* При отсутствии экспериментальных данных отношение $\frac{\sigma_{-1}^{(p)}}{\sigma_{-1}}$ для гладких лабораторных образцов принимают равным 0,8.

Теоретические коэффициенты концентрации напряжений



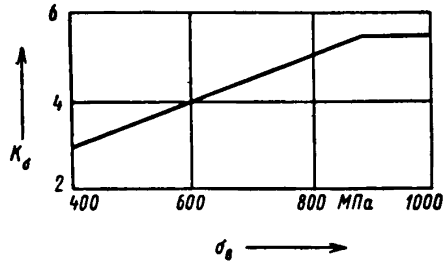
Черт. 3

Коэффициенты влияния шероховатости поверхности на предел выносливости



Черт. 4

Коэффициенты концентрации напряжений в болтовых соединениях ($d=12$ мм) при растяжении — сжатии для метрической резьбы



Черт. 5

Для обеспечения прочности стяжного болта рекомендуются запасы $n_a \geqslant 2{,}5$; $n_{max} \geqslant 1{,}1$. В качестве примера в справочных приложениях 3 и 4 дан полный расчет на прочность стяжного болта муфты РВД — РСД ротора турбины К-300-240 ПО ЛМЗ.

ПРИЛОЖЕНИЕ 1
Обязательное

ОБОЗНАЧЕНИЯ, ПРИМЕНЯЕМЫЕ В РТМ

E — модуль упругости материала болтов, МПа;
E_1 — модуль упругости материала фланцев, МПа;
$\nu = 0{,}3$ — коэффициент Пуассона материала болтов и фланцев полумуфт;
$\varkappa$ — коэффициент основной нагрузки;
$\lambda_ф$ — податливость фланца муфты, см/кН;
$\lambda_б$ — податливость болта, см/кН;
$\lambda_{р.г}$ — податливость резьбы гайки, см/кН;
$\lambda_{г.б}$ — податливость головки болта, см/кН;
$\lambda_ш$ — коэффициент податливости шайбы, см/кН;
a — наружный диаметр опорной поверхности шайбы (гайки), см;
d_0 — диаметр отверстий во фланце полумуфт под болты, см;
d — наружный диаметр резьбы, см;
d_1 — внутренний диаметр резьбы, см;
x — текущая координата по длине болта, см;
l_i — длина i-го участка болта, см;
d_i — диаметр i-го участка болта, см;
F_i — площадь сечения i-го участка болта, см^2;
F_{min} — минимальная площадь сечения болта, см^2;
F — площадь сечения призонной части болта, см^2;
I_i — момент инерции сечения i-го участка болта, см^4;
D — разность между наружным диаметром фланца полумуфты у плоскости стыка и диаметром расположения осей отверстий под болты, см;
$R_б$ — радиус расположения на фланце полумуфты осей отверстий под болты, см;
L — полусумма толщин фланцев соединяемых полумуфт, см;
h — высота головки болта, см;
$h_ш$ — толщина шайбы, см;
z — число болтов;
$Q_з$ — усилие начальной затяжки болта, кН;
$\Delta l_б$ — удлинение болта при начальной затяжке, см;
Q_0 — внешнее осевое усилие, кН;
$M_{изг}$ — изгибающий момент на муфте, Н·м;
$M_в$ — крутящий момент, передаваемый муфтой при номинальной мощности турбины, Н·м;
N — мощность, передаваемая муфтой, кВт;
n_0 — частота вращения ротора при номинальном режиме, об/мин;
σ'_{1i} — напряжение изгиба болта усилием, соответствующим моменту $M_в$, МПа;

σ^{*}_{1i} — напряжение изгиба в болте, вызванное неперпендикулярностью головки или гайки болта оси отверстия под болт во фланце, МПа;

σ_{xi} — растягивающие напряжения на i-м участке болта, МПа;

σ_{y} — напряжения смятия на призонном участке болта, МПа;

$\tau_{Mв}$ — касательные напряжения в сечениях призонного участка болта от крутящего момента, передаваемого муфтой, МПа;

$\tau_{Mкi}$ — касательные напряжения в сечениях i-го участка от момента, скручивающего болт при его затяжке, МПа;

$\sigma_{эi}$ — эквивалентные напряжения на i-м участке болта, МПа;

$[\sigma]$ — допускаемые напряжения в болте, МПа;

$\sigma_{з}$ — растягивающие напряжения при начальной затяжке в минимальном сечении болта, МПа;

ν_1 — коэффициент затяжки для постоянной внешней нагрузки;

ν_2 — коэффициент затяжки для переменной внешней нагрузки;

n — запас прочности при действии постоянных нагрузок на болт;

$n_{а}$ — запас прочности по амплитуде переменных напряжений;

n_{max} — запас прочности по максимальным напряжениям;

$\sigma_{0,2}$ — предел текучести материала болта при рабочей температуре, МПа;

$\sigma_{в}$ — временное сопротивление (предел прочности) стали болта при растяжении, МПа;

σ_{-1} — предел выносливости на изгиб при симметричном цикле, МПа;

$\sigma^{(р)}_{-1}$ — предел выносливости на растяжение — сжатие при симметричном цикле, МПа;

q — коэффициент чувствительности металла к концентрации напряжений;

α_{σ} — теоретический коэффициент концентрации напряжений;

K_v — коэффициент влияния поверхностного упрочнения на предел выносливости;

K_A — коэффициент анизотропии;

K_{σ} — эффективный коэффициент концентрации напряжений;

K_2 — коэффициент влияния абсолютных размеров на предел выносливости;

$K_{F\sigma}$ — коэффициент влияния шероховатости поверхности на предел выносливости;

ψ_{σ} — коэффициент чувствительности к асимметрии цикла напряжений;

$\psi_{\sigma D}$ — коэффициент чувствительности к асимметрии цикла напряжений для детали.

ПРИЛОЖЕНИЕ 2
Обязательное

РАСЧЕТ СТЯЖНОГО БОЛТА НА ИЗГИБ ОТ ДЕЙСТВИЯ ОКРУЖНОГО УСИЛИЯ, СООТВЕТСТВУЮЩЕГО КРУТЯЩЕМУ МОМЕНТУ, ПЕРЕДАВАЕМОМУ МУФТОЙ

1. ОСНОВНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ

1.1. Рассматривается изгиб болта от действия окружного усилия в стыке фланцев, соответствующего крутящему моменту, передаваемому муфтой.

1.2. Силами трения в стыке фланцев пренебрегаем, что идет в запас прочности болта.

1.3. В расчете предполагается возможность задания различных материалов фланцев стягиваемых роторов.

1.4. Болт рассматривается как балка, состоящая из четырех участков постоянного сечения.

1.5. Предполагается, что зазор между призонной частью болта и отверстием под болт отсутствует, и муфта под призонной частью болта рассматривается как упругое основание.

1.6. В расчете учитывается влияние на изгиб болта наличия технологического допуска перпендикулярности опорной поверхности головки болта или гайки относительно оси отверстия под болт во фланце.

1.7. Полагаем, что на концах болта имеются следующие граничные условия: углы поворота концевых сечений, соответствующие заданному на чертеже технологическому допуску перпендикулярности, и равные нулю перерезывающие силы.

2. ВЫВОД ОСНОВНЫХ УРАВНЕНИЙ

2.1. Расчетная схема болта и система отсчета показаны на чертеже.

2.2. Окружное усилие в стыке связано с передаваемым муфтой крутящим моментом следующей зависимостью:

$$P_{\text{окр}} = \frac{M_{\text{в}}}{z R_{\text{б}}}.$$

Крутящий момент вычисляется по формуле

$$M_{\text{в}} = \frac{9195N}{n_0}.$$

2.3. Для каждого участка болта составляем уравнение изгиба.

Первый участок

$$y_1(x_1) = \frac{1}{6} C_1 x_1^3 + \frac{1}{2} C_2 x_1^2 + C_3 x_1 + C_4,$$

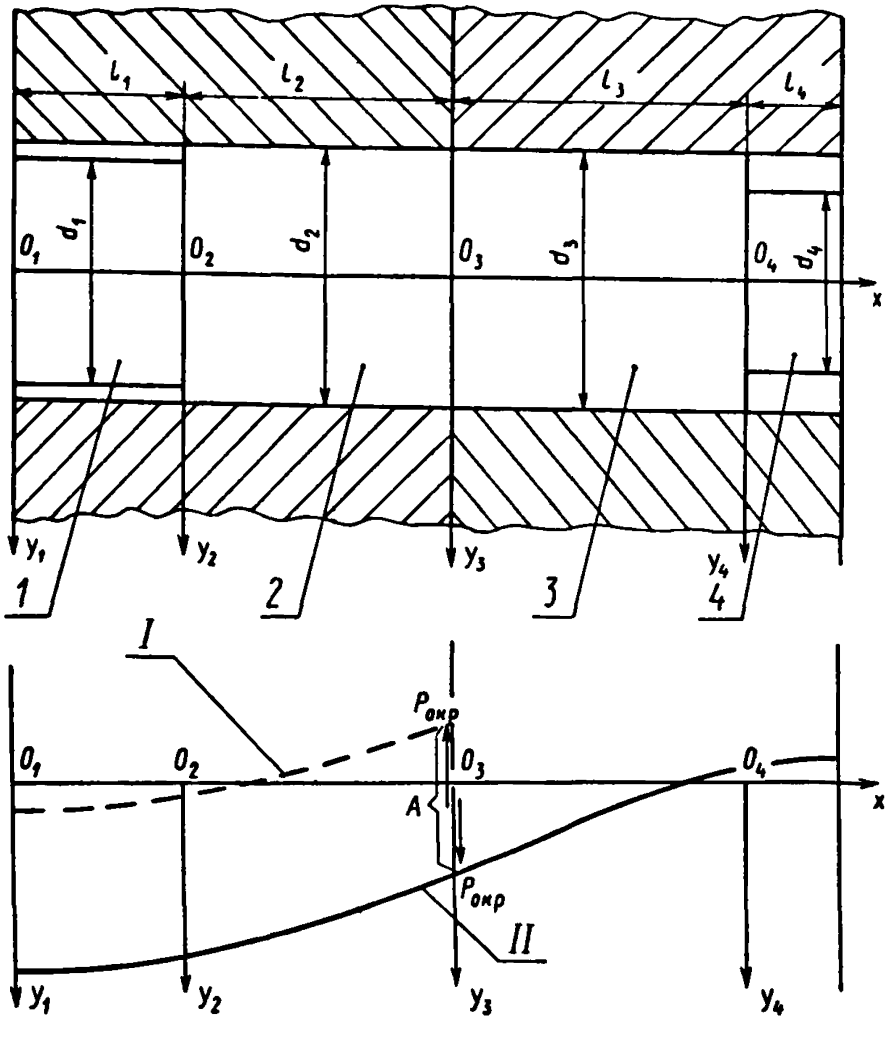
где x_1 — текущая координата первого участка болта.

Второй участок

$$y_2(x_2) = C_5V_1(\xi_1) + C_6V_2(\xi_1) + C_7V_3(\xi_1) + C_8V_4(\xi_1) + A,$$

где A — величина смещения первого и второго участков болта вместе с фланцем (см. чертеж);

Расчетная схема болта и схема деформации болта



1, 2, 3, 4 — расчетные участки болта; *I* — расчетное смещение 1-го и 2-го участков болта при смещении левого фланца; *II* — действительное смещение болта

V_1, V_2, V_3, V_4 — функции Крылова;

$$\xi_1 = m_1x_2.$$

Здесь x_2 — текущая координата второго участка; $m_1 = \sqrt[4]{\frac{K_1}{4EI_2}}$,

где K_1 — коэффициент жесткости упругого основания для первого фланца;

$$K_1 = \frac{\pi}{2{,}2(1-\nu^2)} \frac{EE_1}{E+E_1}; \qquad y_2 = \bar{y}_2 + A; \qquad A = y_3(0) - \bar{y}_2(l_2),$$

где $y_3(0)$ — прогиб болта в начале третьего участка;

$y_2(l_2)$ — составляющая прогиба в конце второго участка.

Третий участок

$$y_3(x_3) = C_9 V_1(\xi_2) + C_{10} V_2(\xi_2) + C_{11} V_3(\xi_2) + C_{12} V_4(\xi_2),$$

где $\xi_2 = m_2 x_3$; $m_2 = \sqrt[4]{\frac{K_2}{4EI_2}}$.

Здесь K_2 — коэффициент жесткости упругого основания для второго фланца;

$$K_2 = \frac{\pi}{2{,}2(1-\nu^2)} \frac{EE_2}{E+E_2},$$

где E_2 — модуль упругости материала второго фланца.

Четвертый участок

$$y_4(x_4) = \frac{1}{6} C_{13} x_4^3 + \frac{1}{2} C_{14} x_4^2 + C_{15} x_4 + C_{16}.$$

2.4. Для нахождения неизвестных постоянных воспользуемся условиями сопряжения участков болта:

$$y_i(l_i) = y_{i+1}(0); \qquad y_i'(l_i) = y_{i+1}'(0);$$

$$EI_i y_i''(l_i) = EI_{i+1} y_{i+1}''(0); \qquad EI_i y_i'''(l_i) = EI_{i+1} y_{i+1}'''(0),$$

которые представляют собой равенство перемещений, углов поворота, изгибающих моментов и перерезывающих сил на границах участков ($i = 1, 2, 3$). На границе участков *2* и *3* четвертое условие заменяется на $EI_2 y_2''(l_2) = P_{\text{окр}}$; $EI_3 y_3''(0) = P_{\text{окр}}$.

2.5. Остальные неизвестные находим из граничных условий на концах балки:

на левом конце $\begin{cases} y_1'(0) = \alpha, \\ y_1''(0) = 0; \end{cases}$

на правом конце $\begin{cases} y_4'(l_4) = \alpha_1, \\ y_4''(l_4) = 0, \end{cases}$

где α, α_1 — углы поворота концевых сечений, отвечающие заданному на чертеже технологическому допуску перпендикулярности опорной поверхности соответственно гайки и головки болта относительно оси отверстия под болт во фланце;

$$\alpha = \frac{\Delta}{B},$$

где Δ — допуск перпендикулярности; B — диаметр гайки (головки).

2.6. Напряжения изгиба в поперечных сечениях болта определяются по формуле

$$\sigma_{1i} = \frac{\overline{M}^{i}_{\text{изг}} d_i}{I_i 2},$$

при этом

$$\overline{M}^{i}_{\text{изг}} = -EI_i y_i^{*}(x_i).$$

2.7. Максимальные напряжения смятия призонной части болта в начале третьего участка находятся по формуле

$$\sigma_y = \frac{K_2 y_3(0)}{0{,}75 d_3},$$

где $y_3(0)$ — прогиб болта в начале третьего участка. Максимальные напряжения смятия болта в конце второго участка находятся по формуле

$$\sigma_y = \frac{K_1 \overline{y}_2(l_2)}{0{,}75 d_2},$$

где $\overline{y}_2(l_2)$ — составляющая прогиба в конце второго участка.

ПРИЛОЖЕНИЕ 3
Справочное

ПРИМЕР РАСЧЕТА СТЯЖНОГО БОЛТА НА ИЗГИБ ОТ ДЕЙСТВИЯ ОКРУЖНОГО УСИЛИЯ

В качестве примера при помощи программы, созданной в НПО ЦКТИ на языке ФОРТРАН-IV для машины ЕС-1052, произведен расчет стяжного болта муфты РВД — РСД ротора турбины К-300-240 ПО ЛМЗ. Расчет выполнен для двух вариантов: углы α и α_1 равны нулю; углы α и α_1 равны $1 \cdot 10^{-3}$ рад, что соответствует технологическому допуску перпендикулярности ($\Delta = 0{,}08$ мм).

1. ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ

1.1. Схематический чертеж болта дан на черт. 1.

Длины расчетных участков болта: $l_1 = 2{,}7$ см; $l_2 = 5{,}3$ см; $l_3 = 5{,}7$ см; $l_4 = 2{,}3$ см.

Диаметры участков болта: $d_1 = 3{,}5$ см; $d_2 = 5{,}0$ см; $d_3 = 5{,}0$ см; $d_4 = 4{,}4$ см.

Материал болта 25Х1МФ, $E = 2{,}17 \cdot 10^1 \cdot 9{,}81 = 212\,880$ МПа.

Материал фланца Р2МА, $E_1 = E_2 = 211\,900$ МПа.

Мощность, передаваемая муфтой РВД — РСД, $N = 95\,000$ кВт, $n_0 = 3000$ об/мин, $z = 12$, $R_б = 28{,}25$ см.

2. РЕЗУЛЬТАТЫ РАСЧЕТА

2.1. Результаты расчета даны в виде диаграмм на черт. 2 и 3.

Обозначения на диаграмме:

y — прогиб, см;

$Q_п$ — перерезывающая сила, кН;

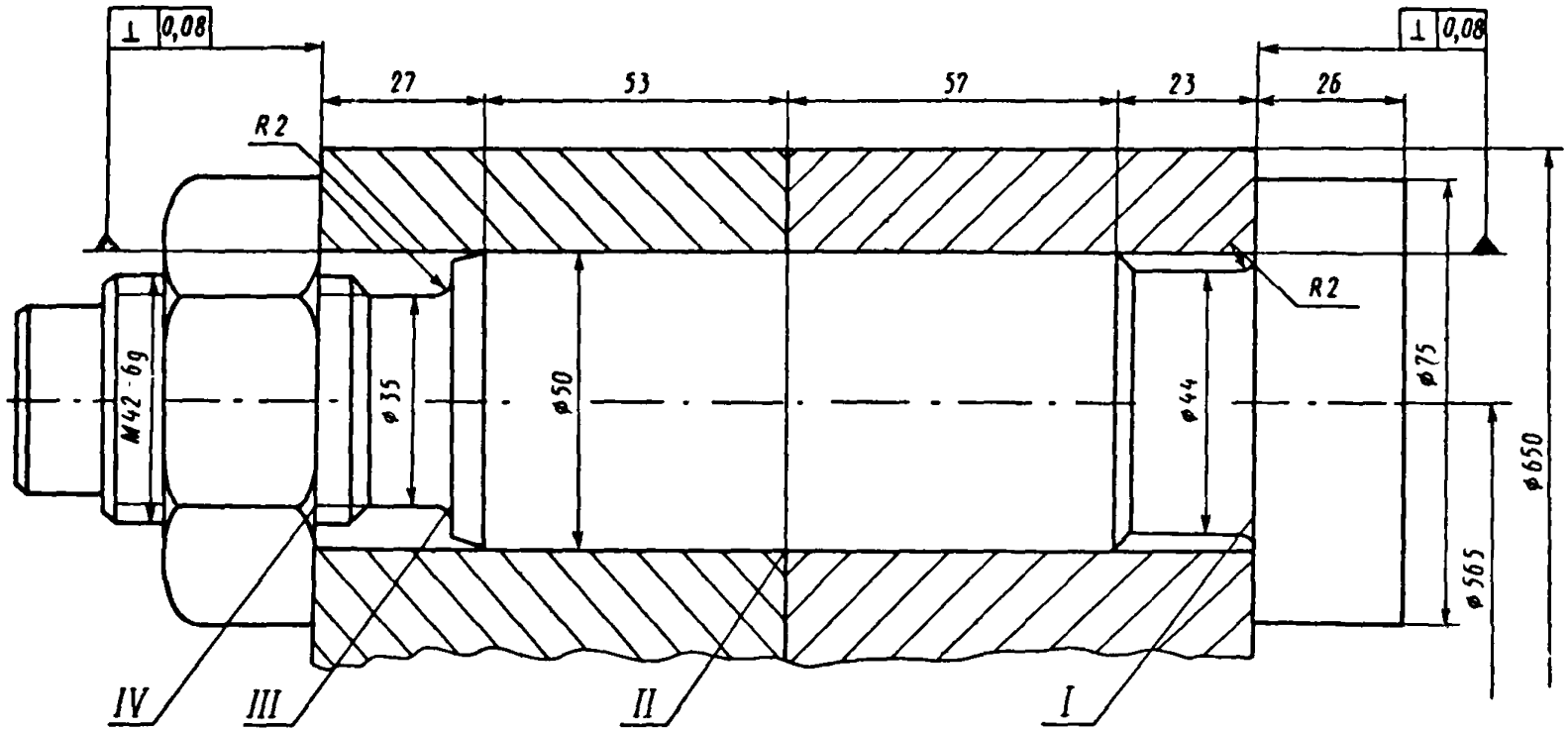
$M^i_{изг}$ — изгибающий момент, Н·м;

σ_{1i} — напряжения изгиба, МПа;

$\tau_{Мвi} = \dfrac{Q_п 4}{\pi d_i^2}$ — напряжения среза, МПа;

σ_{yi} — напряжения смятия, МПа.

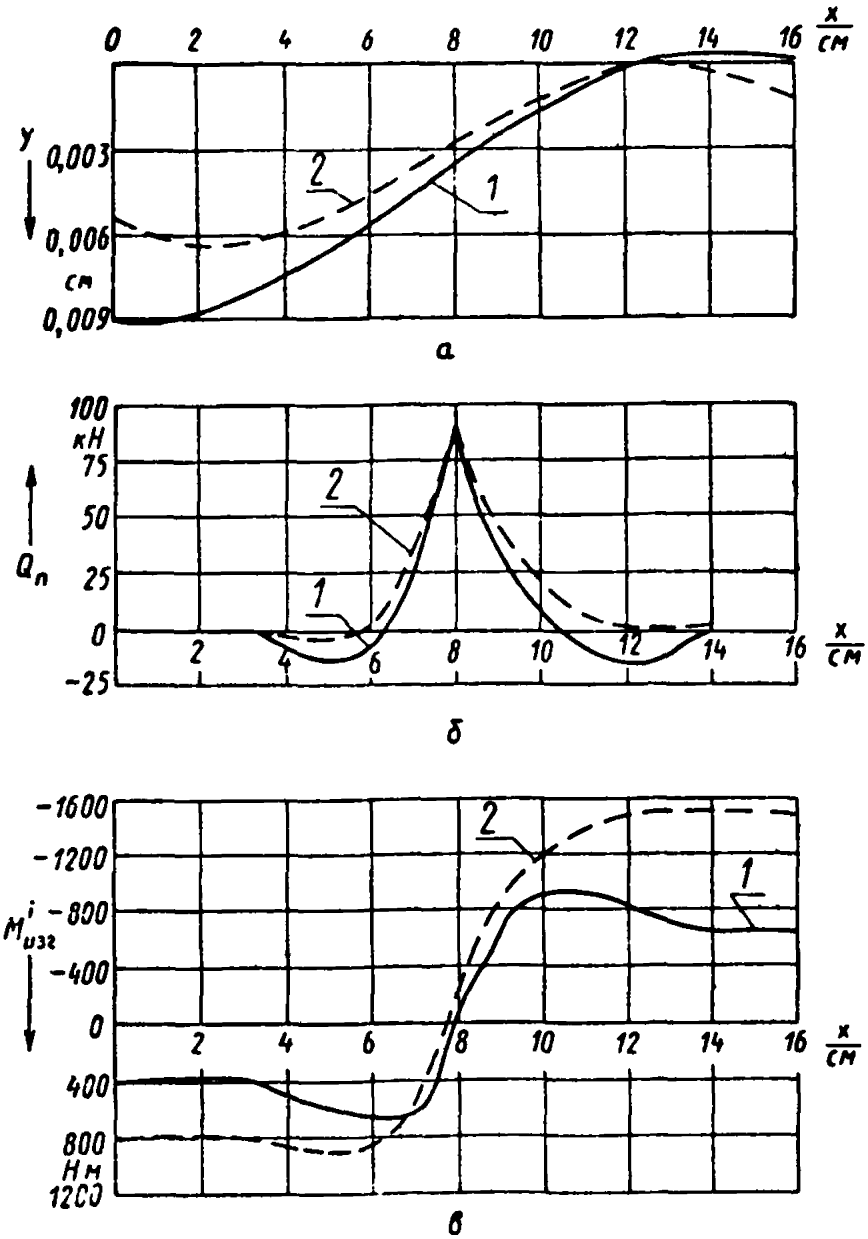
Схематический чертеж стяжного болта муфты РВД — РСД турбины К-300-240 ПО ЛМЗ



I, *II*, *III*, *IV* — сечения, в которых определяется усталостная прочность болта

Черт. 1

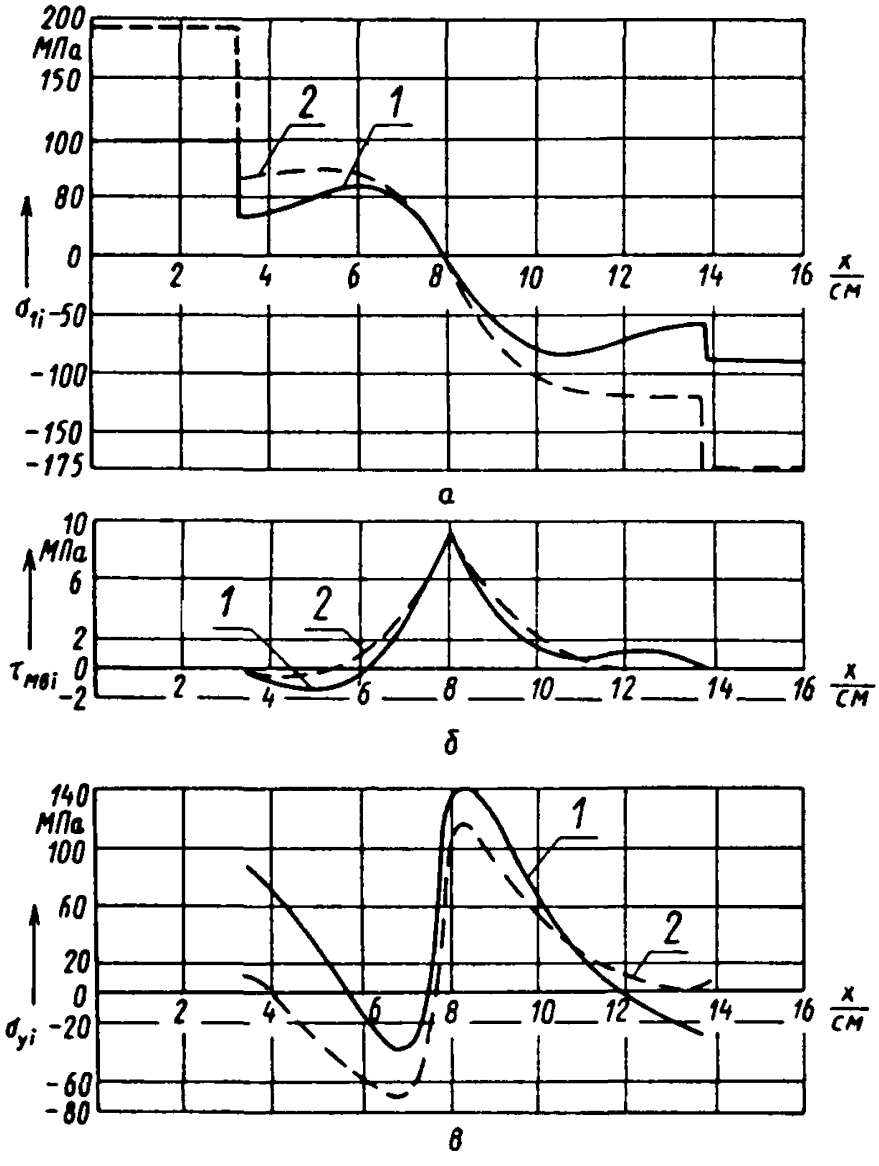
Результаты расчета на изгиб стяжного болта муфты РВД — РСД турбины К-300-240 ПО ЛМЗ



а — прогибы болта; *б* — перерезывающая сила; *в* — изгибающий момент; *1* — результаты расчета при $\alpha=\alpha_1=0$; *2* — результаты расчета при $\alpha=\alpha_1=1\cdot10^{-3}$ рад

Черт. 2

Статические напряжения в стяжном болте муфты РВД — РСД турбины К-300-240 ПО ЛМЗ



а — напряжения изгиба; *б* — напряжения среза; *в* — напряжения смятия; *1* — результаты расчета при $\alpha=\alpha_1=0$; *2* — результаты расчета при $\alpha=\alpha_1=1\cdot10^{-3}$ рад

Черт. 3

ПРИЛОЖЕНИЕ 4

Справочное

ПОВЕРОЧНЫЙ РАСЧЕТ НА ПРОЧНОСТЬ СТЯЖНОГО БОЛТА МУФТЫ РВД — РСД ТУРБИНЫ К-300-240 ПО ЛМЗ

1. РАСЧЕТ БОЛТА ПРИ ПОСТОЯННОЙ НАГРУЗКЕ

1.1. Исходные данные

1.1.1. Схематический чертеж болта дан на черт. 1 справочного приложения 3.

Материал болта 25Х1МФ, $E=212\,880$ МПа, $\sigma_{0,2}=670$ МПа, $\sigma_в=785$ МПа, $\sigma_{-1}=373$ МПа, $\sigma_{-1}^{(p)}=298$ МПа.

Материал фланцев Р2МА (ОТУ 24—10—004—68), $E_1=211\,900$ МПа; $L=8$ см; $D=8{,}5$ см; $R_б=28{,}25$ см; $d_0=5$ см; $a=5{,}85$ см; $d=4{,}2$ см; $h=2{,}6$ см; $z=12$; $d_1=3{,}615$ см; $Q_0=332$ кН; $M_{изг}=153$ кН·м (изгибающий момент найден с помощью программы расчета валопровода, разработанной в НПО ЦКТИ. Этот момент соответствует раскрытию муфты на 0,7 мм или смещению опорного подшипника на 2,97 мм); $N=95\,000$ кВт; $n_0=3000$ об/мин.

1.2. Определение коэффициента основной нагрузки

1.2.1. Согласно формулам (4)—(8) настоящего РТМ

$$\lambda_ф=\frac{2{,}93}{211\,900\cdot 5}\lg\frac{(5{,}85+5)(8{,}5-5)}{(5{,}85-5)(8{,}5+5)}+\frac{2{,}55(8-8{,}5+5{,}85)}{211\,900(8{,}5^2-5^2)}=$$

$$=0{,}280\cdot 10^{-4}\ \text{см/кН};$$

$$\lambda_б=\frac{4}{212\,880\cdot 3{,}14}\left(\frac{8}{36^2}+\frac{14}{35^2}+\frac{118}{50^2}+\frac{20}{44^2}\right)+\frac{0{,}8}{42\cdot 212\,880}+\frac{0{,}15}{26\cdot 212\,880}=$$

$$=0{,}566\cdot 10^{-4}\ \text{см/кН}.$$

По формуле (3)

$$x=\frac{0{,}28}{0{,}28+0{,}566}=0{,}330.$$

1.3. Выбор величины усилия первоначальной затяжки

1.3.1. Поскольку в рассчитываемой муфте возникает изгибающий момент, воспользуемся формулой (19). Принимаем $\nu_1=1{,}5$, $\nu_2=2{,}5$, тогда

$$Q_з=1{,}5(1-0{,}33)\frac{322}{12}+2{,}5(1-0{,}33)\frac{2\cdot 15\cdot 3\cdot 10^3}{12\cdot 28{,}25}=$$

$$=178{,}1\ \text{кН}.$$

Напряжения в болте, вызванные этим усилием, определяем по формуле (10)

$$\sigma_з=\frac{178{,}1\cdot 4}{3{,}14\cdot 3{,}5^2}=18{,}5\ \text{кН/см}^2=185\ \text{МПа}.$$

Так как должно выполняться условие $\sigma_э = (0{,}4 \ldots 0{,}6)\sigma_{0{,}2}$, примем $\sigma_э = 0{,}4\sigma_{0{,}2} = 270$ МПа.

1.4. Нахождение удлинения болта при выбранной затяжке

1.4.1. Удлинение болта определяется формулой

$$\Delta l_б = Q_э \lambda_б = \sigma_э F_{min} \lambda_б;$$

$$\Delta l_б = 27 \cdot 9{,}62 \cdot 0{,}566 \cdot 10^{-7} = 0{,}147 \text{ мм } (\approx 0{,}015 \text{ см}).$$

Усилие затяжки, обеспечивающее удлинение $\Delta l_б = 0{,}015$ см, равно $Q_э = 265$ кН.

1.5. Напряжения в болте

1.5.1. Растягивающие напряжения вдоль оси болта по участкам определяются по формуле (12)

$$\sigma_{xi} = \frac{Q_э + \chi \frac{Q_0}{z}}{F_i} + \sigma'_{1i} + \sigma''_{1i},$$

где σ''_{1i} — напряжения изгиба в болте, полученные при $\alpha = \alpha_1 = 1 \cdot 10^{-3}$ рад ($\Delta = 0{,}08$ мм) и представленные в обязательном приложении 2.

В сечении I

$$\sigma_{xI} = \frac{265 + 0{,}33 \frac{33^2}{12}}{\frac{\pi \cdot 4{,}4^2}{4}} + 8 + 10 = 36 \text{ кН/см}^2 = 360 \text{ МПа};$$

в сечении II

$$\sigma_{xII} = 140 + 10 + 4 = 154 \text{ МПа};$$

в сечении III

$$\sigma_{xIII} = 285 + 95{,}5 + 95{,}5 = 476 \text{ МПа};$$

в сечении IV

$$\sigma_{xIV} = 267 + 191 = 458 \text{ МПа}.$$

1.5.2. Касательные напряжения от окружного усилия, вызванного крутящим моментом $M_в$ (в сечении II), находим по формуле (13)

$$\tau_{Mв} = \frac{31 \cdot 10^3}{28{,}25 \cdot 12 \cdot 19{,}62} = 4{,}66 \text{ кН/см}^2 = 46{,}6 \text{ МПа}.$$

1.5.3. При внезапном коротком замыкании в муфте РВД — РСД крутящий момент возрастает в 1,67 раза по сравнению с номинальным

$$\tau^{к.з}_{Mв} = 46{,}6 \cdot 1{,}67 = 77{,}8 \text{ МПа}.$$

В сечении II

$$\sigma^{к.з}_{xII} = 140 + 10 \cdot 1{,}67 + 4 = 161 \text{ МПа}.$$

1.5.4. Касательные напряжения от момента, скручивающего болт при затяжке, определяем по формуле (14).

В сечении болта с минимальным диаметром (сечение III)

$$\tau_{.Mkl} = \frac{0,1 \cdot 265 \cdot 4,2}{0,2 \cdot 3,5^3} = 13,0 \text{ кН/см}^2 = 130 \text{ МПа}.$$

1.6. Допускаемые напряжения и запасы прочности

1.6.1. Эквивалентные напряжения:

на вращающемся роторе в сечении II находим по формуле (18)

$$\sigma_{эII} = \sqrt{154^2 + 124^2 + 154 \cdot 124 + 3 \cdot 46,6^2} = 254 \text{ МПа};$$

на участке с наименьшим диаметром (сечение III) при сборке роторов (проверка болта при скручивании при затяжке) согласно формуле (17)

$$\sigma_{эIII} = \sqrt{380,5^2 + 3 \cdot 130^2} = 442 \text{ МПа};$$

при внезапном коротком замыкании

$$\sigma^{к.з}_{эII} = \sqrt{161^2 + 245^2 + 161 \cdot 245 + 3 \cdot 77,8^2} = 379 \text{ МПа}.$$

1.6.2. Допускаемые напряжения:

при номинальном режиме работы

$$[\sigma] = \frac{\sigma_{0,2}}{n};$$

$$[\sigma] = \frac{670}{1,5} = 450 \text{ МПа};$$

при кратковременных перегрузках

$$[\sigma] = \frac{670}{1,1} = 610 \text{ МПа}.$$

1.6.3. Запасы прочности по пределу текучести при затяжке болтов

$$n = \frac{670}{442} = 1,52 > 1,25.$$

В связи с тем, что на муфте РВД — РСД имеется изгибающий момент, для определения запаса прочности для болтов во вращающемся роторе требуется провести расчет при переменных нагрузках.

2. РАСЧЕТ БОЛТА ПРИ ДЕЙСТВИИ ПОСТОЯННОЙ И ПЕРЕМЕННОЙ НАГРУЗОК

2.1. Напряжения, возникающие от действия внешней переменной нагрузки в сечениях болта

2.1.1. Переменный изгибающий момент на муфте создает переменные напряжения растяжения — сжатия в сечениях болта.

По формуле (20) настоящего РТМ

$$\bar{\sigma}_{xI}=\frac{8\cdot15{,}3\cdot10^3}{12\cdot3{,}14\cdot4{,}4^2\cdot28{,}25}\ 0{,}33=2{,}0\ \text{кН/см}^2=20\ \text{МПа};$$

$$\bar{\sigma}_{xII}=\frac{8\cdot15{,}3\cdot10^3}{12\cdot3{,}14\cdot5^2\cdot28{,}25}\ 0{,}33=1{,}5\ \text{кН/см}^2=15\ \text{МПа};$$

$$\bar{\sigma}_{xIII}=\frac{8\cdot15{,}3\cdot10^3}{12\cdot3{,}14\cdot3{,}5^2\cdot28{,}25}\ 0{,}33=3{,}1\ \text{кН/см}^2=31\ \text{МПа};$$

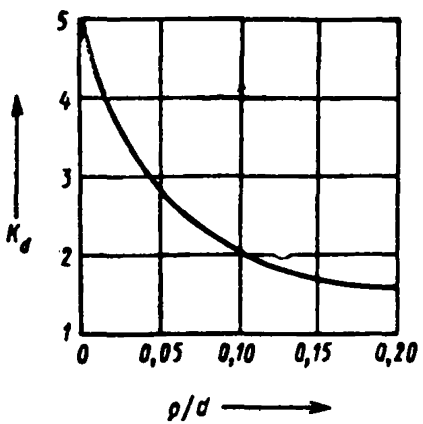
$$\bar{\sigma}_{xIV}=\frac{8\cdot15{,}3\cdot10^3}{12\cdot3{,}14\cdot3{,}61^2\cdot28{,}25}\ 0{,}33=2{,}9\ \text{кН/см}^2=29\ \text{МПа}.$$

2.2. Пределы выносливости болта в различных сечениях

2.2.1. Принимаем коэффициент влияния поверхностного упрочнения K_v и коэффициент анизотропии K_A равными единице.

2.2.2. Значения K_σ для различных сечений болта.

Значения эффективных коэффициентов концентрации напряжений в зависимости от отношения радиуса закругления под головкой болта к диаметру стержня болта



Сечение I

$$\frac{\rho}{d}=\frac{2}{44}=0{,}045;$$

$$K_\sigma=2{,}8\ \text{(чертеж)};$$

$$K_2=1-(1-0{,}8)\,0{,}77\lg\frac{44}{7{,}5}=0{,}88;$$

$$\frac{K_\sigma}{K_{d\sigma}}=\frac{K_\sigma}{K_2}=3{,}18.$$

По черт. 4 настоящего РТМ находим

$$K_{F_\sigma} = 0{,}82 \qquad (Rz = 25);$$

$$K_{D\,I} = 3{,}18 + \frac{1}{0{,}82} - 1 = 3{,}40.$$

Сечение II

$$K_\sigma = 1{,}0 \text{ (нет концентратора)};$$

$$K_2 = 1 - (1 - 0{,}8)\,0{,}77 \lg \frac{50}{7{,}5} = 0{,}87;$$

$$\frac{K_\sigma}{K_2} = 1{,}14.$$

По черт. 4 находим

$$K_{F_\sigma} = 0{,}92 \qquad (Rz = 4);$$

$$K_{D\,II} = 1{,}14 + \frac{1}{0{,}92} - 1 = 1{,}23.$$

Сечение III

$$\frac{D}{d} = \frac{49}{35} = 1{,}4; \qquad \frac{\rho}{d} = \frac{2}{35} = 0{,}057.$$

По черт. 3 настоящего РТМ находим

$$\alpha_\sigma = 2{,}2; \qquad K_\sigma = 2{,}2;$$

$$K_2 = 1 - (1 - 0{,}8)\,0{,}77 \lg \frac{35}{7{,}5} = 0{,}897;$$

$$\frac{K_\sigma}{K_2} = 2{,}45.$$

По черт. 4 находим

$$K_{F_\sigma} = 0{,}82 \qquad (Rz = 25);$$

$$K_{D\,III} = 2{,}45 + \frac{1}{0{,}82} - 1 = 2{,}67.$$

Сечение IV

Для метрической резьбы по черт. 5 настоящего РТМ находим

$$K_\sigma = 4{,}8; \qquad K_2 = 0{,}89.$$

По черт. 4 находим

$$K_{F_\sigma} = 0{,}97; \qquad (Rz = 2);$$

$$K_{D\,IV} = \frac{4{,}8}{0{,}89} + \frac{1}{0{,}97} - 1 = 5{,}42.$$

Значения пределов выносливости на растяжение — сжатие для разных сечений определяются по формуле (24):

$$\left(\sigma_{-1}^{(p)}\right)_{D\,I} = \frac{298}{3{,}4} = 88 \text{ МПа};$$

$$(\sigma_{-1}^{(p)})_{DII} = \frac{298}{1,23} = 242 \text{ МПа};$$

$$(\sigma_{-1}^{(p)})_{DIII} = \frac{298}{2,69} = 111 \text{ МПа};$$

$$(\sigma_{-1}^{(p)})_{DIV} = \frac{298}{5,4} = 55 \text{ МПа};$$

$$\psi_\sigma = 0,02 + 2 \cdot 10^{-4} \sigma_в = 0,177.$$

Коэффициенты чувствительности к ассиметрии цикла для разных сечений болта определяем по формуле (31):

$$\psi_{\sigma DI} = \frac{0,177}{3,4} = 0,052;$$

$$\psi_{\sigma DII} = \frac{0,177}{1,23} = 0,144;$$

$$\psi_{\sigma DIII} = \frac{0,177}{1,23} = 0,067;$$

$$\psi_{\sigma DIV} = \frac{0,177}{5,4} = 0,033.$$

Запасы прочности по амплитуде переменных напряжений

$$n_{aI} = \frac{2 \cdot 88 - 2 \cdot 0,052 \cdot 360}{(1+0,052)\,20} = 6,58;$$

$$n_{aII} = \frac{2 \cdot 242 - 2 \cdot 0,144 \cdot 154}{(1+0,144)\,15} = 25,60;$$

$$n_{aIII} = \frac{2 \cdot 111 - 2 \cdot 0,067 \cdot 476}{(1+0,067)\,31} = 4,78;$$

$$n_{aIV} = \frac{2 \cdot 55 - 2 \cdot 0,033 \cdot 458}{(1+0,033)\,29} = 2,66.$$

Запасы прочности по максимальным напряжениям

$$n_{maxI} = \frac{2 \cdot 88 + (1 - 0,052)\,360}{(1+0,052)\,(360+20)} = 1,29;$$

$$n_{maxII} = \frac{2 \cdot 242 + (1 - 0,144)\,154}{(1+0,144)\,(154+15)} = 3,18;$$

$$n_{maxIII} = \frac{2 \cdot 111 + (1 - 0,067)\,476}{(1+0,067)\,(476+31)} = 1,23;$$

$$n_{maxIV} = \frac{2 \cdot 55 + (1 - 0,033)\,458}{(1+0,033)\,(458+29)} = 1,1.$$

Как показывает расчет, запасы прочности соответствуют рекомендуемым.

ПЕРЕЧЕНЬ ДОКУМЕНТОВ, НА КОТОРЫЕ ДАНЫ ССЫЛКИ В ТЕКСТЕ НАСТОЯЩЕГО РТМ

Обозначение документа	Наименование документа	Номер пункта РТМ
РТМ 108.021.13—83	Расчет валопровода турбоагрегата на внезапное короткое замыкание	1.6
РТМ 24.021.08	Турбины паровые стационарные. Нормы теплового расчета. Расчет осевого усилия	2.1.1
ГОСТ 25.504—82	Расчеты и испытания на прочность. Методы расчета характеристик сопротивления усталости	3.5

СОДЕРЖАНИЕ

1. Общие положения 1
2. Расчет стяжного болта при действии постоянной нагрузки 3
3. Расчет стяжного болта при действии постоянной и переменной нагрузок 6
Приложение 1. Обозначения, применяемые в РТМ 11
Приложение 2. Расчет стяжного болта на изгиб от действия окружного усилия, соответствующего крутящему моменту, передаваемому муфтой 13
Приложение 3. Пример расчета стяжного болта на изгиб от действия окружного усилия 17
Приложение 4. Поверочный расчет на прочность стяжного болта муфты РВД — РСД турбины К-300-240 ПО ЛМЗ 21

ЛИСТ РЕГИСТРАЦИИ ИЗМЕНЕНИЙ

Изм.	Номера листов (страниц)				Номер документа	Подпись	Дата	Срок введения изменения
	измененных	замененных	новых	аннулированных				

Редактор *С. В. Иовенко*

Технический редактор *А. Н. Крупенева* Корректор *Л. А. Крупнова*

Сдано в набор 17.03.86. Подписано к печ. 04.08.86. Формат бум. $60\times90^{1}/_{16}$.
Объем 1,875 печ. л. Тираж 300. Заказ 276. Цена 37 коп.

НПО ЦКТИ. 194021, Ленинград, Политехническая ул., д. 24

gost.e-ecolog.ru