ОТРАСЛЕВОЙ СТАНДАРТ

ТУРБИНЫ ПАРОВЫЕ СТАЦИОНАРНЫЕ

НОРМЫ РАСЧЕТА НА ПРОЧНОСТЬ КОРПУСОВ ЦИЛИНДРОВ И КЛАПАНОВ

ОСТ 108.020.132—85

Издание официальное

МИНИСТЕРСТВО ЭНЕРГЕТИЧЕСКОГО МАШИНОСТРОЕНИЯ
МОСКВА

gost.e-ecolog.ru

УТВЕРЖДЕН И ВВЕДЕН В ДЕЙСТВИЕ указанием Министерства энергетического машиностроения от 12.06.85 № СЧ-002/4742

ИСПОЛНИТЕЛИ: А. И. ЛЕВЧЕНКО, канд. техн. наук (руководитель темы); И. А. ГУРЕВИЧ; Ю. В. СИДОРЕНКОВА

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

УДК 621.165–182.2 : 539.4 Группа Е02

ОТРАСЛЕВОЙ СТАНДАРТ

ТУРБИНЫ ПАРОВЫЕ СТАЦИОНАРНЫЕ

НОРМЫ РАСЧЕТА НА ПРОЧНОСТЬ КОРПУСОВ ЦИЛИНДРОВ И КЛАПАНОВ

ОСТ 108.020.132–85

Введен впервые

Указанием Министерства энергетического машиностроения от 12.06.85 № СЧ-002/4742 срок введения установлен

с 01.07.86

Настоящий стандарт распространяется на вновь проектируемые паровые стационарные турбины для тепловых и атомных электростанций и приводные паровые турбины.

Стандарт устанавливает методы расчета на статическую прочность наружных и внутренних корпусов цилиндров высокого и среднего давления и корпусов регулирующих и стопорных клапанов.

1. ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ

1.1. В основу отраслевого стандарта положено разделение полного расчета прочности корпусов на два этапа.

Первый этап расчета предназначен для предварительной оценки прочности после выбора основных размеров корпусов на стадии эскизного проекта.

На втором этапе выполняется поверочный расчет статической и циклической прочности с учетом температурного состояния корпусов на стационарных и нестационарных режимах.

1.2. Объем расчета циклической прочности корпусов определяется РТМ 108.021.104–77, а оценка прочности производится на основании найденных расчетом напряжений в соответствии с РТМ 108.021.103–85.

Издание официальное Перепечатка воспрещена

1.3. Температурное состояние корпусов на стационарных и нестационарных режимах определяется согласно РТМ 108.020.16—83, а температурные перемещения — по РТМ 108.021.104—77.

1.4. Расчет статической прочности включает в себя анализ упругого напряженного состояния корпусов, а также — при повышенных температурах — оценку длительной прочности. Для поковок и отливок из легированных сталей длительная прочность должна учитываться при рабочих температурах более 420°С, для углеродистых сталей — более 350°С.

1.5. Расчет прочности фланцевого разъема корпусов цилиндров и шпилек выполняется в соответствии с ОСТ 108.021.110—84 и РТМ 108.021.104—77. Расчет прочности фланцевых соединений корпусов клапанов выполняется по «Нормам расчета на прочность элементов реакторов, парогенераторов, сосудов и трубопроводов атомных электростанций, опытных и исследовательских ядерных реакторов и установок».

1.6. Пробное давление при гидроиспытании корпусов рекомендуется принимать равным не более 1,05 от минимального значения, определяемого по ОСТ 108.020.127—82. Пробное давление для корпусов клапанов допускается определять в соответствии с ГОСТ 356—80 по формуле

$$p_{пр} = K p_р \frac{\sigma_{доп}(20\,^\circ\text{C})}{\sigma_{доп}(\theta_р)}, \qquad (1)$$

где $K = \begin{cases} 1{,}5 \text{ при } p_р \dfrac{\sigma_{доп}(20\,^\circ\text{C})}{\sigma_{доп}(\theta_р)} \leqslant 20 \text{ МПа}; \\ 1{,}4 \text{ при } p_р \dfrac{\sigma_{доп}(20\,^\circ\text{C})}{\sigma_{доп}(\theta_р)} > 20 \text{ МПа}; \end{cases}$

$p_р$ — рабочее давление, МПа;

$\sigma_{доп}$ — минимальные допускаемые напряжения материала при температуре 20°С и рабочей температуре $\theta_р$ для ресурса 10^5 ч соответственно, определяемые стандартом, МПа.

Под рабочим давлением при упругом состоянии корпуса следует понимать наибольшее избыточное давление, при котором обеспечивается заданный режим эксплуатации. При наличии ползучести материала рабочее давление принимается равным давлению номинального режима для ресурса 10^5—$2 \cdot 10^5$ ч.

1.7. Значения пределов текучести и длительной прочности материала при рабочей температуре принимаются по нижнему уровню механических свойств, приводимых в технических условиях на отливки и поковки согласно ОСТ 108.961.02—79 и ОСТ 108.030.113—77.

1.8. Все расчеты напряженного состояния корпусов автоматизированы; для проведения их в вычислительном центре НПО ЦКТИ имеются соответствующие программы и инструкции для пользователей. Программы и инструкции могут быть переданы

предприятиям, располагающим ЭВМ ЕС-1033, ЕС-1050, ЕС-1060. При необходимости расчеты могут выполняться НПО ЦКТИ. Допустимо производить расчеты по имеющимся на предприятиях аналогичным программам.

1.9. В рекомендуемом приложении 1 рассмотрен приближенный способ определения напряжений в стенке корпуса при состоянии установившейся ползучести материала по результатам расчета корпуса в упругом состоянии. Примеры расчетов внутреннего корпуса цилиндра и корпусов клапанов даны в справочном приложении 2. Значения теоретических коэффициентов концентрации напряжений для корпусных деталей турбин и характеристики прочности и ползучести сталей приведены в справочных приложениях 3 и 4.

2. РАСЧЕТ НА ПРОЧНОСТЬ КОРПУСОВ ЦИЛИНДРОВ ВЫСОКОГО И СРЕДНЕГО ДАВЛЕНИЯ

2.1. Расчет наружных и внутренних корпусов цилиндров на стадии эскизного проекта

2.1.1. Форма и размеры корпуса определяются конструкцией турбины, перепадом давлений на стенку и температурой при номинальном режиме, при этом учитываются также жесткости нижней половины корпуса и корпуса в сборе и технология изготовления.

2.1.2. Для расчетов статической прочности корпуса используется метод, основанный на теории упругих осесимметричных оболочек переменной толщины с произвольной базовой поверхностью. Оболочка нагружена рабочим давлением (внутренним и наружным) и осесимметричными усилиями от обойм, соплового аппарата, а также усилием от поперечных шпонок, которое заменяется в расчете эквивалентной осесимметричной нагрузкой.

При расчете принимаются некоторые упрощения: рассматривается вертикальное сечение корпуса без учета влияния фланцев горизонтального разъема, патрубков и приливов; силы трения, возникающие при температурном расширении корпуса, не учитываются.

2.1.3. Оценка длительной прочности корпуса производится по напряжениям для упругого состояния по п. 2.1.2 без учета температурных напряжений.

На цилиндрических участках корпуса максимальные окружные напряжения в районе патрубка при состоянии установившейся ползучести материала приближенно находятся по формуле

$$\sigma^{c}_{2max} = \left(1 + \frac{1{,}5}{m}\right)\frac{p}{2h}(D_н - h), \qquad (2)$$

где p — перепад давлений при номинальном режиме, МПа;

$D_н$, h — наружный диаметр и толщина стенки корпуса, мм;

$m = m(\theta_р)$ — показатель степенного закона ползучести материала, зависящий от температуры.

2.2. Поверочный расчет на прочность корпуса цилиндра

2.2.1. Поверочный расчет прочности производится после определения размеров корпуса, нагрузок и температурных полей при номинальном и нестационарных режимах.

Расчет статической прочности выполняется по напряжениям в вертикальном сечении корпуса, полученным путем расчета упругих осесимметричных оболочек средней толщины, нагруженных рабочим давлением и усилиями от обойм. Для тонкостенных корпусов с отношением толщины стенки к радиусу кривизны менее 0,1 допускается использовать результаты расчета по теории тонких оболочек.

При расчете корпусов, имеющих значительную переменную по меридиану толщину стенки, приливы, галтели и разветвления образующей корпуса, следует использовать методы для решения осесимметричной задачи теории упругости.

Анализ напряженного состояния наиболее нагруженных участков корпуса сложной геометрической формы (зона паровпуска, неосесимметричные торцевые стенки) рекомендуется проводить путем решения трехмерной задачи теории упругости или экспериментальными методами на моделях.

2.2.2. Температурные напряжения в стенке корпуса вычисляются методами, применяемыми для расчета статической прочности корпусов по п. 2.2.1.

Определение напряжений при нестационарных режимах производится для моментов времени, соответствующих максимальным перепадам температур. Дополнительные меридианные напряжения в средней части корпуса, вызванные перепадами средних температур стенки и фланца в каждом сечении, определяются по методике РТМ 108.021.104—77.

Меридианные температурные напряжения во фланце находятся по формуле

$$\sigma = \frac{E\alpha}{1-\mu}(0_c - 0), \qquad (3)$$

где $E = E(0_c)$ — модуль упругости материала, МПа;

$\alpha = \alpha(0_c)$ — коэффициент линейного расширения, 1/°С;

μ — коэффициент Пуассона;

0, 0_c — текущая и среднеинтегральная по площади поперечного сечения фланца температуры, °С.

2.2.3. При разработке рабочей документации поверочный расчет длительной прочности корпуса рекомендуется выполнять путем решения задачи ползучести для осесимметричных оболочек средней толщины или осесимметричных тел при температурном поле и давлении номинального режима.

Допускается проводить оценку длительной прочности по напряжениям, полученным по п. 2.2.1. На стадии технического проекта допускается определять напряжения при состоянии установившей-

ся ползучести материала с помощью приближенного способа, изложенного в рекомендуемом приложении 1.

2.2.4. Теоретические коэффициенты концентрации напряжений в галтелях и отверстиях корпуса, подкрепленных патрубками, находятся по формулам справочного приложения 3. Коэффициент концентрации температурных напряжений в отверстиях принимается равным 2.

Для условий установившейся ползучести материала корпуса коэффициент концентрации напряжений в галтелях следует определять по РТМ 108.021.103—85, а в отверстиях — по формуле (2).

3. РАСЧЕТ НА ПРОЧНОСТЬ КОРПУСОВ РЕГУЛИРУЮЩИХ И СТОПОРНЫХ КЛАПАНОВ

3.1. Расчет корпуса клапана на стадии эскизного проекта

3.1.1. Форма и размеры корпуса клапана определяются конструкцией клапана, диаметрами патрубка и перепускной трубы и параметрами пара.

3.1.2. Расчет на статическую прочность корпусов клапанов, имеющих осевую симметрию, выполняется по методам, которые используются для исследования напряженного состояния корпусов цилиндров по п. 2.1.2. При расчете не учитывается влияние боковых патрубков, седла и усилий от паропроводов, крышка считается жестко соединенной с корпусом.

Анализ прочности неосесимметричных корпусов блоков клапанов, приваренных к торцевым стенкам цилиндров, производится по напряжениям σ, полученным в результате расчета среднего сечения корпуса по теории упругих криволинейных стержней. Для участка корпуса, ослабленного отверстиями под седла, напряжения в перемычках определяются по формуле

$$\sigma_{\text{п}} = K_{\text{п}}\sigma. \qquad (4)$$

Коэффициент неравномерности напряжений составляет

$$K_{\text{п}} = \frac{t}{t-d}, \qquad (5)$$

где t — шаг между отверстиями диаметра d, мм.

3.1.3. Оценка длительной прочности корпуса клапана выполняется аналогично расчету по п. 2.1.3.

3.2. Поверочный расчет на прочность корпуса клапана

3.2.1. Поверочный расчет статической прочности осесимметричных корпусов и определение термических напряжений при нестационарных режимах производится аналогично расчетам корпусов цилиндров по пп. 2.2.1, 2.2.2 и 2.2.3.

3.2.2. При разработке рабочей документации расчеты напряжений в неосесимметричных корпусах блоков регулирующих клапанов выполняются путем решения задачи о плоском обобщенном деформированном состоянии с учетом (при повышенных

температурах) ползучести материала. Методы расчета могут быть основаны на уравнениях теории криволинейных стержней с учетом нелинейного распределения напряжений по толщине стенки или на решениях физически нелинейной плоской задачи.

Допускается проводить оценку длительной прочности по результатам расчета упругого состояния корпуса под действием давления. На стадии технического проекта допускается использовать для определения напряжений при установившейся ползучести материала приближенный способ, изложенный в рекомендуемом приложении 1.

3.2.3. Коэффициенты концентрации напряжений в зоне сопряжения цилиндрического корпуса с боковым патрубком определяются по п. 2.2.4. Вычисление напряжений в зоне сопряжения сферического корпуса с патрубком производится по пп. 2.2.1, 2.2.2 и 2.2.3.

4. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ЗАПАСОВ ПРОЧНОСТИ

4.1. Для корпусов цилиндров и клапанов в качестве допускаемого напряжения выбирается величина

$$\sigma_{\text{доп}} = \frac{\sigma_{0,2}(\theta_{\text{р}})}{[n_{\text{т}}]}, \tag{6}$$

где $[n_{\text{т}}]$ — минимальное допускаемое значение коэффициента запаса прочности по пределу текучести стали.

Оценка прочности производится по эквивалентным напряжениям $\sigma_{\text{экв}}$, равным удвоенному максимальному касательному напряжению $\tau_{\max}$:

$$\sigma_{\text{экв}} = 2\tau_{\max} = \bar{\sigma}_1 - \bar{\sigma}_3 \qquad (\bar{\sigma}_1 > \bar{\sigma}_2 > \bar{\sigma}_3), \tag{7}$$

где $\bar{\sigma}_1$, $\bar{\sigma}_2$, $\bar{\sigma}_3$ — главные напряжения в корпусе от действия только рабочего давления.

Коэффициент запаса $[n_{\text{т}}]$ принимается равным 1,65. Расчетные или экспериментальные значения эквивалентных напряжений в любой точке корпуса без учета концентрации не должны превышать $\sigma_{\text{доп}}$.

4.2. При оценке длительной прочности корпусов цилиндров и клапанов используются эквивалентные напряжения

$$\sigma_{\text{экв}} = \begin{cases} \bar{\sigma}_1 & \text{при } \bar{\sigma}_3 > 0; \\ \bar{\sigma}_1 - \bar{\sigma}_3 & \text{при } \bar{\sigma}_3 < 0, \end{cases} \tag{8}$$

полученные в результате расчета корпуса на ползучесть (без учета концентрации) при температурном поле и давлении номинального режима для момента времени, определяемого заданным техническими условиями на турбину ресурсом.

Допускаемое напряжение в этом случае составит

$$\sigma_{\text{доп}} = \frac{\sigma_{\text{д.п}}(\theta_{\text{р}})}{|n_{\text{д.п}}|}, \tag{9}$$

где $[n_{д\,п}]$ — допускаемое значение коэффициента запаса по пределу длительной прочности $\sigma_{д\,п}(0_р)$ при температуре номинального режима за срок службы $10^5 - 2 \cdot 10^5$ ч.

Коэффициент запаса $[n_{д\,п}] = 1{,}5$. При этом также должно быть выполнено условие прочности по п. 4.1.

Если для оценки длительной прочности используются напряжения от давления номинального режима, полученные в результате расчета корпуса при упругом состоянии материала, то запас прочности $[n_{д\,п}]$ сохраняется прежним.

4.3. Оценка циклической и длительной прочности корпусов цилиндров и клапанов в зонах концентрации напряжений производится по РТМ 108.021.103 - 85.

4.4. Оценка прочности корпусов цилиндров и клапанов при гидроиспытании не производится, если величина пробного давления в каждом отсеке определена согласно пп. 1.6 и 1.7. При использовании пробного давления большей величины следует выполнить расчеты напряжений в корпусе при гидроиспытании. Запас прочности по пределу текучести материала (без учета концентрации напряжений) должен составлять не менее 1,05.

ПРИЛОЖЕНИЕ 1

Рекомендуемое

РАСЧЕТ УСТАНОВИВШЕЙСЯ ПОЛЗУЧЕСТИ КОРПУСА

1. Выполненные расчеты корпусов на ползучесть при номинальном режиме эксплуатации показывают, что при постоянной температуре участка корпуса и плавно изменяющейся толщине стенки осевое усилие S и изгибающий момент G (относительно срединной поверхности оболочки) практически постоянны во времени. На основании этого при повышенных температурах и напряжениях в упругом корпусе ($\sigma_{max} > 0{,}6\sigma_{1/10^5}$) можно определять *максимальные напряжения при состоянии установившейся ползучести* σ^c_{max} (МПа) по данным расчета напряжений по п. 2.2.1 с помощью коэффициента снижения напряжений B (чертеж):

$$\sigma^c_{max} = B\left(m, \frac{Sh}{G}\right)\sigma_{max},$$

где m — показатель ползучести;

h — толщина стенки корпуса.

2. Коэффициент B находится при условии постоянства S и G в процессе ползучести корпуса по формулам для прямолинейного стержня прямоугольного сечения:

$$B = \frac{\sigma_0}{\sigma^c_0},$$

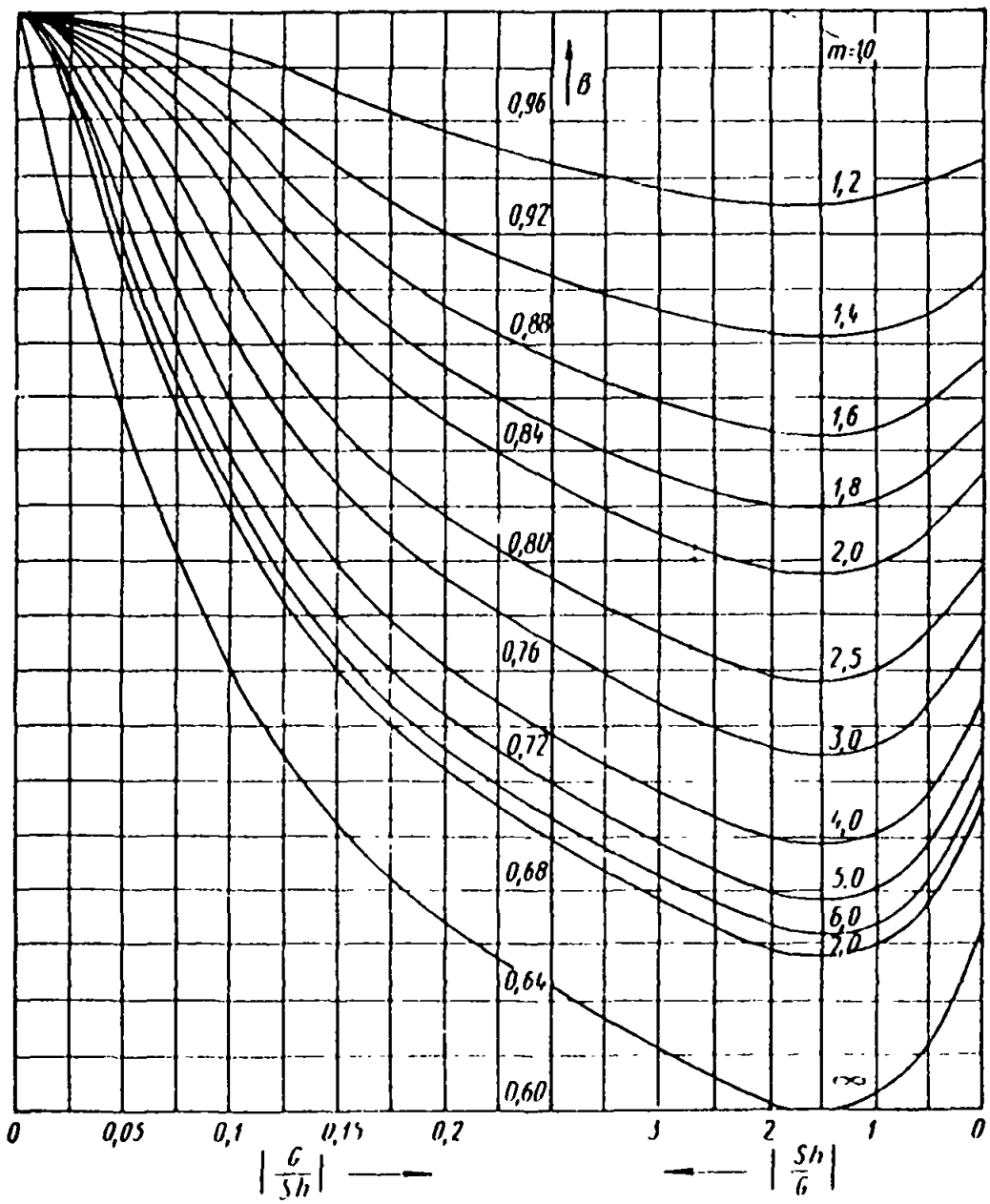
где $\sigma_0 = \max\left|\frac{S}{h} + \frac{6G}{h^2}\right|$; $\qquad \sigma^c_0 = \max\left|ax + b\right|^{1/m}$

Постоянные a и b находятся из условий статики:

$$\int\limits_{-h/2}^{h/2} \left|ax + b\right|^{1/m} \operatorname{sign}(ax + b)\, dx = S;$$

$$\int\limits_{-h/2}^{h/2} \left|ax + b\right|^{1/m} x \operatorname{sign}(ax + b)\, dx = G.$$

Коэффициент снижения напряжений B



m — показатель степенного закона ползучести; S — осевое усилие, Н/мм; G — изгибающий момент, Н · мм/мм, h — толщина стенки, мм

ПРИЛОЖЕНИЕ 2
Справочное

ПРИМЕРЫ РАСЧЕТОВ

1. ПОВЕРОЧНЫЙ РАСЧЕТ НА ПРОЧНОСТЬ ВНУТРЕННЕГО КОРПУСА ЦИЛИНДРА ВЫСОКОГО ДАВЛЕНИЯ

1.1. Рассмотрим расчет напряжений в корпусе ЦВД по теории упругих осесимметричных оболочек средней толщины. Расчетная схема корпуса при $p_1=4{,}6$; $p_2=12{,}1$; $p_3=8{,}6$; $p_4=7{,}0$; $p_5=5{,}7$ МПа представлена на черт. 1.

Распределение расчетных меридианных σ_1 и окружных σ_2 напряжений на внутренней и наружной поверхностях корпуса по дуге меридиана приведено на черт. 2. Расчет выполнен по программе для ЭЦВМ ЕС-1052.

1.2. Расчетная схема для определения напряженного состояния корпуса путем решения осесимметричной задачи теории упругости на ЭЦВМ ЕС-1052 по методу конечных элементов дана на черт. 3. Результаты расчета показывают, что напряжения близки к значениям, полученным по п. 1.1 (см. черт. 2).

1.3. Рассмотрим расчет неустановившейся ползучести корпуса (см. черт. 1). Температура при номинальном режиме эксплуатации дана в табл. 1. Изменение температуры по толщине стенки и ме-

Таблица 1

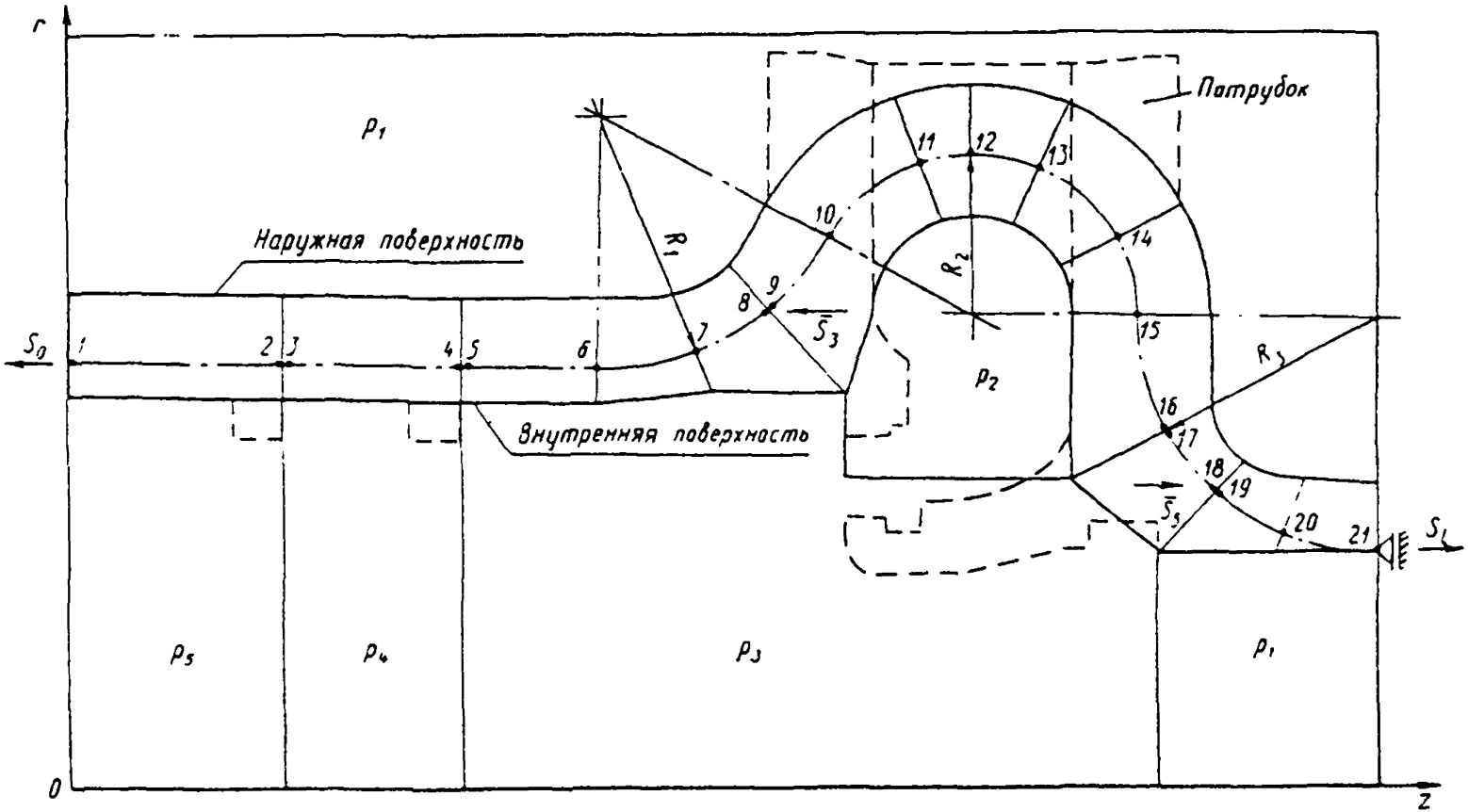
Температура корпуса цилиндра при номинальном режиме эксплуатации, °С

Номер сечения	Поверхность		Номер сечения	Поверхность	
	внутренняя	наружная		внутренняя	наружная
1	440	450	12	535	505
2, 3	460	464	13	535	507
4, 5	480	467	14	535	511
6	491	480	15	535	514
7	492	483	16, 17	530	518
8, 9	520	491	18, 19	498	492
10	533	495	20	475	473
11	534	502	21	468	469

жду сечениями по меридиану принимается по линейному закону. Материал корпуса — сталь 15Х1М1ФЛ (ОСТ 108.961.02—79), показатель и предел ползучести принимались по данным справочного приложения 4.

Распределение суммарных напряжений в упругом корпусе при $t=0$ и при состоянии ползучести через 10^5 ч эксплуатации показано на черт. 4.

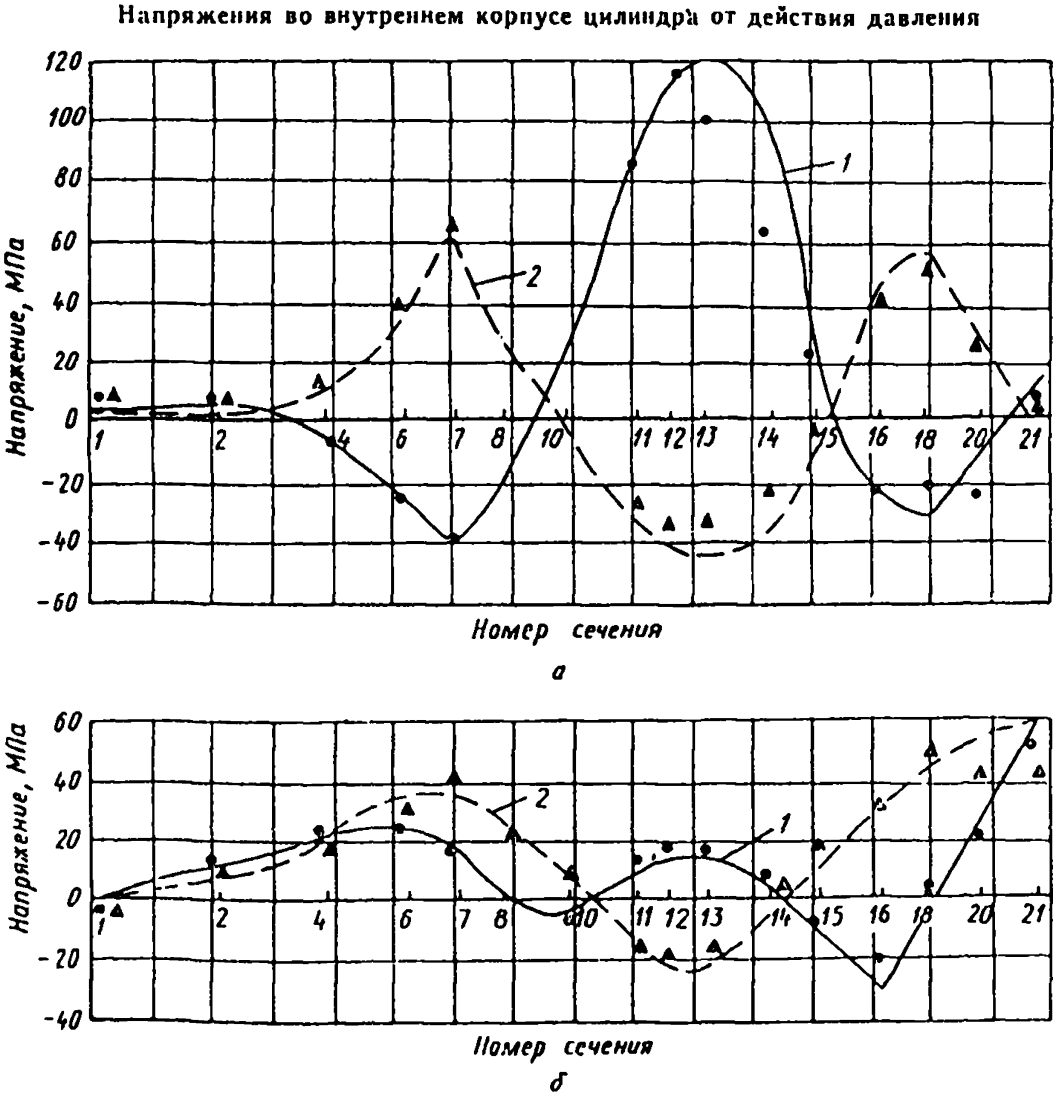
Схема разбивки внутреннего корпуса цилиндра на сечения для расчета по теории оболочек



1, 2, . . . , 21 — номера сечений стенки; R_i — радиусы кривизны меридиана, мм; S_0, $\bar{S}_3$, $\bar{S}_5$, S_L — осевые усилия, Н/мм; *r*, *z* — координаты, мм; p_1, p_2, . . . , p_5 — наружное и внутреннее давления, МПа

Черт. 1

1.4. Наибольшие меридиальные напряжения от давления в упругом корпусе составляют на внутренней поверхности в сечении *13* при расчете по теории оболочек 120 МПа, а при решении осесим-



а — меридиальные напряжения; *б* — окружные напряжения; *1*, *2* — по теории оболочек на внутренней и наружной поверхностях соответственно; ●, ▲ — решение осесимметричной задачи теории упругости для внутренней и наружной поверхностей

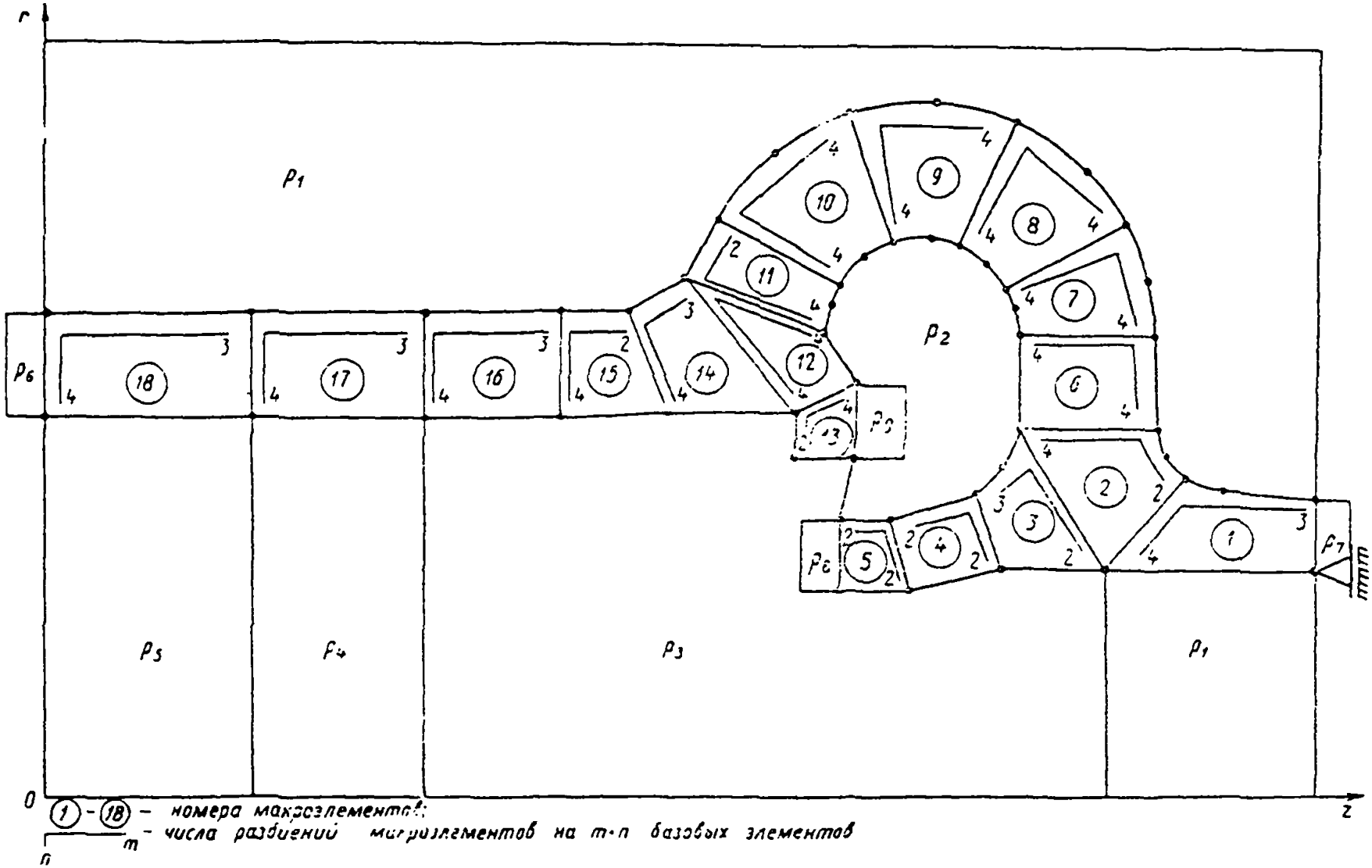
Черт. 2

метричной задачи они равны 115 МПа (см. черт. 2). При рабочей температуре 535°С минимальное значение предела текучести стали равно 210 МПа (см. справочное приложение 4). В соответствии с формулами (6) и (7) имеем:

$$\bar{\sigma}_1 = 115 \text{ МПа}, \qquad \bar{\sigma}_3 = -p_2 = -12{,}1 \text{ МПа},$$

$$n_т = \frac{\sigma_{0,2}}{\bar{\sigma}_1 - \bar{\sigma}_3} = \frac{210}{115 + 12{,}1} = 1{,}65.$$

Схема разбивки внутреннего корпуса на конечные элементы для решения осесимметричной задачи теории упругости



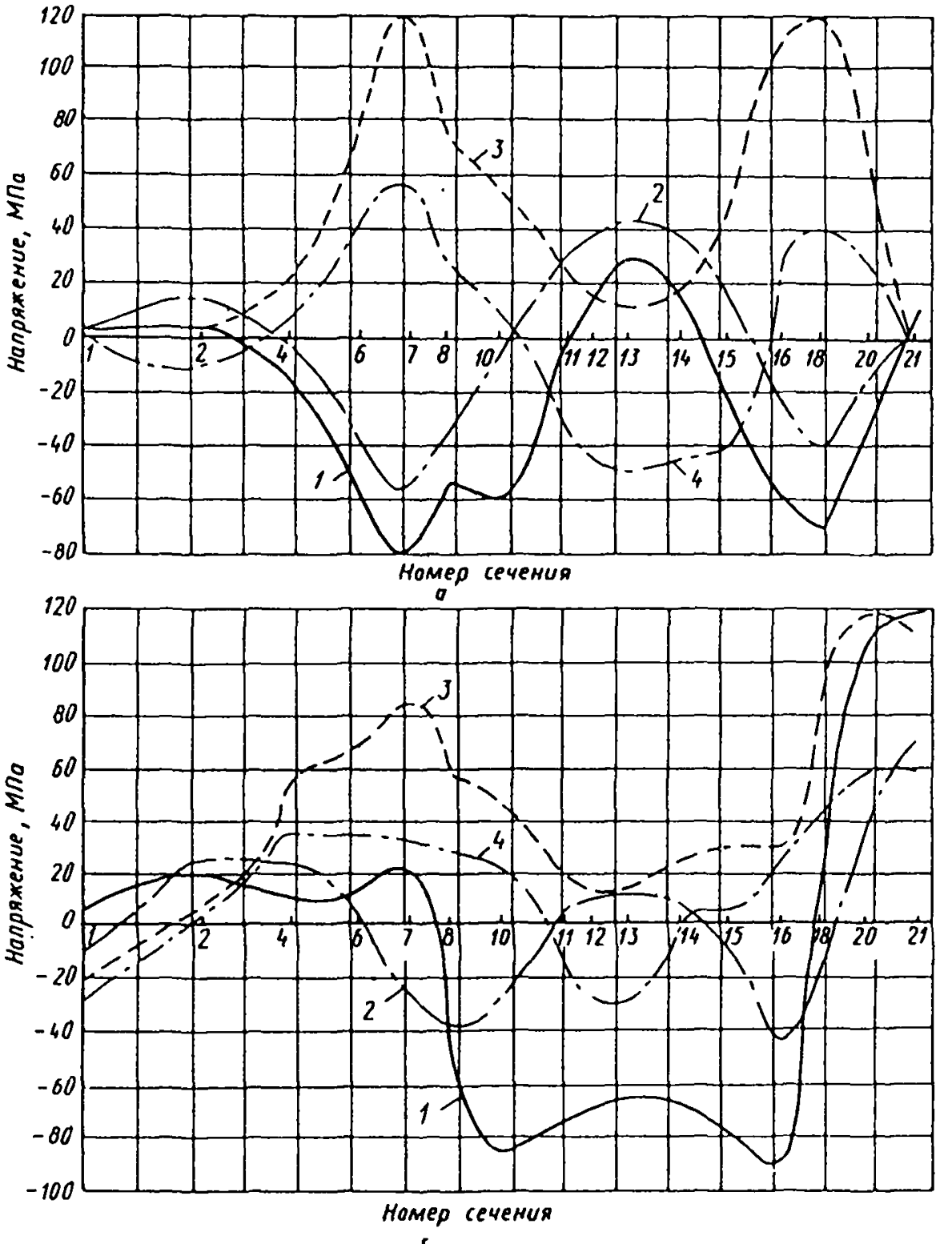
(1) - (18) — номера макроэлементов;

$\frac{n}{m}$ — числа разбиений макроэлементов на m·n базовых элементов

$p_1, p_2, \ldots, p_8$ — нормальные распределенные поверхностные нагрузки, МПа

Черт. 3

Напряжения во внутреннем корпусе цилиндра при номинальном режиме эксплуатации



а — меридиальные напряжения; *б* — окружные напряжения; *1*, *2* — на внутренней поверхности в моменты времени $t=0$ и $t=10^5$ ч соответственно; *3*, *4* — на наружной поверхности в моменты времени $t=0$ и $t=10^5$ ч

Черт. 4

Следовательно, коэффициент запаса по пределу текучести равен допускаемому значению (п. 4.1 стандарта).

Расчетные максимальные напряжения в наиболее горячей зоне корпуса на внутренней поверхности сечения *13* через 100 тыс. ч эксплуатации достигают 44 МПа (см. черт. 4). Предел длительной прочности равен 116 МПа (справочное приложение 4). Тогда запас по длительной прочности составит

$$n_{д.п} = \frac{\sigma_{д.п}}{\sigma_1 - \sigma_3} = \frac{116}{44 + 12{,}1} = 2{,}1,$$

что больше минимального допускаемого значения 1,5 (п. 4.2 стандарта).

Таким образом, условия прочности корпуса ЦВД выполнены.

2. ПОВЕРОЧНЫЙ РАСЧЕТ НА ДЛИТЕЛЬНУЮ ПРОЧНОСТЬ КОРПУСА СТОПОРНОГО КЛАПАНА

2.1. Рассмотрим расчет ползучести корпуса клапана из стали 15Х1М1Ф (ОСТ 108.030.113-77) по программе для осесимметричных оболочек средней толщины на ЭЦВМ ЕС-1052. Расчетная схема корпуса представлена на черт. 5. Показатель степенного закона и предел ползучести принимались по справочному приложению 4. Температура дана в табл. 2.

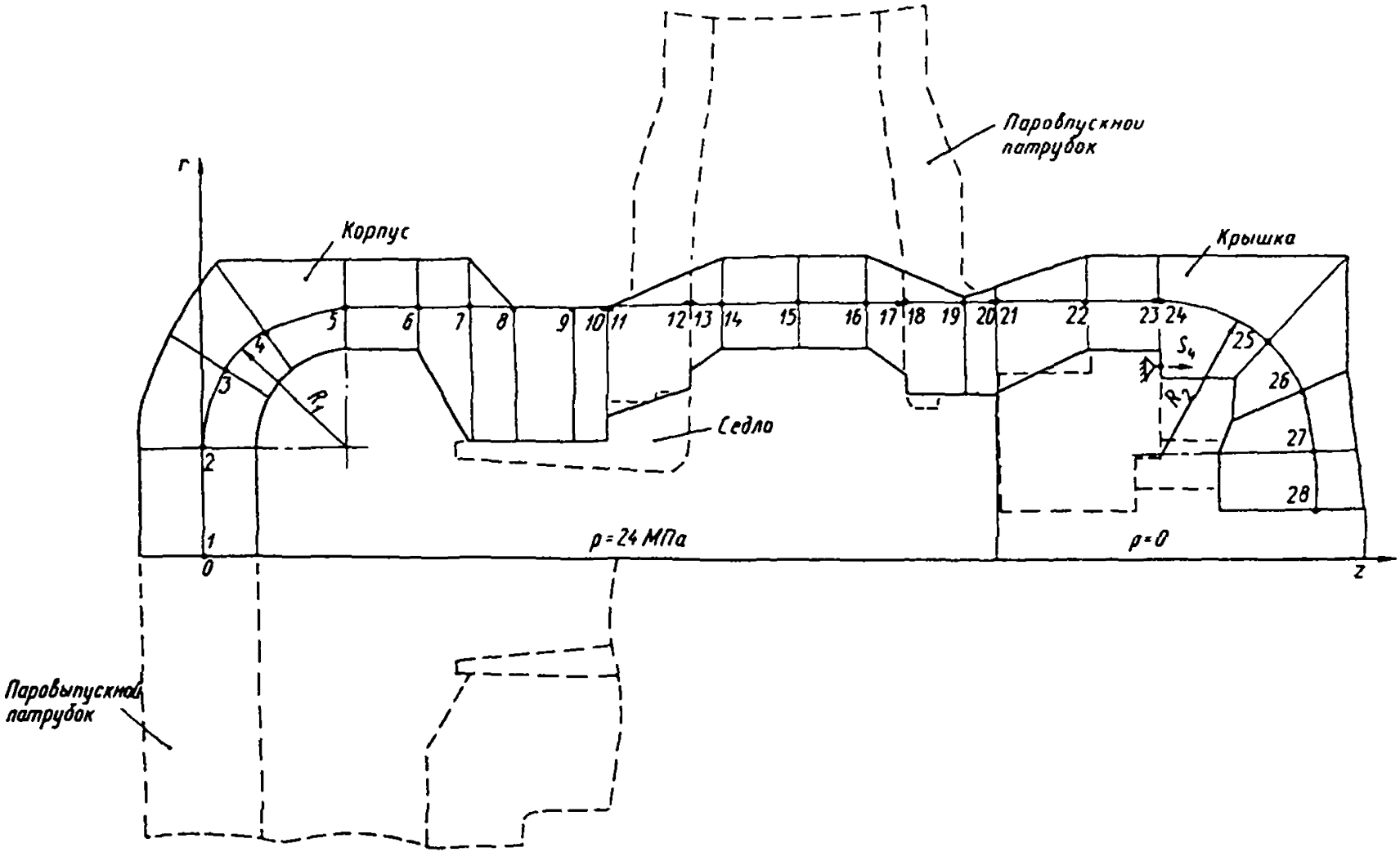
Таблица 2

Температура корпуса стопорного клапана при номинальном режиме эксплуатации, °С

Номер сечения	Поверхность		Номер сечения	Поверхность	
	внутренняя	наружная		внутренняя	наружная
1	540	523	21	528	520
2	540	526	22	519	518
3, 4	540	532	23, 24	516	515
5	540	537	25	515	512
6—18	540	539	26	515	513
19	537	538	27	517	513
20	536	537	28	517	513

Результаты расчета напряжений в упругом корпусе (при $t=0$) и при состоянии ползучести после 10^5 ч эксплуатации на наружной и внутренней поверхностях стенки приведены на черт. 6 и 7. Там же показаны результаты приближенного расчета напряжений при установившейся ползучести материала, полученные с помощью коэффициента B (рекомендуемое приложение 1) по значениям напряжений от действия только внутреннего давления при упругом состоянии материала.

Расчетная схема корпуса стопорного клапана



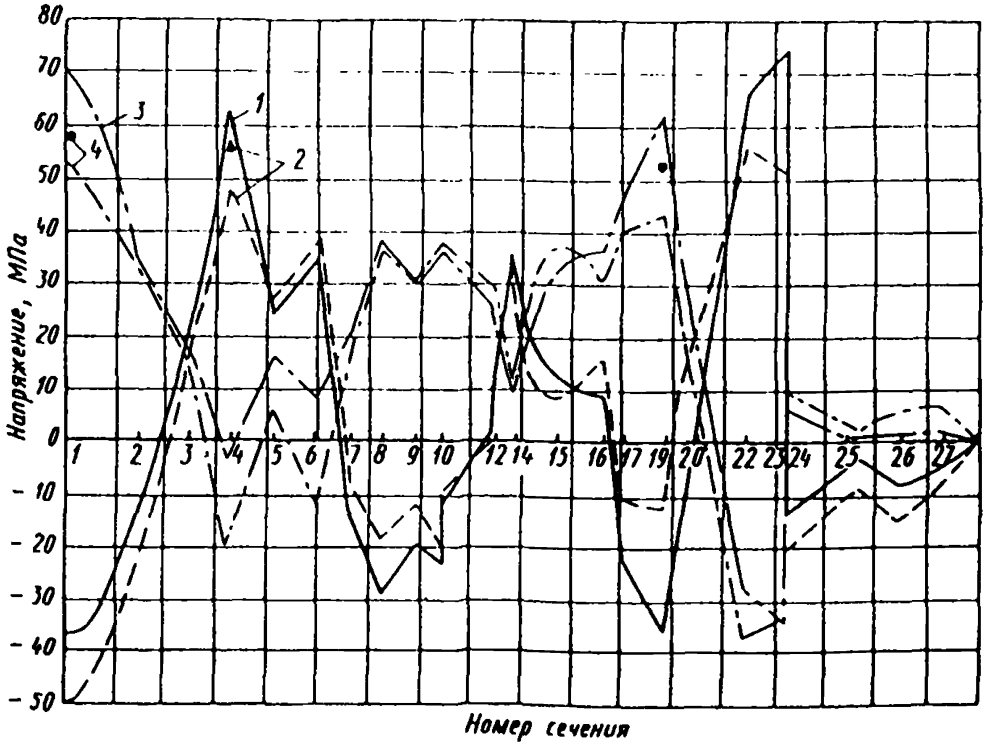
1, 2, . . . , 28 — номера сечений стенки; S_4 — осевое усилие от уплотнения разъема крышки, Н, мм

Черт. 5

2.2. Максимальные окружные напряжения на наружной поверхности стенки в сечении 10 через 10^5 ч составляют 52 МПа (см. черт. 7). Предел длительной прочности стали при температуре 539°С равен 119 МПа. Тогда запас по длительной прочности

$$n_{д.п} = \frac{\sigma_{д.п}}{\sigma_1 - \sigma_3} = \frac{119}{52-0} = 2{,}3 > [n_{д.п}] = 1{,}5.$$

Распределение меридианных напряжений в корпусе стопорного клапана при номинальном режиме эксплуатации



1, 2 — на внутренней поверхности в моменты времени $t=0$ и $t=10^5$ ч соответственно; *3, 4* — на наружной поверхности в моменты времени $t=0$ и $t=10^5$ ч; ●, ▲ расчет по приложению 1

Черт. 6

Определим напряжения в корпусе с учетом концентрации от отверстия для пароподводящего патрубка (черт. 2 справочного приложения 3). В районе сечения 19 (см. черт. 5) имеем отношение $D_в/D_н = 0{,}616$, следовательно, $h/D_н = 0{,}192$. Номинальное напряжение равно

$$\sigma_0 = \frac{p}{2}\left(\frac{D_н}{h} - 1\right) = \frac{24}{2}\left(\frac{1}{0{,}192} - 1\right) = 50 \text{ МПа}.$$

Теоретический коэффициент концентрации напряжений (справочное приложение 3, п. 2) определяем по формуле

$$K_A = 2{,}4\left(1 + \frac{D_в^2}{D_н^2} - 0{,}5\frac{D_н^4}{D_н^4}\right) = 2{,}4\,(1 + 0{,}616^2 - 0{,}5 \cdot 0{,}616^4) = 3{,}14.$$

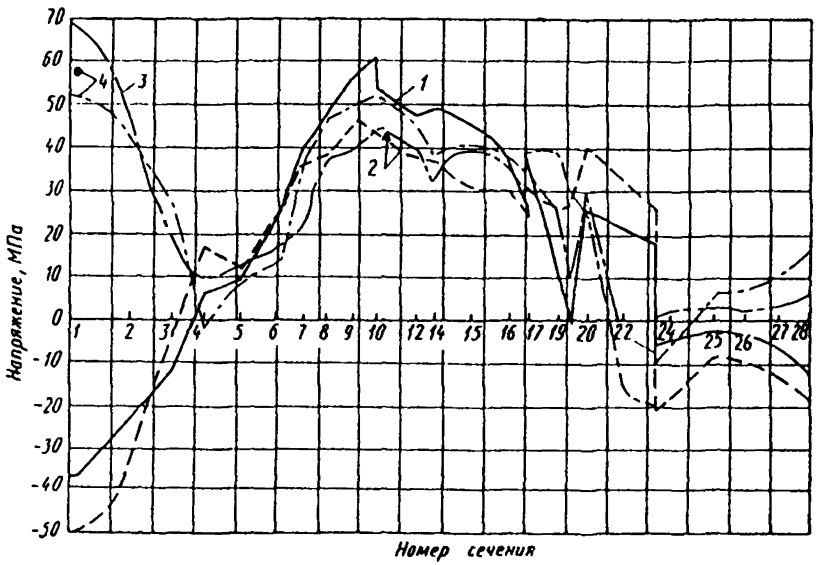
Тогда максимальные окружные напряжения составят

$$\sigma_{2\,max} = K_A \sigma_0 = 3{,}14 \cdot 50 = 157 \text{ МПа}.$$

Максимальные окружные напряжения при состоянии ползучести материала согласно п. 2.1.3 стандарта находим по формуле

$$\sigma^c_{2max} = \left(1 + \frac{1{,}5}{m}\right)\sigma_0 = \left(1 + \frac{1{,}5}{4{,}0}\right)50 = 69 \text{ МПа}.$$

Распределение окружных напряжений в корпусе стопорного клапана при номинальном режиме эксплуатации



Обозначения — см. черт. 6

Черт. 7

Запас по длительной прочности в этом случае равен (при 540°С)

$$n_{д.п} = \frac{\sigma_{д.п}}{\sigma_1 - \sigma_3} = \frac{118}{69 + 24} = 1{,}27.$$

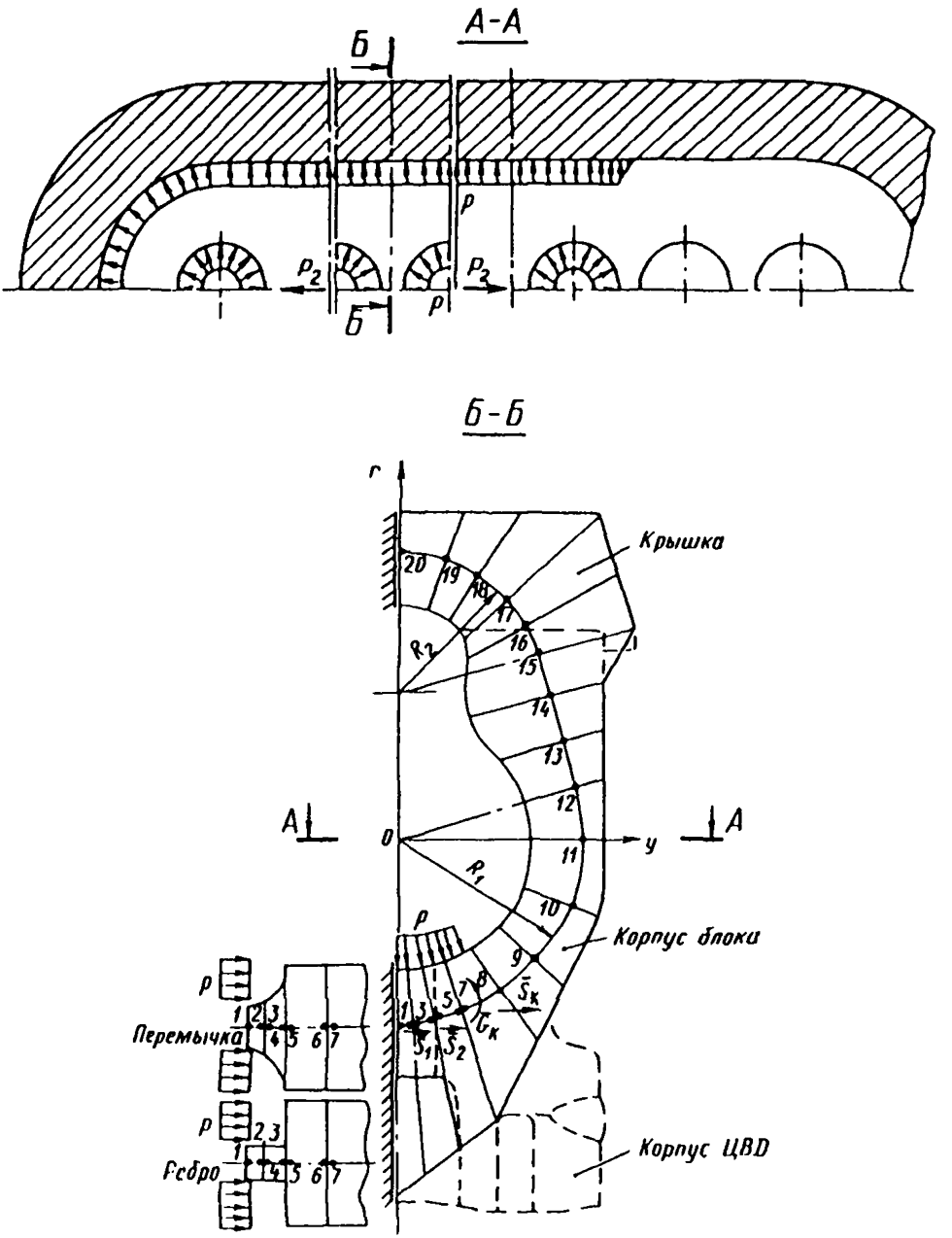
Согласно РТМ 108.021.103—85, $[n_{д.п}] = 1{,}25$.

Таким образом, условия длительной прочности выполнены.

3. ПОВЕРОЧНЫЙ РАСЧЕТ НА ДЛИТЕЛЬНУЮ ПРОЧНОСТЬ КОРПУСА БЛОКА РЕГУЛИРУЮЩИХ КЛАПАНОВ

3.1. Расчетная схема для определения напряжений в средней части корпуса блока приведена на черт. 8. Расчетное сечение *Б — Б* нагружено внутренним давлением $p = 9$ МПа; осевой силой

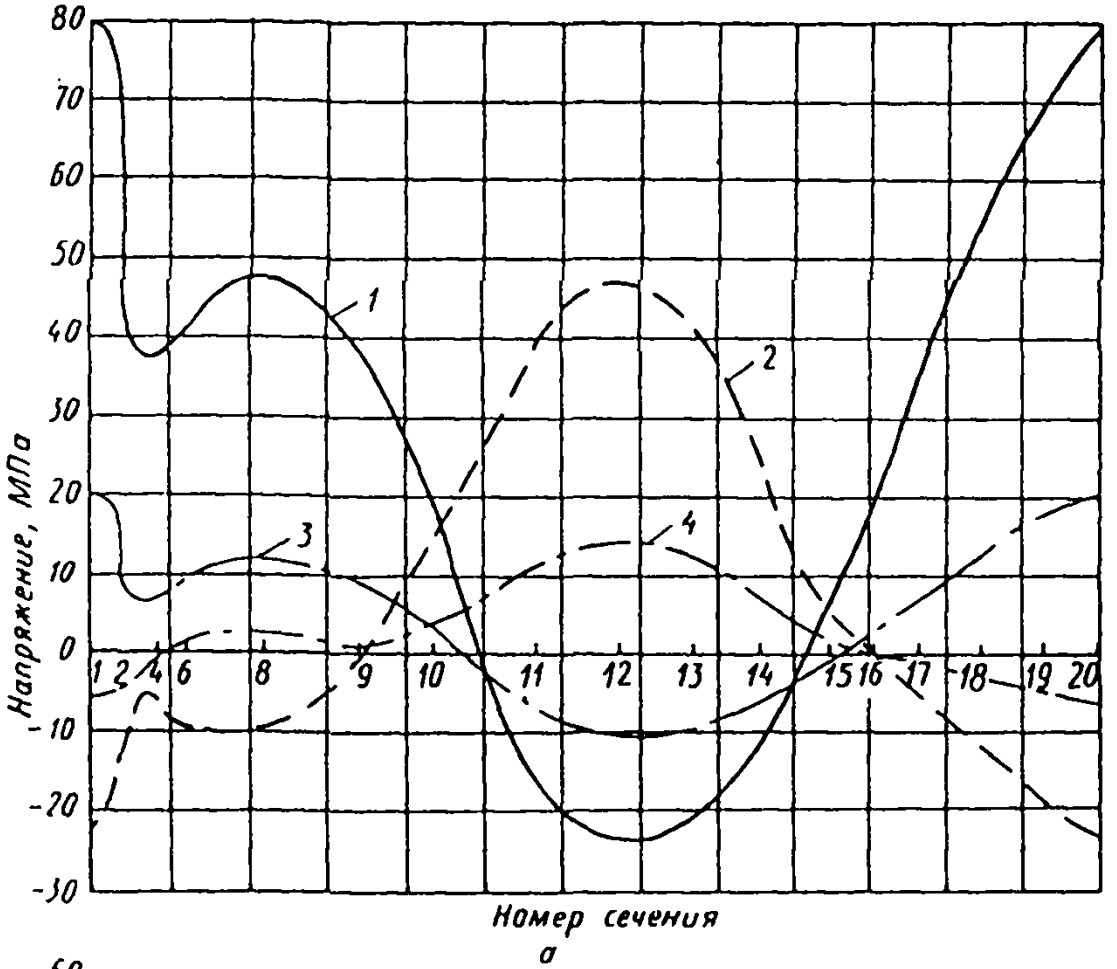
Расчетная схема корпуса блока регулирующих клапанов



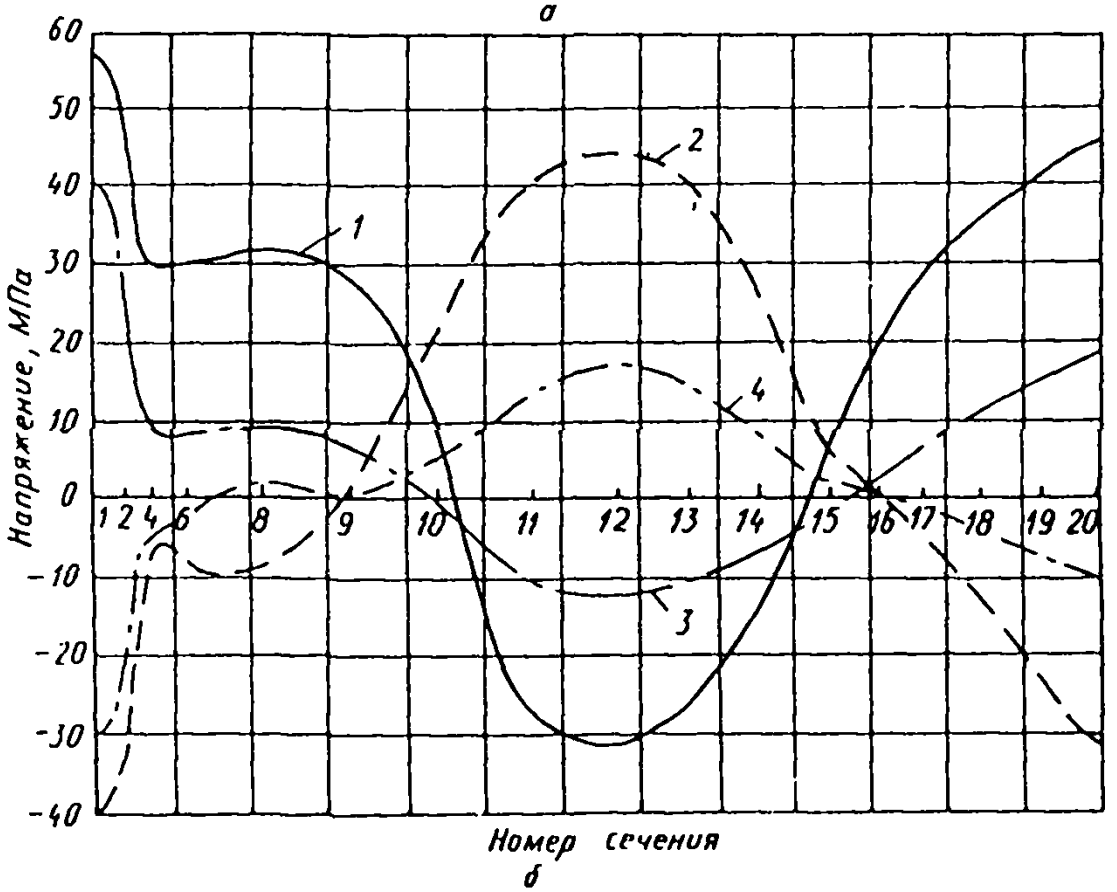
1, 2, . . . , 20 — номера сечений стенки; P_z — осевая сила, Н; $\bar{S}_1$, $\bar{S}_2$, $\bar{S}_к$ — осевые усилия, Н/мм; $\bar{G}_к$ — *изгибающий момент от корпуса турбины*, Н · мм/мм

Черт. 8

Напряжения в корпусе блока регулирующих клапанов при номинальном режиме эксплуатации



а



б

а — в момент времени $t=0$; *б* — в момент времени $t=10^5$ ч; *1*, *2* — меридиальные напряжения на внутренней и наружной поверхностях соответственно; *3*, *4* — окружные напряжения на внутренней и наружной поверхностях

$P_2 = pF$ (F — площадь внутренней полости сечения); осевыми усилиями $\overline{S}_1$, $\overline{S}_2$ от давления в отверстиях под седла и между ребрами; усилием $\overline{S}_к$ и изгибающим моментом $\overline{G}_к$, полученными из выполненного предварительно расчета корпуса ЦВД, к которому приваривается корпус блока клапанов.

Температура корпуса равна 510°С, материал — сталь 12МХЛ (ОСТ 108.961.02—79), показатель ползучести $m = 4$, предел ползучести $\sigma_{1/10^5} = 80$ МПа. Рассмотрено обобщенное плоское деформированное состояние корпуса с учетом ползучести материала. Расчет напряжений выполнен по программе для расчета криволинейных стержней на ЭЦВМ ЕС-1052. Для определения напряжений в сечениях 1—4 стенки корпуса используется коэффициент неравномерности напряжений $K_н$, подсчитываемый по формуле п. 3.1.2 стандарта для наружной и внутренней поверхностей стенки.

Значения меридиальных σ_1 и осевых σ_2 напряжений для моментов времени эксплуатации $t = 0$ и $t = 10^5$ ч на поверхностях корпуса (с учетом коэффициента $K_н$) приведены на черт. 9.

3.2. Максимальные меридиальные напряжения на внутренней поверхности корпуса в перемычке между отверстиями под седла (сечение 1 на черт. 9) достигают 57 МПа. Предел длительной прочности составляет 117 МПа, что дает коэффициент запаса

$$n_{д.п} = \frac{117}{57 + 9} = 1{,}77 > [n_{д.п}] = 1{,}5.$$

Следовательно, необходимый запас по длительной прочности обеспечен.

ПРИЛОЖЕНИЕ 3

Справочное

ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ КОЭФФИЦИЕНТЫ КОНЦЕНТРАЦИИ НАПРЯЖЕНИЙ

1. Максимальные меридиальные напряжения в галтели стенки корпуса с учетом температурных напряжений вычисляются по соотношению

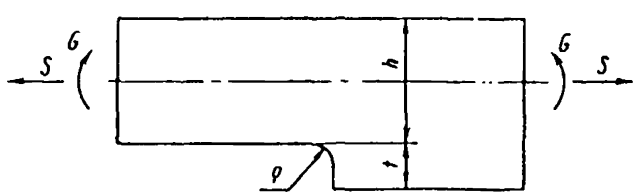
$$\sigma_{1max} = \sigma_{10} + (K^p - 1)\,\sigma_1^p + (K^u - 1)\,\sigma_1^u,$$

где K^p, K^u — теоретические коэффициенты концентрации напряжений при растяжении (сжатии) и изгибе; для $\frac{t}{\rho} > 1$ (черт. 1) они составляют:

$$K^p = 1 + \left[\frac{0{,}5}{t/\rho} + \frac{2{,}5\,(1 + \bar{h}/\rho)^2}{(\bar{h}/\rho)^3}\right]^{-1/2};$$

$$K^u = 1 + \left[\frac{0{,}5}{t/\rho} + \frac{6{,}0\,(1 + \bar{h}/\rho)^2}{(\bar{h}/\rho)^3}\right]^{-1/2};$$

Стенка корпуса с галтелью



Черт. 1

$\sigma_1^p = \frac{S}{h}$ — напряжения от растяжения стенки усилием S;

$\sigma_1^u = \frac{6G}{h^2}$ — напряжения от изгиба стенки моментом G;

σ_{10} — номинальные суммарные напряжения в стенке толщиной h.

Окружные напряжения в галтели находятся по формуле

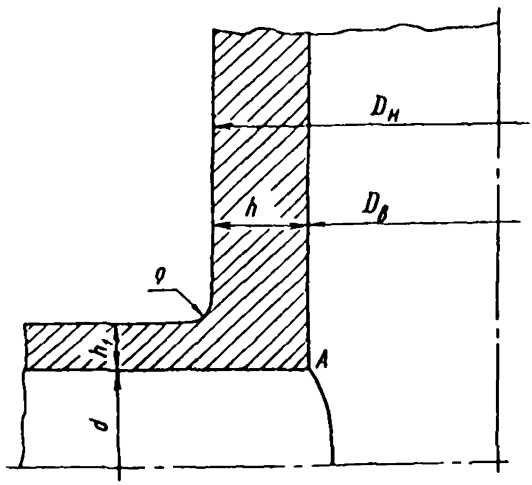
$$\sigma_2 = \sigma_{20} + \mu\,(\sigma_{1max} - \sigma_{10}),$$

где σ_{20} — номинальные окружные напряжения;

μ — коэффициент Пуассона.

2. Коэффициент концентрации окружных напряжений от действия давления p на внутренней поверхности корпуса в зоне сопря-

Сопряжение цилиндрического корпуса с патрубком



Черт. 2

жения с одиночным патрубком при $\frac{h_1}{d} \approx \frac{h}{D_н}$ (черт. 2) определяется зависимостью

$$K_A = 2{,}4\left(1 + \frac{D_н^2}{D_в^2} - 0{,}5\frac{D_н^4}{D_в^4}\right),$$

а номинальные окружные напряжения составляют

$$\sigma_0 = p\frac{D_н - h}{2h}.$$

ПРИЛОЖЕНИЕ 4
Справочное

ХАРАКТЕРИСТИКИ МАТЕРИАЛОВ

1. Для определения расчетных характеристик прочности стали следует использовать минимальные значения, приведенные в технических условиях на изготовление корпусов и руководящих указаниях на материалы.

В таблице приведены минимальные значения предела текучести $\sigma_{0,2}$ и средние гарантированные значения пределов длительной прочности $\sigma_{дл}$ для ресурса 10^5—$2 \cdot 10^5$ ч и ползучести $\sigma_{1/10^5}$ при повышенных температурах основных марок стали. Даны также зависимости модуля упругости E и показателя степенного закона ползучести m от температуры.

Характеристики прочности и ползучести стали

Марка стали; ОСТ, ТУ на изделие	t, °С	$E \cdot 10^{-3}$, МПа	$\sigma_{0,2}$, МПа	σ_{10^5}, МПа	$\sigma_{2 \cdot 10^5}$, МПа	$\sigma_{1/10^5}$, МПа	m
15Х1М1Ф ОСТ 108.030.113—77	20	214	320	—	—	—	—
	400	187	240	—	—	—	—
	450	182	230	—	—	—	—
	475	179	220	220	202	200	4,0
	500	177	210	180	162	160	4,0
	520	175	210	145	129	130	4,0
	540	173	210	118	103	100	4,0
	570	172	190	86	76	70	3,5
15Х1М1ФЛ ОСТ 108.961.02—79	20	217	300	—	—	—	—
	400	187	240	—	—	—	—
	450	183	230	—	—	—	—
	475	181	220	220	202	200	4,0
	500	179	210	180	162	160	4,0
	520	177	210	145	129	130	4,0
	540	175	210	106	90	100	3,5
	570	171	190	78	66	70	3,2
20ХМФЛ ОСТ 108.961.02—79	20	201	280	—	—	—	—
	400	181	240		—	—	—
	450	178	210	—	—	—	—
	480	176	210	240	230	105	3,0

Продолжение

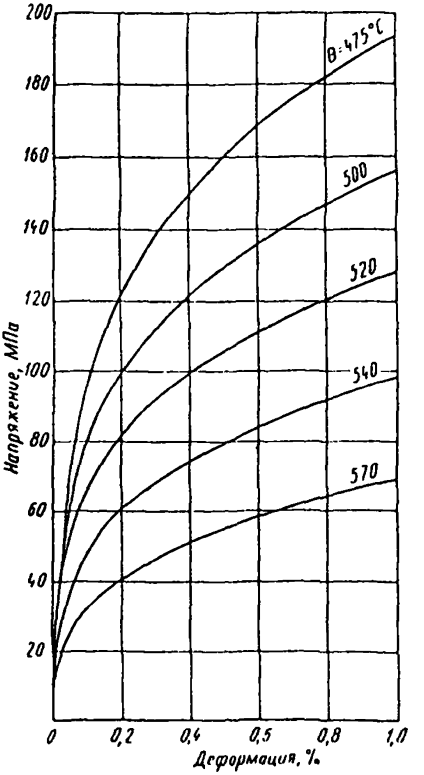
Марка стали; ОСТ, ТУ на изделие	t, °С	$E \cdot 10^{-3}$, МПа	$\sigma_{0,2}$, МПа	σ_{10^5}, МПа	$\sigma_{2 \cdot 10^5}$, МПа	$\sigma_{1/10^5}$, МПа	m
20ХМФЛ ОСТ 108.961.02–79	500	171	210	161	147	98	2,9
	520	172	210	118	100	88	2,8
	540	171	200	100	85	60	2,8
	550*	170	190	79	67	55	2,8
20ХМЛ ОСТ 108.961.02–79	20	201	250				
	400	181	200				
	450	178	185				
	470	177	185	210	195	162	5,2
	500	174	185	145	123	80	2,3
	510	173	185	120	102	66	2,3
	520	172	185	110	94	62	2,3
	550*	170	180	48	39	20	2,2
12МХЛ ОСТ 108.961.02–79	20	216	200	–			–
	400	193	160	–	–	–	
	450	188	150		–	–	—
	480	185	150	180	153	150	6,0
	500	183	150	138	116	105	6,0
	510	182	150	117	90	80	4,0
	510*	179	140	61	48	50	4,0
25Л ОСТ 108.961.02–79	20	211	240	–	–		—
	350	195	160			—	–
	400	191	150	153	135	70	5,0
	425	189	140	130	118	62	4,0
	450	186	130	95	85	50	3,0
16Х3МФЛ ОСТ 108.961.02–79	20	211	430				—
	200	201	400				–
	300	196	350	–	–	–	–
	350	190	350	–	–	–	–
06Х12Н3ДЛ ТУ 108.923–80	20	210	500		–		–
	300	195	460	—		–	–
	400	185	430				–

* Температура, превышающая максимальное допускаемое ОСТ 108.961.02–79 значение

2. По данным, приведенным в таблице, на черт. 1—5 построены расчетные изохронные кривые ползучести марок стали для 10^5 ч эксплуатации с использованием зависимости

$$\varepsilon_{10^5} = \frac{\sigma}{E} + 10^{-2}\left(\frac{\sigma}{\sigma_{1/10^5}}\right)^m.$$

Расчетные изохронные кривые ползучести стали 15Х1М1Ф и 15Х1М1ФЛ для 10^5 ч эксплуатации

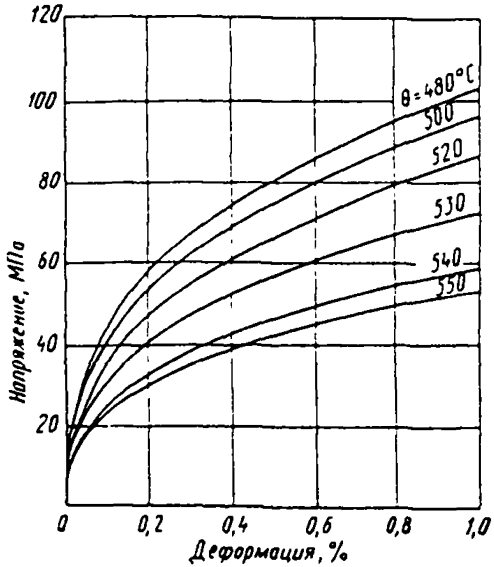


Черт. 1

Расчетные изохронные кривые ползучести для $2 \cdot 10^5$ ч могут быть получены по формуле

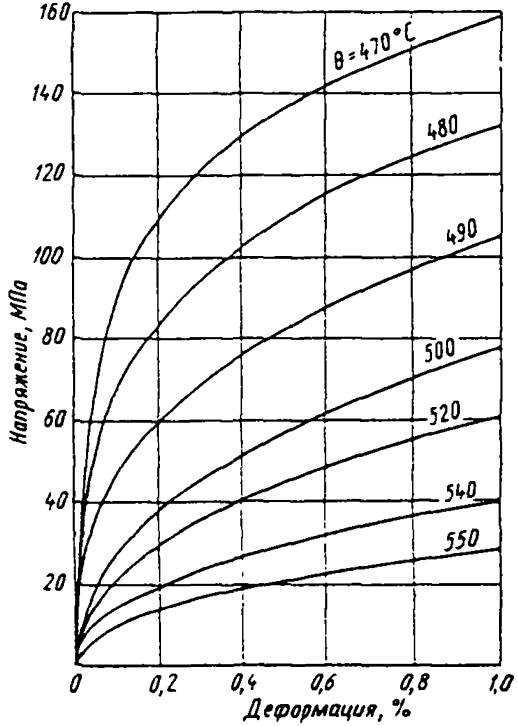
$$\varepsilon_{2 \cdot 10^5} = \frac{\sigma}{E} + 2 \cdot 10^{-2}\left(\frac{\sigma}{\sigma_{1/10^5}}\right)^m.$$

Расчетные изохронные кривые ползучести стали 20ХМФЛ для 10^5 ч эксплуатации



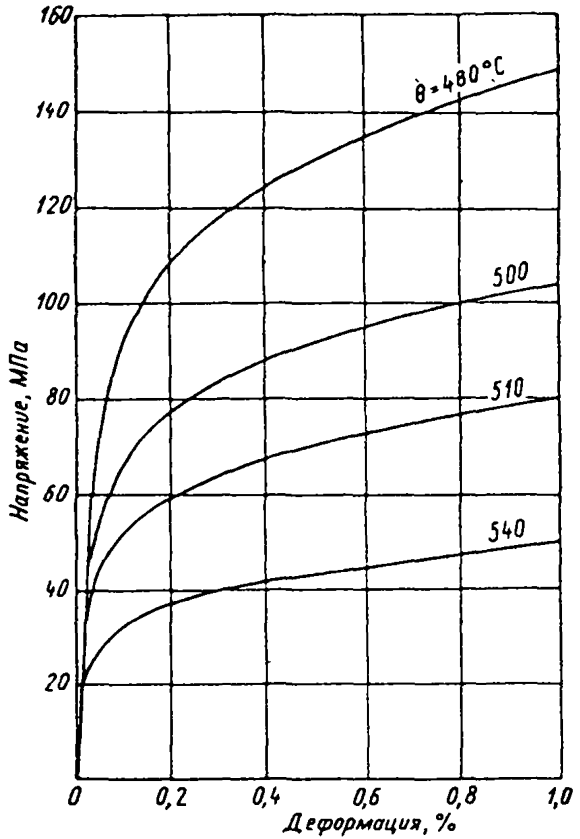
Черт. 2

Расчетные изохронные кривые ползучести стали 20ХМЛ для 10^5 ч эксплуатации



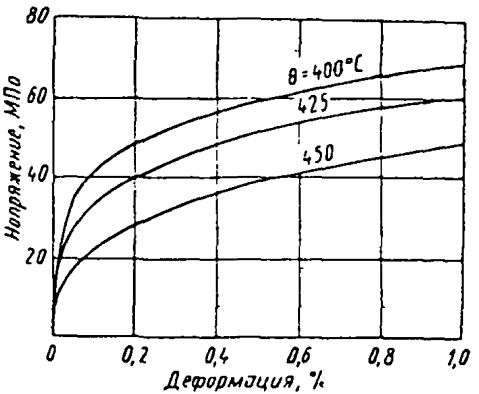
Черт. 3

Расчетные изохронные кривые ползучести стали 12МХЛ для 10^5 ч эксплуатации



Черт. 4

Расчетные изохронные кривые ползучести стали 25Л для 10^5 ч эксплуатации



Черт. 5

При определении изохронных кривых ползучести для промежуточных значений температур ($\theta_1 < \theta < \theta_2$) рекомендуется использовать линейную интерполяцию предела ползучести:

$$\sigma_{1/10^5}(\theta) = \sigma_1 + (\sigma_2 - \sigma_1)\frac{\theta - \theta_1}{\theta_2 - \theta_1},$$

а показатель степенного закона ползучести подсчитывать по соотношению

$$m(\theta) = m_1 + (m_2 - m_1)\frac{(\theta - \theta_1)(273 + \theta_2)}{(\theta_2 - \theta_1)(273 + \theta)},$$

где $\sigma_1 = \sigma_{1/10^5}(\theta_1)$; $\sigma_2 = \sigma_{1/10^5}(\theta_2)$; $m_1 = m(\theta_1)$; $m_2 = m(\theta_2)$.

ПЕРЕЧЕНЬ ДОКУМЕНТОВ, НА КОТОРЫЕ ДАНЫ ССЫЛКИ В ТЕКСТЕ ОСТ 108.020.132—85

Обозначение документа	Наименование документа	Номер пункта стандарта
ГОСТ 356—80	Арматура и детали трубопроводов. Давления условные, пробные и рабочие. Ряды	1.6
ОСТ 108.020.127—82	Изделия энергетического машиностроения. Нормы и правила гидравлических испытаний	1.6
ОСТ 108.021.110—84	Турбины паровые стационарные. Расчет фланцевых соединений горизонтальных разъемов корпусов	1.5
ОСТ 108.030.113—77	Поковки из углеродистой, легированной и высоколегированной сталей для котлов, сосудов и стационных трубопроводов. Общие технические условия	1.7; приложение 2, п. 2.1; приложение 4, п. 1
ОСТ 108.961.02—79	Отливки из углеродистых и легированных сталей для деталей паровых стационарных турбин с гарантированными характеристиками прочности при высоких температурах. Технические условия	1.7; приложение 2, п. 1.3, 3.1; приложение 4, п. 1
РТМ 108.020.16—83	Расчет температурных полей роторов и корпусов паровых турбин	1.3
РТМ 108.021.103—85	Детали паровых стационарных турбин. Расчет на малоцикловую усталость	1.2; 2.2.4; 4.3; приложение 2, п. 2.2
РТМ 108.021.104—77	Турбины паровые стационарные. Расчет деформаций и напряжений в элементах турбин при пусках	1.2; 1.3; 1.5; 2.2.2
ТУ 108.923—80	Отливки из стали марки 06Х12Н3ДЛ для деталей паровых турбин АЭС	Приложение 4, п. 1
	Нормы расчета на прочность элементов реакторов, парогенераторов, сосудов и трубопроводов атомных электростанций, опытных и исследовательских ядерных реакторов и установок	1.5

СОДЕРЖАНИЕ

1. Общие положения 1
2. Расчет на прочность корпусов цилиндров высокого и среднего давления 3
3. Расчет на прочность корпусов регулирующих и стопорных клапанов 5
4. Определение запасов прочности 6
Приложение 1. Расчет установившейся ползучести корпуса 8
Приложение 2. Примеры расчетов 10
Приложение 3. Теоретические коэффициенты концентрации напряжений 22
Приложение 4. Характеристики материалов 24

ЛИСТ РЕГИСТРАЦИИ ИЗМЕНЕНИЙ ОСТ 108.020.132—85

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

Редактор *Н. М. Суханова*

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

17.03.86. Подписано к печ. 04.08.86 Формат бум 60×90¹/₁₆.

Объем 2 печ. л. Тираж 500. Заказ 277. Цена 40 коп.

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

gost.e-ecolog.ru