Некоммерческая организация
Российская Ассоциация экспертных
организаций техногенных объектов
повышенной опасности
(НО Ассоциация «Ростехэкспертиза»)

Расчеты на прочность и вибрацию стальных технологических трубопроводов

Стандарт предприятия
СТП 09-04-02(001-СТП/А)

Москва 2004

gost.e-ecolog.ru

Некоммерческая
организация
Российская Ассоциация
экспертных организаций
техногенных объектов
повышенной опасности
(НО Ассоциация
«Ростехэкспертиза»)



Russian Association of
Experts for Industrial
High Risk Sites
(NO Association
«Rostekhekspertiza»)

Одобрено решением секции НТС Госгортехнадзора России

Утверждено приказом
по Ассоциации
«Ростехэкспертиза»
от 20.09.04 г. №001-СТП

Расчеты на прочность и вибрацию стальных технологических трубопроводов

СТАНДАРТ ПРЕДПРИЯТИЯ
СТП 09-04-02
(001-СТП/А)

Москва 2004 г.

Разработан Научно – техническим предприятием Трубопровод (ООО «НТП Трубопровод»).

Срок введения в действие – с 01 октября 2004 г.

В разработке стандарта принимали участие:

А.А. Шаталов, Г.М. Селезнев (Управление по надзору за взрывоопасными и химически опасными производствами и объектами Федеральной Службы по экологическому, технологическому и атомному надзору)

А.З. Миркин, В.Я. Магалиф, Е.Е. Шапиро (ООО «НТП Трубопровод»);

В.В. Усиньш, В.П. Маркелов, А.В. Бушуев (ЗАО «Инженерно-промышленная нефтехимическая компания»)

Содержание

ВВЕДЕНИЕ 5
1.1. ОБЛАСТЬ ПРИМЕНЕНИЯ 6
1.2. КЛАССИФИКАЦИЯ ТРУБОПРОВОДОВ 7
1.3. ОСНОВНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ ПО РАСЧЕТУ НА ПРОЧНОСТЬ И ВИБРАЦИЮ 7
1.4. УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ 8

2. НАГРУЗКИ И ВОЗДЕЙСТВИЯ 12
2.1. НАГРУЗКИ И ВОЗДЕЙСТВИЯ ПРИ РАСЧЕТАХ НА СТАТИЧЕСКУЮ И ЦИКЛИЧЕСКУЮ ПРОЧНОСТЬ 12
2.2. НАГРУЗКИ И ВОЗДЕЙСТВИЯ ПРИ ВИБРАЦИИ 14

3. ДОПУСКАЕМЫЕ НАПРЯЖЕНИЯ 16

4. ОСНОВНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ ПО ВЫБОРУ ТОЛЩИНЫ СТЕНКИ 16
4.1. КОЭФФИЦИЕНТЫ ПРОЧНОСТИ 16
4.2. РАСЧЕТНАЯ И НОМИНАЛЬНАЯ ТОЛЩИНЫ СТЕНОК ЭЛЕМЕНТОВ 17

5. РАСЧЕТ НА ПРОЧНОСТЬ ТРУБ И ФАСОННЫХ ДЕТАЛЕЙ ПОД ДЕЙСТВИЕМ ВНУТРЕННЕГО ДАВЛЕНИЯ .. 18
5.1. ТРУБЫ 18
5.2. ОТВОДЫ 19
5.3. ПЕРЕХОДЫ 21
5.4. ТРОЙНИКИ 22
5.5. ЗАГЛУШКИ 25

6. ВЫБОР РАСЧЕТНОЙ СХЕМЫ ТРУБОПРОВОДА 28

7. ПОВЕРОЧНЫЙ РАСЧЕТ ТРУБОПРОВОДА НА ПРОЧНОСТЬ. 28
7.1. ОСНОВНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ 28
7.2. ПРИМЕНЕНИЕ И УЧЕТ МОНТАЖНОЙ РАСТЯЖКИ 32
7.3. ОПРЕДЕЛЕНИЕ УСИЛИЙ ВОЗДЕЙСТВИЯ ТРУБОПРОВОДА НА ОБОРУДОВАНИЕ 32
7.4. КРИТЕРИИ ПРОЧНОСТИ 33
7.5. РАСЧЕТНЫЕ НАПРЯЖЕНИЯ В ТРУБАХ, ОТВОДАХ И ТРОЙНИКАХ (ВРЕЗКАХ) 36

8. РАСЧЕТ ТРУБОПРОВОДА НА ВИБРАЦИЮ 41
8.1. РАСЧЕТ СОБСТВЕННЫХ ЧАСТОТ 41
8.2. РАСЧЕТ ВЫНУЖДЕННЫХ КОЛЕБАНИЙ ТРУБОПРОВОДА 47
8.3. КРИТЕРИИ ВИБРОПРОЧНОСТИ 48

ПРИЛОЖЕНИЕ 1. РАСЧЕТ ДЛИНЫ ПРОЛЕТА ТРУБОПРОВОДА 51

ПРИЛОЖЕНИЕ 2. УЧЕТ ПОНИЖЕННОЙ ЖЕСТКОСТИ ЭЛЕМЕНТОВ 53
2.1. ОТВОДЫ 53
2.2. Т-ОБРАЗНЫЕ СВАРНЫЕ СОЕДИНЕНИЯ 53

ПРИЛОЖЕНИЕ 3. ВЫБОР ФЛАНЦЕВЫХ СОЕДИНЕНИЙ 55
3.1. ТИПЫ ФЛАНЦЕВЫХ СОЕДИНЕНИЙ И РЕКОМЕНДУЕМЫЕ ОБЛАСТИ ПРИМЕНЕНИЯ 55
3.2. РАСЧЕТНЫЕ УСЛОВИЯ И ВЫБОР НОРМАЛИЗОВАННЫХ ФЛАНЦЕВ 55

ПРИЛОЖЕНИЕ 4. ВЫБОР СИЛЬФОННЫХ И ЛИНЗОВЫХ КОМПЕНСАТОРОВ 57
4.1. УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ 57
4.2. ТИПЫ КОМПЕНСАТОРОВ И РЕКОМЕНДУЕМЫЕ ОБЛАСТИ ПРИМЕНЕНИЯ 58
4.3. УЧЕТ ВЛИЯНИЯ КОМПЕНСАТОРОВ ПРИ РАСЧЕТЕ ТРУБОПРОВОДА 59
4.4. РАСЧЕТНЫЕ УСЛОВИЯ И ВЫБОР КОМПЕНСАТОРОВ 59
4.5. ЖЕСТКОСТЬ КОМПЕНСАТОРА 60
4.6. РАСЧЕТ ГИБКИХ ЭЛЕМЕНТОВ НЕНОРМАЛИЗОВАННЫХ СИЛЬФОННЫХ И ЛИНЗОВЫХ КОМПЕНСАТОРОВ НА СТАТИЧЕСКУЮ И МАЛОЦИКЛОВУЮ ПРОЧНОСТЬ 64

ПРИЛОЖЕНИЕ 5. РАСЧЕТНО - ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ МЕТОДЫ И СРЕДСТВА ЗАЩИТЫ ТРУБОПРОВОДОВ ОТ ВИБРАЦИИ 69
5.1. ТЕХНИЧЕСКИЕ РЕШЕНИЯ ПО СНИЖЕНИЮ ПУЛЬСАЦИИ ПОТОКОВ, ВИБРАЦИИ ТРУБОПРОВОДОВ И ВИБРОЗАЩИТЕ ОКРУЖАЮЩИХ ОБЪЕКТОВ 69
5.2. СНИЖЕНИЕ ВИБРАЦИИ И ВИБРОЗАЩИТА ОКРУЖАЮЩИХ ОБЪЕКТОВ 70
5.3. РЕКОМЕНДАЦИИ ПО ИНСТРУМЕНТАЛЬНОМУ ОБСЛЕДОВАНИЮ И МОНИТОРИНГУ ТРУБОПРОВОДНЫХ СИСТЕМ И НАГНЕТАТЕЛЬНЫХ МАШИН ПРИ ПУСКЕ И ЭКСПЛУАТАЦИИ 72
5.4. НОРМИРОВАНИЕ ПУЛЬСАЦИИ ПОТОКА И ВИБРАЦИИ ТРУБОПРОВОДОВ 74

ПРИЛОЖЕНИЕ 6. РАСЧЕТ НАЗНАЧЕННОГО РЕСУРСА ТРУБОПРОВОДА .. 78

ПРИЛОЖЕНИЕ 7. ПЕРЕЧЕНЬ ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ДОКУМЕНТОВ 81

Введение

В Стандарте обобщен многолетний опыт в области оценки прочности технологических стальных трубопроводов. Необходимость в разработке специального нормативного документа по расчету на прочность обусловлена спецификой технологических трубопроводов, которые характеризуются

- повышенной опасностью транспортируемых сред (коррозионная активность, взрыво- и пожароопасность, токсичность)
- широким диапазоном изменения рабочих параметров (температур, давлений)
- разнообразием возможных механизмов разрушения в результате статических, циклических и динамические воздействий.

Применяющиеся до настоящего времени «Указания по расчету на прочность и вибрацию технологических стальных трубопроводов, РТМ 38.001-94» [1] устарели. Особенно в части оценки прочности наиболее напряженных элементов трубопроводов — отводов, врезок и тройников. Отдельные положения потребовалось привести в соответствие с «Правилами устройства и безопасной эксплуатации технологических трубопроводов, ПБ 03-585-03» [2] и другими нормативными документами по расчету на прочность, введенными в действие после 1995 года [3], [4], [5], [6]. При этом проведена гармонизация с нормами США ANSI/ASME [12], [15], [16].

Документ содержит основные требования к расчету на статическую и циклическую прочность, а также вибрацию технологических трубопроводов из углеродистой и легированной сталей с рабочей температурой от минус 196 до плюс 700°С и отношением толщины стенки к наружному диаметру $\frac{t-c}{D} \le 0{,}2$.

Поверочный расчет трубопровода предусматривает оценку статической и циклической прочности под действием нагрузок, соответствующих как нормальному технологическому режиму, так и допустимым отклонениям от такого режима. Оценка прочности проводится раздельно на действие не самоуравновешенных нагрузок (вес и внутреннее давление) и с учетом всех нагружающих факторов, в том числе температурных деформаций. При соблюдении условий циклической прочности, допускается значительная концентрация местных напряжений, обусловленных температурным нагревом.

Предусмотрен расчет трубопровода на вибрацию при пусконаладочных работах и эксплуатации. Приведены рекомендации по определению амплитуды и частоты пульсаций давления рабочей среды, генерируемых оборудованием, и собственных частот колебаний трубопровода. Сформулированы условия отстройки трубопровода от резонанса. Даны критерии прочности трубопровода при наличии вибрации.

Приложения содержат методы решения ряда специфических задач, связанных с расчетами прочности и надежности технологических трубопроводов.

Стандарт предназначен для специалистов, осуществляющих проектирование, строительство и реконструкцию стальных технологических трубопроводов в нефтепереработке, химии и нефтехимии.

1.1. Область применения

1.1.1. Настоящий стандарт «Расчет на прочность и вибрацию стальных технологических трубопроводов» содержит основные положения по расчетам на статическую и циклическую прочность, а также вибрацию технологических трубопроводов из углеродистой и легированной сталей с рабочим давлением от 0 до 10 МПа и рабочей температурой от минус 196 до плюс 700°С и отношением толщины стенки к наружному диаметру (условные обозначения см. ниже)

$$\frac{t-c}{D} \le 0{,}2.$$

1.1.2. Стандарт распространяется на проектируемые, вновь изготавливаемые и модернизируемые стальные технологические трубопроводы, предназначенные для транспортировки газообразных, парообразных и жидких сред и эксплуатирующиеся на опасных производственных объектах в закрытых цехах, наружных установках, а также прокладываемых надземно на низких, высоких опорах, эстакадах и подземно в непроходных и полупроходных каналах. Стандарт не распространяется на трубопроводы, требования к прочности и надежности которых регламентируются Нормами расчета на прочность стационарных котлов и трубопроводов пара и горячей воды [3].

1.1.3. Стандарт содержит определение толщины стенки элементов трубопровода по условию обеспечения их несущей способности под действием внутреннего давления. Поверочный расчет трубопровода предусматривает оценку статической и циклической прочности под действием нагрузок, соответствующих как нормальному технологическому режиму, так и допустимым вариантам отклонения от такого режима. Предусмотрен расчет трубопровода на вибрацию при пусконаладочных работах и эксплуатации.

Внутренние силовые факторы и реакции опор определяются расчетом трубопровода как упругой стержневой системы с учетом реальной гибкости элементов и сил трения в опорах скольжения. Нагрузки на оборудование и опоры определяются в рабочем и нерабочем (холодном) состояниях трубопровода, а также при испытаниях.

Оценка прочности проводится раздельно на действие не самоуравновешенных нагрузок (весовые и внутреннее давление) и с учетом всех нагружающих факторов, в том числе температурных деформаций. При соблюдении условий циклической прочности, допускается значительная концентрация местных напряжений, обусловленных температурным нагревом в рабочем состоянии трубопровода.

Изложены способы определение амплитуды и частоты пульсаций давления рабочей среды, генерируемых оборудованием, и собственных частот колебаний трубопровода. Сформулированы условия отстройки трубопровода от резонанса. Даны критерии прочности трубопровода при наличии вибрации.

1.1.4. В обоснованных случаях возможно применение других методов расчета на прочность и вибрацию, отличающихся от настоящих. Решение об этом принимает разработчик проекта.

1.2. Классификация трубопроводов

При проверочных расчетах в зависимости от уровня температур и длительной прочности материала, различаются средне - и высокотемпературные трубопроводы.

К высокотемпературным относятся трубопроводы:

- из углеродистой и низколегированной стали при рабочей температуре выше 370°С;
- из легированной аустенитной стали при рабочей температуре выше 450°С.

К среднетемпературным трубопроводам относятся трубопроводы, рабочая температура которых не превышает указанных пределов.

1.3. Основные положения по расчету на прочность и вибрацию

1.3.1. Расчет трубопроводов на прочность осуществляется по расчетному избыточному давлению и расчетной температуре с учетом агрессивности среды.

1.3.2. Расчетное избыточное давление следует принимать:

- для трубопроводов, работающих совместно с аппаратами — по расчетному давлению для аппарата, с которым соединен трубопровод;

- для напорных трубопроводов (после насосов, компрессоров, газодувок) – по максимальному давлению, развиваемому источником давления при закрытой задвижке (в случае центробежной машины);

- для трубопроводов с предохранительными клапанами – по давлению настройки предохранительного клапана.

Трубопроводы, которые подвергаются испытанию на прочность и плотность совместно с аппаратом, подлежат расчету на прочность с учетом давления испытания аппарата.

1.3.3. Расчетная температура должна соответствовать максимальной температуре транспортируемой среды. При отрицательной рабочей температуре свойства материала (допускаемые напряжения, модуль упругости и т.п.) определяются при температуре 20°С.

1.3.4. Для предварительной расстановки промежуточных опор рекомендуется пользоваться приложением 1.

1.3.5. Выбор элементов фланцевых соединений для рабочих условий описан в приложении 3.

1.3.6. Рекомендации по выбору сильфонных и линзовых компенсаторов содержатся в приложениии 4.

1.3.7. Поверочный расчет трубопроводов на прочность выполняется в согласно разделу 7.1 с учетом нагрузок и воздействий, возникающих при строительстве, испытании и эксплуатации. Внутренние силовые факторы в расчетных сечениях трубопровода определяются методами строительной механики стержневых систем с учетом гибкости

отводов (см. приложение 2). Трубопроводная арматура рассматривается как недеформируемое тело.

1.3.8. Расчетные значения нагрузок при оценке статической и циклической прочности определяются как произведение их нормативного значения на коэффициент перегрузки γ_i. Типы нагрузок и воздействий приведены в разделе 2.

1.3.9. Амплитуды и частоты пульсаций давления в трубопроводе, а также частоты собственных колебаний определяются в разделах 2.2 и 8.

1.3.10. Методы защиты трубопроводов от вибрации рассматриваются в приложении 5.

1.3.11. Расчет назначенного ресурса (расчетного срока службы) трубопровода приведен в приложении 6.

1.4. Условные обозначения

A_p — площадь поперечного сечения трубы, мм^2;

A_n, A_b — укрепляющие площади накладки и штуцера, мм^2;

a_o, a_f — радиусы начальной и конечной полукруговых трещин, мм;

b_n — ширина накладки, мм;

b — ширина уплотнительной прокладки, мм;

C, C_1, C_2 — прибавки к толщине стенки, мм;

c — скорость звука, м/сек;

D, D_i — наружный и внутренний диаметр трубы или детали, мм;

D_N — номинальный диаметр (условный проход), мм;

d — наружный диаметр штуцера (ответвления) или диаметр центрального отверстия в заглушке, мм;

d_0 — допустимый диаметр отверстия не требующего укрепления, мм;

d_i — внутренний диаметр штуцера (ответвления), мм;

d_{eq} — эквивалентный диаметр отверстия для детали с вытянутой горловиной, мм;

E_d, E_t — модули упругости в холодном состоянии и при рабочей температуре, МПа;

f_i — собственная частота колебаний трубопровода, Гц;

f_{ip} — частота возмущающей нагрузки, Гц;

H — безразмерный параметр, характеризующий концентрацию напряжений изгиба в тройнике;

h — высота выпуклой части заглушки, мм;

h_b, h_{b1} — расчетные значения высоты штуцера, мм;

I — момент инерции поперечного сечения трубы при изгибе, мм^4;

I_b, I_{pb} — моменты инерции поперечного сечения штуцера при изгибе и кручении, мм^4;

k_i — коэффициент концентрации напряжений в отводах и тройниках;

K_p, K_p^* — коэффициенты гибкости изогнутой трубы, соответственно без учета и с учетом стесненности деформации ее концевых сечений;

K_{aeth} — амплитуда эффективного значения коэффициента интенсивности напряжений, соответствующего порогу усталости, МПа;

l — расчетная длина элементов, мм;

L — длина трубы или пролета, м;

M_x, M_y — изгибающие моменты в сечении, Нмм;

M_z — крутящий момент в поперечном сечении, Нмм;

m — масса одного метра трубопровода, кг/м;

N — осевое усилие от дополнительных нагрузок, Н;

N_c, N_{cp} — расчетное число полных циклов, соответственно от совместного действия внутреннего давления и дополнительных нагрузок и только от действия внутреннего давления;

N_{cd}, N_{cpd} — число полных циклов, соответственно от совместного действия внутреннего давления и дополнительных нагрузок и только от действия внутреннего давления;

N_{ci}, N_{cpi} — число полных циклов, соответственно с амплитудой эквивалентного напряжения σ_{aei} и с размахом колебаний давления ΔP_i;

$[N]_k$ — допускаемое число полных циклов при вибрации;

n — число оборотов вала, об/мин;

n_b, n_y, n_z, n_c — коэффициенты запаса, соответственно: по временному сопротивлению, по пределам текучести, длительной прочности и ползучести;

P, $[P]$, P_p, P_N — внутреннее давление, соответственно: расчетное, допустимое, рабочее и условное, МПа;

R — радиус кривизны осевой линии отвода, мм;

r — радиус скругления горловины в тройниковом соединении, мм;

R_m, R_p, R_{p02}, R_m^{20}, R_p^{20}, R_{p02}^{20} — временное сопротивление, предел текучести и условный предел текучести соответственно при расчетной температуре и 20°С, МПа;

$R_{m/10^5}$, $R_{p1.0/10^5}$ — пределы длительной прочности и ползучести при расчетной температуре, МПа;

T — температура трубопровода, °С;

T_{2f}, T_{4f} — фиктивные температуры при расчете высокотемпературных трубопроводов на этапах 2 и 4 поверочного расчета, °С;

t — номинальная толщина стенки трубы, фасонной детали, мм;

t_b — номинальная толщина стенки штуцера (ответвления), мм;

t_o, t_{ob} — расчетные толщины стенок магистрали и штуцера (ответвления);

t_R, t_{Ri} — расчетные толщины стенок трубы и фасонной детали, мм;

t_e — эквивалентная толщина стенки магистрали тройника, мм;

V — скорость потока в трубопроводе, м/сек;

W — момент сопротивления поперечного сечения при изгибе, мм^3;

X_i — силовой фактор на i-том этапе расчета;

i_o, i_i — коэффициенты концентрации продольных напряжений;

γ_i — коэффициент перегрузки для воздействия i-того типа;

δ — коэффициент релаксации компенсационных напряжений;

θ — номинальный угол поворота отвода, град;

λ — безразмерный параметр, характеризующий пониженную жесткость отвода при действии изгибающего момента;

ζ — коэффициент стеснения деформации изгиба на концах отвода;

ΣA — сумма укрепляющих площадей, мм^2;

σ — расчетное кольцевое напряжение от внутреннего давления, МПа;

σ_{ae}, σ_{aei} — амплитуды эквивалентного напряжения полного цикла i-го режима нагружения, МПа;

σ_{aev} — максимальная амплитуда напряжений при вибрации, МПа;

$\{\sigma_{aev}\}$, $[\sigma_{aev}]$ — расчетная и допустимая амплитуды напряжений при вибрации, МПа;

σ_e — эквивалентное напряжение, МПа;

σ_z — суммарное среднее осевое напряжение от внутреннего давления, осевой силы и изгибающего момента, МПа;

σ_{pz} — среднее осевое напряжение от внутреннего давления, МПа;

σ_{zM} — осевое напряжение от изгибающего момента, МПа;

σ_{zN} — напряжение от осевой силы, МПа;

$[\sigma]$, $[\sigma^{20}]$ — допускаемые напряжения при расчетной и нормальной температурах, МПа;

$[\sigma]_d$ — допускаемые напряжения для укрепляющих деталей при расчетной температуре, МПа;

$[\sigma_a]$ — допускаемая амплитуда знакопеременных напряжений при циклических воздействиях, МПа;

σ_a — допускаемая амплитуда вибрации, мкм;

τ — касательное напряжение от кручения, МПа;

φ — коэффициент снижения прочности элемента;

φ_d — коэффициент снижения прочности элемента с отверстием;

φ_y — коэффициент снижения прочности элемента со сварным швом при расчете на внутреннее давление;

φ_w — коэффициент снижения прочности поперечного сварного шва при расчете на действие изгибающих моментов и продольной силы;

χ — коэффициент усреднения компенсационных напряжений;

ω, ω_p — параметр внутреннего давления;

ω_i — круговая собственная частота, 1/сек.

2. Нагрузки и воздействия

2.1. Нагрузки и воздействия при расчетах на статическую и циклическую прочность

2.1.1. Учитываемые в расчетах на статическую и циклическую прочность нагрузки и воздействия, а также соответствующие им коэффициенты перегрузки приведены в таблице 2.1.

Таблица 2.1

Нагрузки и воздействия			Способ прокладки		Коэффициент перегрузки
Вид	Шифр i	Характеристика	Подземный	Наземный	
Постоянные	1	собственный вес трубопровода и опирающихся на него конструкций	+	+	1.1
	2	вес изоляции	+	+	1,2
	3	предварительная растяжка трубопровода, натяг упругих опор, трение в опорах скольжения	+	+	1,0
Длительные	4	внутреннее давление	+	+	1,0
	5	температурные деформации	+	+	1,0
	6	температурный перепад в стенке	+	+	1,1
	7	вес транспортируемого вещества	+	+	1,1
	8	вес отложений и конденсата	+	+	1,2
Кратковременные	9	снеговая	-	+	1,4
	10	ветровая	-	+	1,4
	11	при срабатывании предохранительного клапана	-	+	1,4
	12	при строительстве и испытаниях	+	+	1,0
Особые	13	разрушение оборудования, гидравлический удар	+	+	1,0

Примечания:

1. Знак «+» означает, что нагрузки и воздействия учитываются в расчете на прочность, знак «-» не учитываются.
2. К кратковременным воздействиям относятся давление и температурные деформации при испытаниях.
3. Если трубопровод подвергается гидравлическим испытаниям, то при оценке весовых нагрузок учитывают массу воды.

2.1.2. Поверочный расчет трубопровода осуществляется как на постоянные и длительные нагрузки с шифрами 1-8 в табл. 2.1 (режим ПДН), так и на дополнительные воздействия кратковременных и особых нагрузок с шифрами 9-13 в табл. 2.1 (режим ПДКОН). Поверочный расчет проводится, как правило, для режима ПДН. Необходимость расчета режима ПДКОН, как и выбор типов кратковременных и особых нагрузок из табл. 2.1, определяется проектной организацией. Соответствующие режимам ПДН и ПДКОН критерии прочности приведены в пункте 7.4.

2.1.3. Нормативные нагрузки от собственного веса трубопровода и изоляции определяются на основании стандартов, рабочих чертежей и паспортных данных по номинальным размерам.

2.1.4. Нормативные нагрузки от предварительного натяжения трубопровода, растяжки компенсаторов и натяга упругих опор определяются проектом. В опорах скольжения при отсутствии дополнительных данных допускается принимать величину коэффициента трения металла по металлу (сталь по стали) равной 0,3.

2.1.5. Нормативное давление транспортируемого вещества принимается равным расчетному давлению.

2.1.6. Нормативные нагрузки от температурных деформаций определяются проектом по разности рабочей температуры и температуры наружного воздуха холодного периода года, когда фиксируется статически неопределимая система трубопровода (заваривается последний стык на монтаже).

2.1.7. Необходимость учета напряжений от неравномерного распределения температур по толщине стенки как для переходных, так и для установившихся тепловых режимов работы трубопровода определяется проектной организацией.

2.1.8. Нормативную нагрузку от отложений и конденсата определяют по отраслевой научно-технической документации.

2.1.9. Нормативная снеговая нагрузка на единицу длины горизонтальной проекции надземного трубопровода рассчитывается по формуле:

$$q_{sn} = 0{,}4 S_0 (D + 2t_m), \quad Н/м \ , \tag{2.1}$$

где: D — наружный диаметр трубопровода, t_{in} — нормативная толщина изоляции, S_0 — вес снегового покрова на единицу площади в *КПа*.

2.1.10. Нормативная ветровая нагрузка на единицу длины наземного трубопровода, действующая перпендикулярно его осевой вертикальной плоскости, определяется по формуле:

$$q_{wn} = (W_{etc} + W_{dyn})(D + 2t_{in}), \quad H/м \quad , \qquad (2.2)$$

где статическую W_{etc} и динамическую W_{dyn} составляющие ветровой нагрузки в *КПа* принимаются по строительным нормам и правилам, причем последняя величина находится как для сооружения с постоянной шириной наветренной поверхности.

2.1.11. Нормативные нагрузки, возникающие при строительстве и испытаниях трубопровода, определяются проектом в зависимости от способа производства работ и методов испытаний.

2.1.12. Нагрузки и воздействия, вызываемые резким нарушением нормального режима эксплуатации, например: поломкой оборудования или срабатыванием аварийных устройств, устанавливаются в проекте с учетом особенностей технологического цикла производства. Возникающие при этом нагрузки, в том числе от гидравлического удара, определяются с помощью специальных расчетов.

2.2. Нагрузки и воздействия при вибрации

2.2.1. Нагрузки и воздействия, вызывающие вибрации трубопроводов, разделяются на группы:

а) механические воздействия на трубопровод со стороны оборудования и опор, вызванные неуравновешенностью движущихся масс, износом подшипников и т.д.

б) нестационарные гидравлические воздействия в результате:

- пульсации давления на входе в трубопровод от компрессоров и насосов;
- прохождения по системе двухфазной среды, особенно, в пробковом режиме, кавитации и т.п.
- отрывных течений за местными сопротивлениями.

2.2.2. Амплитуды возбуждающих вибрации нагрузок и воздействий определяются расчетом или измерениями в процессе пуско-наладочных работ и задаются в виде перемещений или внешних сил. При оценке нестационарных гидродинамических воздействий рассматриваются те сечения трубопровода, где происходят изменения величины и направления скорости потока.

2.2.3. Спектр частот пульсации, генерируемых поршневыми и центробежными машинами

$$f_{ip} = \frac{imn}{60} \quad , \qquad (2.3)$$

где i = 1, 2, 3... - номер гармоники, n - число оборотов вала в мин., m - число цилиндров поршневых или число лопаток центробежных нагнетательных машин.

2.2.4. Если возбудителями пульсаций в трубопроводе являются местные гидравлические сопротивления, то генерируемая при этом частота рассчитывается по формуле

$$f_{ip} = (200 \div 500)\frac{V}{D_i} \quad , \qquad (2.4)$$

где V — скорость потока, D_i — диаметр сужения в местном сопротивлении.

Для одиночных преград в формуле (2.4) принимается минимальное значение численного коэффициента равное 200. При отсутствии местного сужения (прямая труба) численный коэффициент в формуле (2.4) принимается равным 500.

2.2.5. Для трубопроводов с двухфазным рабочим веществом учитывается возможность появления гидродинамических возмущений, особенно ощутимых в пробковом режиме. Амплитудно-частотные характеристики нестационарного воздействия двухфазного потока на местные сопротивления определяются при пуско-наладочных работах или предварительными расчетами.

2.2.6. При проектировании учитывается возможность возникновения резонансных акустических колебаний при сближении значений частот гидродинамических колебаний среды в трубопроводе. Амплитудно-частотные характеристики акустических колебаний для сложных трубопроводных систем определяются расчетом или в процессе пуско-наладочных работ.

Примечание. Собственную частоту акустических колебаний трубопровода для прямолинейных участков рекомендуется определять по формулам:

- для трубы с акустически открытыми или закрытыми концами:

$$f_{ip} = \frac{0{,}5ic}{L} \quad , \qquad (2.5)$$

- для трубы с одним акустически открытым концом

$$f_{ip} = \frac{0{,}25(2i-1)c}{L} \quad , \qquad (2.6)$$

где $i = 1, 2, 3...$, c — скорость звука в м/сек, L — длина трубы в м.

3. Допускаемые напряжения

3.1. Допускаемое напряжение [σ] при расчете труб и соединительных деталей трубопровода на статическую прочность определяются

для углеродистых и низколегированных сталей

$$\sigma = \min\left[\frac{R_p \text{ или } R_{p0.2}}{n_m}, \frac{R_m}{n_2}, \frac{R_{m/10^5}}{n_4}, \frac{R_{p1.0/10^5}}{n_n}\right], \quad (3.1)$$

для аустенитных сталей

$$\sigma = \min\left[\frac{R_{p1.0}}{n_m}, \frac{R_m}{n_в}, \frac{R_{m/10^5}}{n_д}, \frac{R_{p1.0/10^5}}{n_n}\right], \quad (3.2)$$

Условный предел текучести определяется при остаточной деформации

- 0.2% для углеродистых и низколегированных сталей ($R_{p0.2}$);
- 1% для аустенитных сталей ($R_{p1.0}$).

При определении допускаемых напряжений для среднетемпературных трубопроводов характеристики длительной прочности $R_{m/10^5}$ и $R_{p1.0/10^5}$ не используются, т.е. в формуле 3.1 остаются только два первых члена в квадратных скобках.

3.2. Коэффициенты запаса по временному сопротивлению $n_в$, пределам текучести n_m, длительной прочности $n_д$ и ползучести n_n соответственно равны

$$n_m = n_д = 1{,}5\ ,\ n_в = 2{,}4 \text{ и } n_n = 1{,}0 \quad (3.3)$$

3.3. Нормативные значения допускается принимать для электросварных труб и деталей по ГОСТ 14249-89 [4], а бесшовных - по РД 10-249-98 [3].

4. Основные положения по выбору толщины стенки

4.1. Коэффициенты прочности

4.1.1. При расчете элементов, имеющих отверстия или сварные швы, учитывается коэффициент снижения прочности, который представляет собой наименьшую величину из двух значений φ_d и φ_y:

$$\varphi = \min\left[\varphi_d, \varphi_y\right] \quad (4.1)$$

4.1.2. При расчете бесшовных элементов без отверстий $\varphi = 1{,}0$.

4.1.3. Коэффициент снижения прочности элемента со сварным швом φ_y для стыковых соединений из всех марок сталей, включая хромомолибденованадиевые и высокохромистые не аустенитные при температуре до 510°С, равен:

- 1,0 при контроле шва по всей длине радиографическим или ультразвуковым методами;
- 0,8 - для всех видов электросварки при контроле шва не менее, чем на 10% его длины;
- 0,7 - для всех видов электросварки при контроле шва менее 10% его длины;
- 0,6 - для газопрессовой сварки, в том числе для водогазопроводных труб.

Для сварных стыковых соединений из хромомолибденованадиевых (12Х1МФ, 15Х1МФ и т.п.) сталей при температуре эксплуатации свыше 530°С значения коэффициента прочности по п. 4.1.3 умножаются на 0,7 независимо от объема контроля.

При температурах от 510 до 530°С коэффициент прочности шва определяется линейным интерполированием.

4.1.4. Коэффициент прочности угловых и тавровых соединений для сталей всех марок принимают

- 0,8 - при контроле шва радиографическим или ультразвуковым методами по всей длине шва
- $\leq 0,6$ - во всех остальных случаях.

Для соединений в нахлестку коэффициент прочности сварного шва $\varphi \leq 0,6$.

4.1.5. Допускается принимать другие значения φ с учетом условий эксплуатации и показателей качества элементов трубопроводов.

4.1.6. Коэффициенты снижения прочности укрепленных отверстий φ_d рассматриваются в пункте 5.4.

4.2. Расчетная и номинальная толщины стенок элементов

4.2.1. Для определения расчетной толщины стенки t_R элемента трубопровода используются формулы раздела 5.

4.2.2. Номинальная толщина стенки элемента определяется с учетом прибавки С, исходя из условия:

$$t \geq t_R + C \qquad (4.2)$$

с округлением до ближайшей большей толщины стенки по стандартам или техническим условиям. Допускается округление в сторону меньшей толщины стенки элемента, если разница не превышает 3%.

Рекомендуемые наименьшие значения номинальной толщины стенки элемента (трубы или детали трубопровода) в зависимости от наружного диаметра D приведены в таблице.

Таблица 4.1

D	≤25	≤57	≤114	≤ 219	≤325	≤377	≥426
Наименьшая номинальная толщина стенки, мм	1,0	1,5	2,0	2,5	3,0	3,5	4,0

4.2.3. Прибавка С вычисляется по формуле:

$$C = C_1 + C_2, \qquad (4.3)$$

где

C_1 — технологическая прибавка, равная минусовому отклонению толщины стенки по стандартам и техническим условиям;

C_2 — прибавка на коррозию и эрозию, принимаемая согласно ПБ 03-585-03 или отраслевым документам с учетом расчетного срока эксплуатации.

4.2.3.1. Для труб-заготовок, используемых для гибки отводов на станках, прибавка C_1 равна сумме допусков на минимальную толщину стенки трубы-заготовки и максимальное утонение при гибке. Последняя величина при отсутствии специальных указаний определяется выражением $t / (1 + 2R/D)$.

4.2.3.2. Для деталей трубопроводов, получаемых сваркой из труб (секторные отводы, сварные тройники и т.п.) прибавка C_1 равна допуску на минимальную толщину стенки трубы-заготовки.

4.2.3.3. Для деталей трубопроводов, изготавливаемых из труб путем горячего и холодного деформирования, прибавка C_1 равна допуску на минимальную толщину стенки, указанному в соответствующих технических условиях.

5. Расчет на прочность труб и фасонных деталей под действием внутреннего давления

5.1. Трубы

5.1.1. Расчетная толщина стенки трубы

$$t_R = \frac{PD}{2\varphi[\sigma] + P} \qquad (5.1)$$

Для вакуумных трубопроводов толщина стенки дополнительно проверяется на устойчивость согласно ГОСТ 14249-89 на сосуды и аппараты [4] и за расчетное принимается наибольшее значение

5.1.2. Допустимое внутреннее давление

$$[P]=\frac{2[\sigma]\cdot\varphi(t-C)}{D-(t-C)} \qquad (5.3)$$

5.2. Отводы

5.2.1. Расчетная толщина стенки гнутых и крутоизогнутых отводов

$$t_{R1}=k_1 t_R, \qquad (5.4)$$

где коэффициент k_1 берется по табл. 5.1.

Таблица 5.1

$R/(D-t_R)$	≥ 2,0	1,5	1,0
k_1	1,00	1,15	1,30

Примечания.

- для промежуточных значений $R/(D-t_R)$, k_1 определяется линейной интерполяцией;
- если $R/(D-t_R)<1$, k_1 принимается 1.3.

5.2.2. Расчетная толщина стенки секторных отводов (черт. 5.1б):

$$t_{R2}= k_2 t_R \qquad (5.5)$$

Для нормализованных отводов, состоящих из полусекторов и секторов с углом скоса $\theta \le 22.5^{\circ}$, величина k_2 рассчитывается по формуле:

$$k_2=\frac{4R-D-t_R}{4R-2D+2t_R} \qquad (5.6.)$$

5.2.3. Расчеты штампосварных отводов зависят от расположения сварных швов:

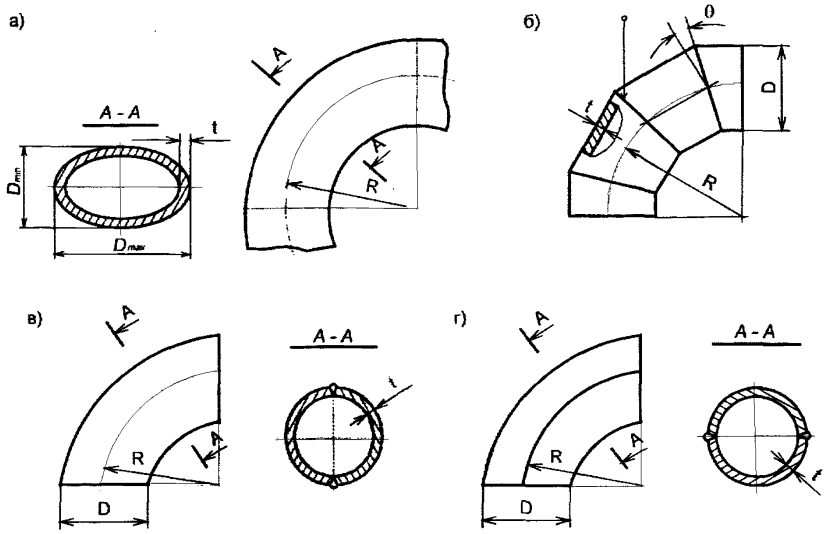
- при расположении сварных швов в плоскости кривизны отвода (черт. 5.1в) расчетная толщина стенки

$$t_{R3}= k_2 t_R/\varphi \qquad (5.7)$$

- при расположении сварных швов по нейтральной линии (черт. 5.1г) толщина стенки определяется как наибольшее из двух значений

$$t_{R4} = \max\ [t_R/\varphi, k_2 t_R] \qquad (5.8)$$

Примечание. В выражениях (5.7) и (5.8) t_R определяется по формулам пункта 5.1.1 при $\varphi_1 = 1{,}0$, а величина k_2 - по формуле (5.6).



Черт. 5.1. Отводы
а - гнутый; б - секционный; в, г - штампосварной

5.2.4. Допустимое внутреннее давление в отводах:

$$[P] = \frac{2[\sigma]\varphi(t-C)}{k_i\left[d - \frac{(t-C)}{k_i}\right]}, \qquad (5.9)$$

где коэффициент k_i берется из таблицы 5.2.

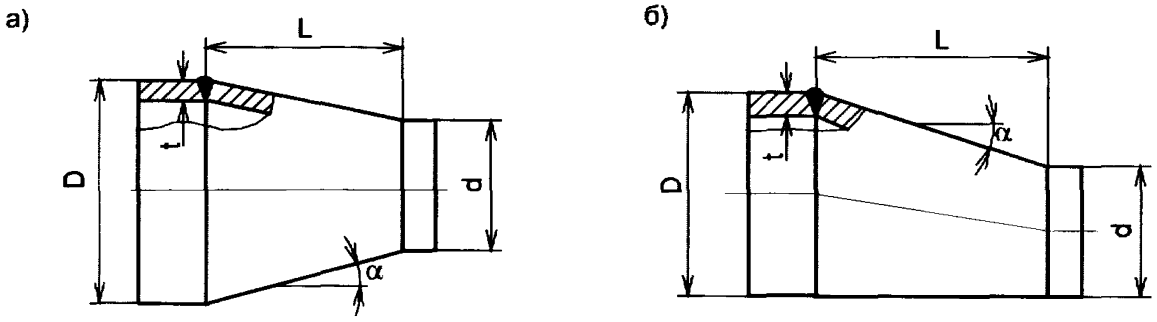
Таблица 5.2

Гнутые и крутоизогнутые	Секторные нормализованные	Штампосварные	
		черт. 5.1в	черт. 5.1г
k_1 по табл. 5.1	k_2 по формуле 5.6	k_2/φ	max $[k_2;\ \varphi^{-1}]$
		k_2 - по формуле 5.6	

5.3 Переходы

5.3.1. Расчетная толщина стенки концентрических переходов (черт. 5.2а)

$$t_{R5} = \frac{PD}{2\varphi_w [\sigma]\cos\alpha + P} \quad , \tag{5.10}$$



Черт. 5.2. Переходы
а - концентрический, б - эксцентрический.

Формула (5.10) применима при соблюдении условия

$$0{,}003 \le \frac{t_{R5}}{(D - 2t_{R5})} \le 0{,}35 \quad ,$$

когда $\alpha \le 15^\circ$ и при соблюдении двух условий

$$0{,}003 \le \frac{t_{R5}}{(D - 2t_{R5})} \le 0{,}15$$

$$\frac{d - 2\cdot t_{R5}}{D - 2\cdot t_{R5}} \le 1 - \frac{2\sin\alpha}{\sqrt{\cos\alpha}} \sqrt{[1 + t_{R5}/(D - 2t_{R5})]\cdot t_{R5}/(D - 2\cdot t_{R5})} \quad ,$$

когда $15^\circ < \alpha \le 45^\circ$.

Угол наклона образующей рассчитывается по формуле

$$\alpha = arctg\frac{D - d}{2l} \quad , \tag{5.11}$$

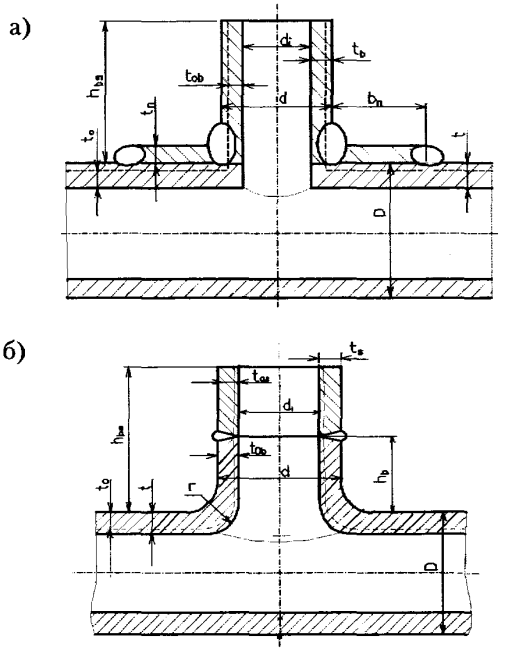
в которой D, d и l берутся соответственно по черт. 5.2а или черт. 5.2б.

5.3.2. Допустимое внутреннее давление в концентрических переходах

$$[P]=\frac{2[\sigma]\varphi_y(t-C)\cos\alpha}{D-(t-C)}. \qquad (5.12)$$

5.3.3. Расчетную толщину стенки эксцентрических переходов (черт.5.2б) допускается определять по формулам концентрических.

5.4. Тройники



Черт. 5.3. Тройник
а) сварной; б) штампованный

5.4.1. Расчетная толщина стенки магистрали в тройниковых соединениях (черт.5.3)

$$t_{R6}=\frac{PD}{2\varphi[\sigma]+P}. \qquad (5.13)$$

Коэффициент прочности φ принимается согласно пункту 4.1.1.

5.4.2. Расчетная толщина стенки штуцера определяется в соответствии с п. 5.1.1.

5.4.3. Расчетный коэффициент прочности магистрали

$$\varphi_d = \frac{2}{1{,}75 + \frac{d_i}{\sqrt{(D-t)\cdot(t-C)}}} \cdot \left[1 + \frac{\Sigma A}{2(t-C)\sqrt{(D-t)(t-C)}}\right], \qquad (5.14)$$

где $t \geq t_{R6}+C$, а ΣA - сумма укрепляющих площадей штуцера и накладки (если таковая имеется)

$$\Sigma A = A_b + A_n \qquad (5.15)$$

Для штампованных тройников (черт. 5.3б) вместо величины d_i в формулу 5.17 подставляется

$$d_{eq} = d_i + 0{,}25r \qquad (5.16)$$

5.4.4. Укрепляющая площадь штуцера определяется по формулам:

- для наружных штуцеров, конструкция которых соответствует черт. 5.4а

$$A_b = 2h_b\,[(t_b\text{-}C) - t_{ob}]\,; \qquad (5.17)$$

- для пропущенных внутрь магистрали штуцеров, конструкция которых соответствует черт. 5.4б

$$A_b = 2h_b\,[(t_b\text{-}C) - t_{ob}] + 2h_{b1}(t_b - C)\,; \qquad (5.18)$$

- для вытянутой горловины штампованного тройника, конструкция которого соответствует черт. 5.3б

$$A_b = 2(h_{bS} - h_b)\,[(t_S - C) - t_{oS}] + 2h_b\,[(t_b - C) - t_{ob}]\,, \qquad (5.19)$$

где минимальная толщина стенки определяется:

- для сварных тройников

$$t_{ob} = \frac{Pd_i}{2[\sigma]-P}\,, \qquad (5.20)$$

- для штампованных

$$t_{ob} = \frac{Pd_{eq}}{2[\sigma]-P} \quad ; \tag{5.21}$$

$$t_{oS} = \frac{Pd_i}{2[\sigma]-P} \quad . \tag{5.22}$$

5.4.5. Используемое при расчете значение высоты штуцера принимается по чертежу на конкретный штуцер, но не более приведенных ниже значений

$$h_b = h_{bS} = 1{,}25\sqrt{(D-t_b)(t_b-C)}\,, \tag{5.23}$$

$$h_{b1} = 0{,}5\sqrt{(D-t_b)(t_b-C)}\,. \tag{5.24}$$

При одновременном укреплении отверстия штуцером и накладкой (черт. 5.3а), высота укрепляющей части штуцера h_b принимается без учета толщины накладки

$$h_b = 1{,}25\sqrt{(D-t_b)(t_b-C)} - t_n\,.$$

5.4.6. Укрепляющая площадь накладки определяется по формуле (черт. 5.3а)

$$A_h = 2b_n t_n\,. \tag{5.25}$$

Используемое в расчете значение ширины накладки b_n принимается по чертежу на конкретную накладку, но не более

$$b_n = \sqrt{(D-t)(t+t_n-C)}\,. \tag{5.26}$$

5.4.7. Если в сварных тройниках или врезках номинальная толщина стенки штуцера или присоединенной трубы равна $t_{ob} + C$ и отсутствуют накладки, то $\Sigma A = 0$. В этом случае диаметр отверстия не должен превышать

$$d_0 = \left(\frac{2}{\varphi_0} - 1{,}75\right)\sqrt{(D-t)(t-C)}\,. \tag{5.27}$$

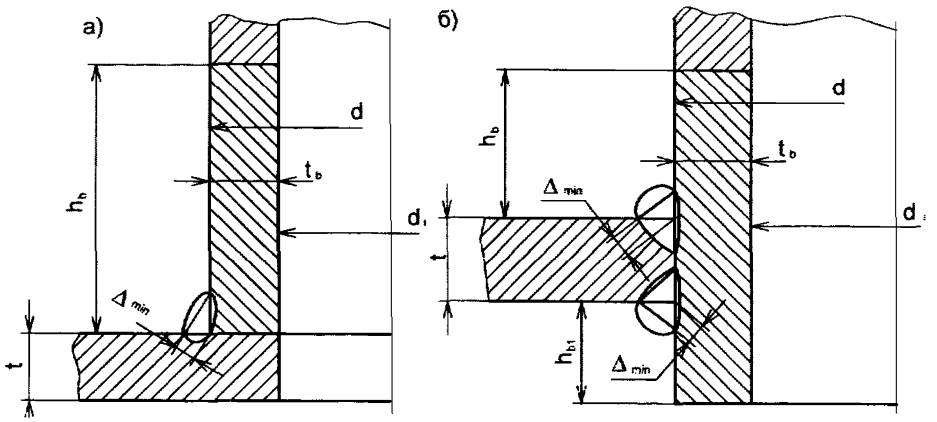
5.4.8. Коэффициент недогрузки магистрали или корпуса тройника рекомендуется определять по формуле

$$\varphi_0 = \frac{P[D-(t-C)]}{2[\sigma](t-C)} \quad . \tag{5.28}$$

5.4.9. Если допускаемое напряжение для укрепляющих деталей $[\sigma]_d$ меньше $[\sigma]$, то расчетные значения укрепляющих площадей умножаются на отношение $[\sigma]_d/[\sigma]$.

5.4.10. Допустимое внутреннее давление в магистрали

$$[P]=\frac{2[\sigma]\varphi(t-C)}{D-(t-C)}\ . \qquad (5.29)$$



Черт. 5.4. Типы сварных соединений тройников со штуцером
а) -примыкающий к наружной поверхности магистрали; б) - пропущенный внутрь магистрали

5.5. Заглушки

5.5.1. Расчетная толщина плоской круглой заглушки (черт. 5.5а, 5.5б)

$$t_{R7}=\frac{m_i}{m_0}(D_i-r)\sqrt{\frac{P}{[\sigma]}}, \qquad (5.30)$$

Для заглушек без отверстия $m_0 = 1{,}0$.

Для заглушек с центральным отверстием диаметром d_i:

- по черт. 5.5а - $m_i = 0{,}53$ при $r = 0$,
- по черт. 5.5б - $m_i = 0{,}35$.

5.5.2. Расчетная толщина плоской заглушки между двумя фланцами (черт. 5.5в)

$$t_{R8}=0{,}4(D_i+b)\sqrt{\frac{P}{[\sigma]}}, \qquad (5.31)$$

Ширина уплотнительной прокладки b определяется по техническим условиям или чертежу.

5.5.3. Расчетная толщина стенки бесшовной эллиптической заглушки (черт. 5.6) при $0{,}5 \geq h/D \geq 0{,}2$

$$t_{R9} = \frac{PD^2}{8h[\sigma]} \,. \qquad (5.32)$$

Примечание. Если t_{R9} получается менее t_R при $\varphi = 1{,}0$, то $t_{R9} = t_R$.

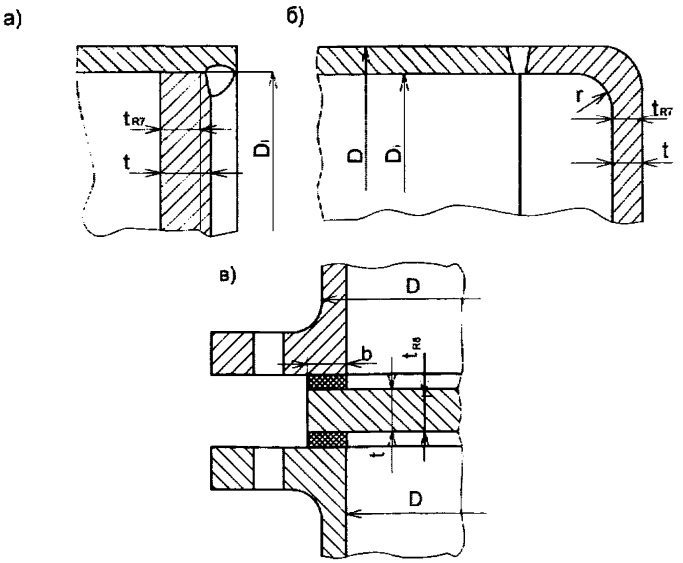
5.5.4. Расчетная толщина эллиптической заглушки с центральным отверстием при $d_i/(D - 2t) \leq 0{,}6$ (черт. 5.7)

$$t_{R9} = \frac{PD^2}{8h[\sigma]\varphi_d} \,, \qquad (5.33)$$

5.5.5. Коэффициенты прочности заглушек с отверстиями φ_d (черт. 5.7а и 5.7б) определяется в соответствии с п.п. 5.4.2 - 5.4.6 при $t_b = t_{R9}$ и $t \geq t_{R9} + C$, а коэффициенты прочности заглушек с отбортованными отверстиями (черт. 5.7в) - согласно п.п. 5.4.2 - 5.4.6 при $h_b = L - l - h$.

5.5.6. Допустимое внутреннее давление для плоской заглушки на конце трубы:

$$[P] = \frac{m_0^2[\sigma](t-C)^2}{m_i^2(D_i - r)^2} \,. \qquad (5.34)$$



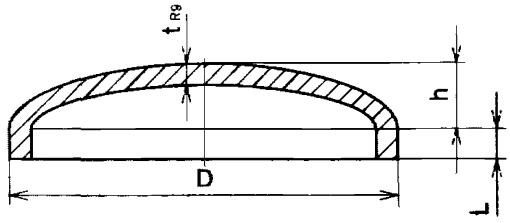
Черт. 5.5. Круглые плоские заглушки
а) - пропущенная внутрь трубы; б) - приваренная к торцу; в) - фланцевая

Допустимое внутреннее давление для плоской заглушки между двумя фланцами

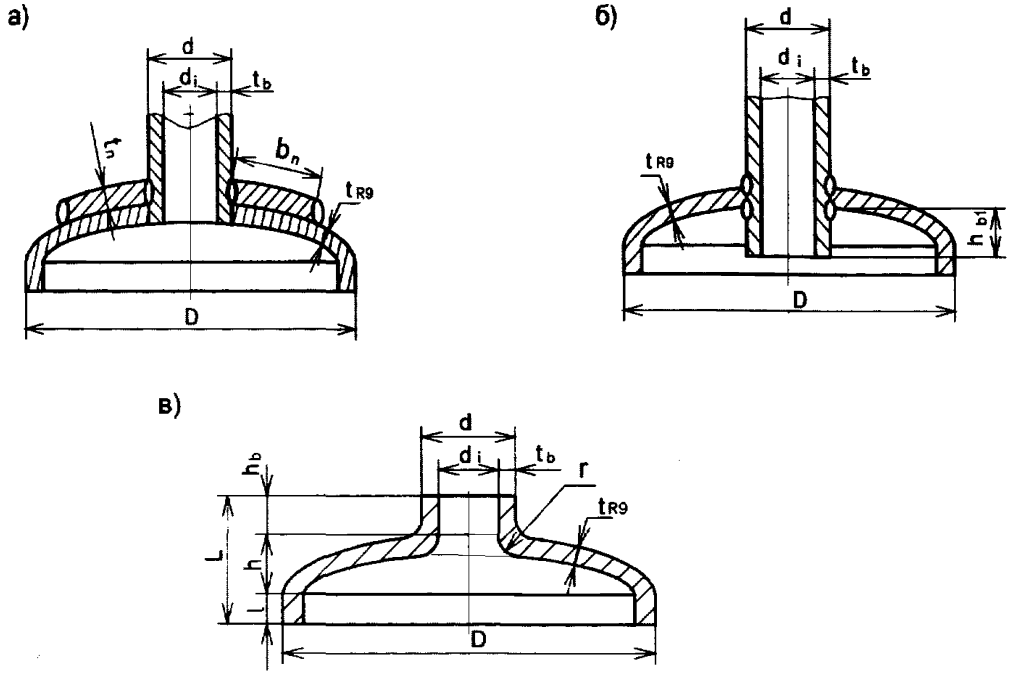
$$[P]=\frac{[\sigma](t-C)^2}{0{,}17(D_i+b)^2} \quad . \tag{5.35}$$

5.5.7. Допустимое внутреннее давление для эллиптической заглушки

$$[P]=\frac{8[\sigma]\varphi_d(t-C)h}{D^2} \quad . \tag{5.36}$$



Черт. 5.6. Эллиптическая заглушка



Черт. 5.7. Эллиптические заглушки со штуцером
а) - с укрепляющей накладкой; б) - пропущенным внутрь заклушки; в) - с отботованным отверстием

6. Выбор расчетной схемы трубопровода

6.1. Трубопровод рассматривается как упругая стержневая система. Элементы теории оболочек учитываются в расчетах отводов (эффект Кармана) и, при необходимости, в тройниковых соединениях. Нужно стремиться к тому, чтобы расчетная схема правильно учитывала конструктивные особенности, которые влияют на напряженно-деформированное состояние трубопровода. При этом количество расчетных сечений желательно свести к минимуму.

6.2. Трубопровод разбивается на прямолинейные и криволинейные (очерченные по дуге окружности), участки. Точки сопряжения участков служат расчетными узлами. В число расчетных узлов включаются:

- места присоединения к аппаратам, опорам, коллекторам и т.д.;
- точки излома или разветвления осевой линии трубопровода;
- точки изменения поперечного сечения или нагрузки.

6.3. Внешние статические нагрузки рассматриваются как сосредоточенные или равномерно распределенные. Наряду с ними в расчетах статически неопределимых стержневых систем учитываются деформационные воздействия, вызванные температурным нагревом (охлаждением), смещением опор или оборудования, а также предварительной растяжкой (сжатием) трубопровода.

6.4. Расстановка опор и подвесок призвана обеспечить допустимый уровень напряжений в элементах трубопровода от не самоуравновешенной (в частности весовой) нагрузки. При этом нужно избегать случаев, когда в нагретом трубопроводе опоры и подвески оказываются недогруженными.

6.5. Опоры и подвески моделируются жесткими, линейно-упругими и фрикционными связями, действующими в требуемом направлении.

6.6.Сильфонные, линзовые и сальниковые компенсаторы моделируются как линейно упругие сочленения стержней осевого, шарнирного или сдвигового типов (в зависимости от их конструкции). Арматура моделируется стержневыми элементами бесконечной жесткости.

7. Поверочный расчет трубопровода на прочность

7.1. Основные положения

7.1.1. Толщина стенок труб и фасонных деталей трубопроводов определяться в соответствии с разделом 5 настоящего стандарта.

7.1.2. Для оценки прочности спроектированного наземного или подземного (в канале) трубопровода выполняется полный расчет, состоящий из 4 этапов (таблица 7.1).

Целью расчета является оценка статической и циклической прочности, а также определение усилий, действующих на оборудование со стороны трубопровода при эксплуатации и испытаниях.

7.1.3. Расчет трубопровода по этапу 4, а также для всех других этапов в режиме ПДКОН (с учетом кратковременных и особых нагрузок) выполняется при соответствующем указании в проекте.

7.1.4. Расчет по этапам 1 и 2 проводится после выбора основных размеров трубопровода и расстановки опор.

Таблица 7.1

Номер этапа	Наименование расчета	Шифры внешних нагрузок по табл. 2.1		Назначение этапа расчета
		ПДН	ПДКОН	
1	Расчет на статистическую прочность под действием не самоуравновешенных нагрузок	1, 2, 3, 4, 7,8	1, 2, 3, 4, 7, 8, 9, 10, 11, 13	Оценка несущей способности
2	Расчет на статическую прочность под действием не самоуравновешенных и самоуравновешенных нагрузок	1, 2, 3, 4, 5, 7, 8	1, 2, 3, 4, 5, 7, 8, 9, 10, 11, 13	Оценка напряжений, статической прочности и нагрузок на оборудование, опоры и конструкции
3а	Расчет на циклическую прочность	4, 5	-	Оценка выносливости элементов
3б	Расчет на длительную циклическую прочность высокотемпературных трубопроводов	1, 2, 3, 5, 7, 8	-	Оценка длительной прочности и выносливости
4а	Расчет нагрузок в нерабочем состоянии	1, 2, 3, 5, 7, 8	-	Оценка нагрузок на оборудование, опоры и конструкции
4б	Расчет на статическую прочность при испытаниях трубопровода	-	1, 2, 3, 7, 12	Оценка несущей способности и нагрузок

Примечания.

1. Предварительная растяжка учитывается на этапах 2 и 4, если эта величина обеспечивается при монтаже трубопровода.

2. В опорах скольжения допускается принимать коэффициент трения металла по металлу 0,3. Коэффициент трения в опорах качения принимается 0,1.

3. При расчете нагрузок на оборудование и опоры в нерабочем состоянии на этапе 4а для высокотемпературных трубопроводов учитываются остаточные деформации методом расчета на фиктивную отрицательную температуру.

7.1.5. Расчет трубопроводов по этапам 3а и 3б следует проводить, если число полных циклов нагружения за все время эксплуатации превышает 1000 и в результате расчета по этапу 2 установлено, что

- для среднетемпературного трубопровода

$$\sigma_e \geq 1{,}2[\sigma], \tag{7.1}$$

- для высокотемпературного трубопровода

$$\sigma_e \geq [\sigma], \tag{7.2}$$

7.1.6. Расчет по этапу 3б (на длительную циклическую прочность) проводится только для высокотемпературных трубопроводов.

7.1.7. Расчет среднетемпературных трубопроводов проводится по рабочей температуре Т. Для высокотемпературных трубопроводов на этапах 2 и 4а расчет ведется по фиктивным температурам T_{2f} и T_{4f}.

$$T_{2f} = \chi T, \tag{7.3}$$

$$T_{4f} = -\delta T \tag{7.4}$$

Значения χ и δ для различных материалов представлены в табл. 7.2 и табл. 7.3.

- Кроме того, на этапе 4а вводятся фиктивные «собственные» смещения защемленных концевых сечений трубопровода от нагрева присоединенного оборудования, получающиеся путем умножения значений действительных смещений на величину δ со знаком «минус».

Таблица 7.2

NN п/п	Сталь	Значение коэффициента усреднения компенсационных напряжений χ при расчетных температурах							
		370	400	450	500	550	580	650	700
1	Углеродистая и низколегированная	0,29	0,28	0,25	-	-	-	-	-

Продолжение табл. 7.2

NN п/п	Сталь	Значение коэффициента усреднения компенсационных напряжений χ при расчетных температурах							
		370	400	450	500	550	580	650	700
2	Легированная некустенитная	0,37	0,35	0,33	0,30	0,24	0,18	-	-
3	Легированная аустенитная	-	-	0,38	0,34	0,30	0,27	0,20	0,16

Таблица 7.3

NN п/п	Сталь	Значение коэффициента релаксации компенсационных напряжений δ при расчетных температурах							
		370	400	450	500	550	560	630	700
1	Углеродистая и низколегированная	0,76	0,8	0,9	-	-	-	-	-
2	Легированная неаустенитная	0,6	0,63	0,70	0,80	0,96	1,0	-	-
3	Легированная аустенитная	-	-	0,49	0,62	0,75	0,76	1,0	1,0

7.1.8. На этапах 1 и 4 коэффициент температурного расширения полагается равным нулю, кроме этапа 4а высокотемпературных трубопроводов, которые рассчитываются при фиктивной температуре T_{4f}. Коэффициент линейного расширения в последнем случае берется по рабочей температуре.

7.1.9. На этапах 3 и 4 модуль упругости принимается при 20°С, а на остальных этапах определяется по рабочей температуре.

7.1.10. Значения коэффициента температурного расширения и модуля упругости определяются по справочным данным. Коэффициент относительной поперечной деформации для всех материалов и температур принимается равным 0,3.

7.1.11. В расчетах на циклическую и длительную циклическую прочность учитываются возможные циклы с неполным изменением рабочих параметров.

7.1.12. Если трубопровод эксплуатируется при различных режимах, то расчетом определяется наиболее опасный из них для статической прочности и для нагрузок на оборудование, опорные и строительные конструкции.

7.1.13. Напряжения от всех нагрузок, кроме внутреннего давления подсчитываются по номинальной толщине стенки элемента. На этапе 4б расчет напряжений от внутреннего давления осуществляется без учета прибавки C (см пункт 4.2.2).

7.2. Применение и учет монтажной растяжки

7.2.1. В трубопроводах монтажная растяжка применяется для уменьшения передаваемой на оборудование нагрузки. В высокотемпературных трубопроводах применение монтажной растяжки позволяет при определенных условиях понизить эффект накопления деформаций ползучести в наиболее напряженных участках трубопровода.

Примечание. Применение монтажной растяжки обосновывается расчетом, так как ее воздействие может быть и отрицательным.

7.2.2. Рекомендуется назначать величину монтажной растяжки в среднетемпературных трубопроводах не более 60% от воспринимаемого температурного удлинения, а в высокотемпературных не более 100·δ %, где коэффициент δ определен в табл. 7.3.

7.2.3. При применении монтажной растяжки с не гарантируемым качеством расчет трубопровода проводится без ее учета. Гарантируемая монтажная растяжка учитывается на этапах 2 и 4 полного расчета трубопровода.

7.2.3.1. Для высокотемпературного трубопровода при расчете по 2 этапу монтажная растяжка учитывается при определении усилий на оборудование. При этом расчет выполняется в двух вариантах:

- с учетом монтажной растяжки и введением действительной температуры нагрева T;
- с учетом фиктивной монтажной растяжки и с введением фиктивной температуры нагрева T_{2f}.

7.2.3.2. Для высокотемпературного трубопровода обязательно проводится расчет по этапу 4а, если величина монтажной растяжки превышает значение, указанное в п. 7.2.2. При этом не учитывается эффект саморастяжки в рабочем состоянии.

7.2.4. Учет монтажной растяжки в расчете трубопровода производится путем задания соответствующих взаимных смещений стыкуемых сечений.

7.3. Определение усилий от воздействия трубопровода на оборудование

7.3.1. Усилия от воздействия трубопровода на оборудование, опорные и строительные конструкции определяются на этапах 2 и 4.

7.3.2. Для высокотемпературного трубопровода с одинаковыми рабочими температурами и материалом всех участков можно определить усилия на оборудование в начальный момент полного прогрева (без учета саморастяжки) по следующей формуле:

$$X_2^0 = \frac{1}{\chi}(X_2 - X_1) + X_1 , \qquad (7.5)$$

где X_2^0 произвольный силовой фактор, - те же силовые факторы на этапах 2 и 1 полного расчета трубопровода, χ — коэффициент усреднения компенсационных напряжений по табл. 7.2.

7.3.3. Для среднетемпературного трубопровода (см. пункт 1.2); если его температура и материал на всех участках одинаковы, усилия на оборудование в холодном состоянии можно определить без выполнения расчета по этапу 4, воспользовавшись следующей формулой:

$$X_4 = (X_2 - X_1)\frac{E_0}{E_t} + X_1 - X_3, \qquad (7.6)$$

где

X_1, X_2, X_3, X_4 , — произвольные силовые факторы на 1-4 этапах расчета,

E_0, E_t — модули упругости соответственно при 20°С и рабочей температуре.

7.4. Критерии прочности

7.4.1. Величина допустимой нагрузки на оборудование устанавливается заводом-изготовителем. При отсутствии заводских данных, она может быть определена расчетным путем с помощью специальных компьютерных программ.

7.4.2. Величина эквивалентных напряжений не должна превышать допускаемых в таблице 7.4.

Таблица 7.4

Этапы расчета	Режим нагружения	Допускаемое напряжение
1	ПДН ПДКОН	1,1[σ], 1,5[σ]
2	ПДН ПДКОН	1,5[σ], 1,9[σ]
4б	ПДКОН	1,5[σ]

Примечание. Для вакуумных трубопроводов необходима дополнительная проверка на устойчивость согласно ГОСТ 14249-89 на сосуды и аппараты [4].

7.4.3. При проведении расчетов на циклическую прочность для среднетемпературных трубопроводов (этап 3а) выполнение условий статической прочности на этапе 2 не обязательно.

7.4.4. Циклическая прочность трубопровода на этапе 3а считается обеспеченной, если выполняется условие:

$$\sigma_{ae} \le A_T[\sigma_a], \qquad (7.7)$$

где коэффициент приведения к температуре 20°С $A_T = \frac{[\sigma]}{[\sigma^{20}]}$.

7.4.4.1. Допускаемая амплитуда напряжений:

- для трубопроводов из углеродистой и низколегированной (не аустенитной) стали

$$[\sigma_a] = 80(1+1200N_c^{-0,533})^{0,625} \qquad (7.8)$$

- для трубопроводов из аустенитной стали

$$[\sigma_a] = 110(1+1000N_c^{-0,533})^{0,625} \qquad (7.9)$$

7.4.4.2. Расчетное число полных циклов при $N_c \le 105$

$$N_c = N_{co} + \sum_{i=1}^{n}\left[\frac{\left(\frac{\sigma_{aei}}{A_{Ti}\sigma_{ao}}\right)^{1,6}-1}{\left(\frac{\sigma_{ae}}{A_T\sigma_{ao}}\right)^{1,6}-1}\right]\cdot N_{ci}\ , \qquad (7.10)$$

где

N_{co} - число полных циклов с амплитудами эквивалентных напряжений σ_{ae}, n — число ступеней амплитуд эквивалентных напряжений σ_{aei} с числом циклов на каждой ступени равном N_{ci};

σ_{ae} - амплитуда эквивалентного напряжения на этапе расчета 3а,

Значение параметра σ_{ao} принимается 80 МПа для углеродистых и легированных неаустенитных сталей и 110 МПа - для аустенитной стали.

Примечание: При числе циклов *Nc* меньше 1000, рекомендуется принимать его равным 1000.

7.4.5. Если рабочие параметры транспортируемой среды не постоянны во времени, расчет циклической прочности трубопровода проводится при переменных значениях σ_{ae} . Для каждого i -го цикла с рабочими параметрами P_i, T_i определяются σ_{aei}. Затем расчет ведется по формуле (7.10), в которой под σ_{ae} понимаются значения амплитуды, соответствующие циклу с наибольшими рабочими параметрами.

7.4.6. При случайных колебаниях температуры и давления и отсутствии соответствующих статистических данных рекомендуется использовать так называемую температурную историю, в основе которой лежит вероятностная оценка условий эксплуатации в течение года. Каждый цикл характеризуется частотой повторения N_{ci} в определенном интервале времени τ_i и изменением температуры ΔT_i.

Температурная история имеет следующий вид:

τ_i	ΔT_i	N_{ci}
τ_i	ΔT_1	N_{c1}
τ_2	ΔT_2	N_{c2}
....	...	...
τ_k	ΔT_k	N_{ck}

и обычно строится в порядке убывания интервалов времени и изменений температуры, т.е.

$$\tau_1 > \tau_2 > ... > \tau_к,$$
$$\Delta T_1 > \Delta T_2 > ... > \Delta T_к,$$

причем ΔT_1 и τ_1 характеризуют цикл с наибольшим изменением температуры. Допускается не учитывать изменения температуры в пределах ±2.5% наибольшего значения, принятого в расчете.

Подразумевается, что амплитуда i-го цикла пропорциональна отношению ΔT_i / ΔT_1. и рассчитывается по формулам:

$$\sigma_{aei} = \frac{\Delta T_i}{\Delta T_1}\sigma_{ae1}, \quad i = 2,3,...,k, \quad \sigma_{ae1} = \sigma_{ae} \ . \qquad (7.11)$$

7.4.7. Длительная циклическая прочность высокотемпературного трубопровода на этапе 3б считается обеспеченной, если выполняется условие (7.7) и $\sigma_e \le 0{,}6[\sigma]$, где σ_e — максимальное эквивалентное напряжение на 2 этапе расчета.

7.4.8. Длительная циклическая прочность высокотемпературного трубопровода при $\sigma_e > 0{,}6\,[\sigma]$ обеспечена, если выполняется следующее условие суммирования повреждений от усталости и ползучести при установившемся температурном режиме:

$$\left[\frac{\left(\frac{\sigma_{ae}}{A_T\sigma_{ao}}\right)^{1,6} - 1}{\left(\frac{[\sigma_a]}{\sigma_{ao}}\right)^{1,6} - 1}\right]^{1,875} + \left[\frac{\sigma_e}{1{,}2[\sigma]}\right]^m \le D_c \ . \qquad (7.12)$$

В этой формуле

$$D_c = \begin{cases} 1-1{,}33\left[\dfrac{\sigma_e}{1{,}2[\sigma]}\right]^m & \text{при } 0 \le \left[\dfrac{\sigma_e}{1{,}2[\sigma]}\right]^m \le 0{,}3 \\ 0{,}43+0{,}57\left[\dfrac{\sigma_e}{1{,}2[\sigma]}\right]^m & \text{при } 0{,}3 \le \left[\dfrac{\sigma_e}{1{,}2[\sigma]}\right]^m \le 1{,}0 \end{cases},$$

σ_e — максимальное эквивалентное напряжение на 2 этапе расчета,

m – показатель степени в уравнении длительной прочности. При отсутствии справочных данных принимается равным 8.0.

Примечание. Допускается оценку длительной циклической прочности проводить по формуле:

$$\left(\frac{\sigma_{ae}}{A_T[\sigma_a]}\right)^3 + \frac{\sigma_e}{1{,}2[\sigma]} \le 1 . \qquad (7.13)$$

При $\dfrac{\sigma_e}{1{,}2[\sigma]} \le 0{,}5$ второе слагаемое в уравнении (7.13) не учитывается.

7.4.9. Расчет на длительную циклическую прочность проводится с использованием амплитуд эквивалентных напряжений σ_{ae}, полученных на этапе 3а без учета релаксации напряжений, и максимальных эквивалентных напряжений σ_e этапа 2, полученных с учетом коэффициента релаксации напряжений χ.

7.4.10. При оценке циклической прочности расчетный срок службы трубопровода рекомендуется принимать не менее 20 лет, если в задании на проектирование не оговорено иного срока.

7.5. Расчетные напряжения в трубах, отводах и тройниках (врезках).

7.5.1. Среднее окружное напряжение от внутреннего давления

$$\sigma = \frac{P[D-(t-C)]}{2\varphi(t-C)} k_i , \qquad (7.14)$$

Здесь:

D — наружный диаметр рассчитываемого сечения

φ — коэффициент прочности при наличии сварных швов, принимаемый согласно разделу 4.1.

k_i - коэффициент интенсификации напряжений.

7.5.2. Суммарное среднее осевое напряжение от внутреннего давления, осевой силы и изгибающего момента

$$\sigma_z = \sigma_{pz} \pm \sigma_{zM} \pm \sigma_{zN}, \tag{7.15}$$

Знак «+» здесь соответствует растяжению, а «-» - сжатию.

В формуле (7.15) среднее осевое напряжение от внутреннего давления

$$\sigma_{pz} = \frac{P[D-(t-C)]}{4\varphi(t-C)}, \tag{7.16}$$

напряжение от осевой силы

$$\sigma_{zN} = \frac{N}{A_p \varphi_w}, \tag{7.17}$$

коэффициент прочности при наличии поперечных сварных швов φ_w принимается согласно раздела 4.1(обычно φ_w = 0,8–0,9). Осевое напряжение от изгибающего момента

$$\sigma_{zM} = \frac{1}{\varphi_w W}\sqrt{(i_0 M_x)^2 + (i_i M_y)^2}, \tag{7.18}$$

Напряжение от кручения

$$\tau = \frac{M_z}{2W}. \tag{7.19}$$

7.5.3. Эквивалентные напряжения при оценке статической прочности

$$\sigma_e = \sqrt{\sigma^2 - \sigma\sigma_z + \sigma_z^2 + 3\tau^2}. \tag{7.20}$$

7.5.4. Амплитуды эквивалентных напряжений при расчете на циклическую прочность

$$\sigma_{ae} = 0{,}8\sqrt{\sigma^2 - \sigma\sigma_z + \sigma_z^2 + 3\tau^2}. \tag{7.21}$$

7.5.5. Напряжения в трубах определяются в соответствии с пунктами 7.5.1 7.5.4. При этом коэффициенты концентрации напряжений принимаются равными $k_i = i_o = i_i = 1$, а характеристики сечения определяются по формулам

$$\begin{aligned} W &= \frac{\pi}{4}(D-t)^2 \cdot t \\ A_p &= \pi(D-t)\cdot t \end{aligned} \tag{7.22}$$

7.5.6. Напряжение в отводах определяются в соответствии с пунктами 7.5.1 7.5.4 для двух крайних сечений А-А и Б-Б (черт. 7.1б). За расчетное эквивалентное напряжение принимается наибольшее из двух значений.

Коэффициент концентрации k_i определяется, согласно п.п. 5.2.1-5.2.4, а коэффициенты i_0 и i_i — по нижеприведенным формулам.

Для гнутых, крутоизогнутых и штампосварных отводов, стыкуемых с трубами на сварке

$$i_0 = \frac{0{,}75}{\lambda^{2/3}\omega_p}$$
$$i_i = \frac{0{,}9}{\lambda^{2/3}\omega_p} \quad . \tag{7.23}$$

Для отводов тех же конструкций, стыкуемых с прямыми трубами на фланцах (на обоих концах)

$$i_0 = \frac{0{,}75}{\lambda^{1/3}\omega_p}$$
$$i_i = \frac{0{,}9}{\lambda^{1/3}\omega_p} \quad . \tag{7.24}$$

Для отводов тех же конструкций, стыкуемых с трубами на фланце с одного конца и на сварке с другого

$$i_0 = \frac{0{,}75}{\lambda^{1/2}\omega_p}$$
$$i_i = \frac{0{,}9}{\lambda^{1/2}\omega_p} \quad . \tag{7.25}$$

Для секторных нормализованных отводов, стыкуемых с трубами на сварке

$$i_0 = i_i = \frac{0{,}9}{\lambda^{2/3}\omega_p} \quad . \tag{7.26}$$

В приведенных формулах:

$$\lambda = \frac{4Rt}{(D-t)^2} \quad ,$$
$$\omega_p = 1 + 3{,}25\left[\frac{P}{E_t}\left(\frac{D-t}{2t}\right)^{5/2}\left(\frac{2R}{D-t}\right)^{3/2}\right] . \tag{7.27}$$

Характеристики сечений W и A_p определяется по формулам 7.22.

7.5.7. Напряжения в тройниках определяются согласно пунктам 7.5.1 7.5.4 для сечений А-А, Б-Б и В-В (черт. 7.2б). За расчетное эквивалентное напряжение принимается наибольшее из трех полученных значений.

7.5.7.1. Коэффициенты концентрации кольцевых напряжений для сечений магистрали k_i=1/min(φ,φ_d), а для сечений ответвления k_i=1.

7.5.7.2. Концентрация напряжений изгиба в тройниках зависит от безразмерного параметра H.

Для сварных не усиленных тройников, конструкция которых соответствует черт. 5.4а:

$$H = \frac{2t}{(D-t)}. \qquad (7.28)$$

Для сварных тройников, усиленных накладкой с толщиной , конструкция которых соответствует черт. 5.3а

при $t_n \le 1{,}5t$

$$H = \frac{2(t+0{,}5t_n)^{5/2}}{t^{3/2}(D-t)}; \qquad (7.29)$$

при $t_n > 1{,}5t$

$$H = \frac{8t}{D-t}. \qquad (7.30)$$

Для штампованных и штампосварных тройников, конструкция которых соответствует черт. 5.3б

$$H = \frac{2t}{D-t}\left(1+\frac{2r}{D-t}\right). \qquad (7.31)$$

При расчете ответвления (сечение В-В) в эти формулы вместо номинальной толщины стенки подставляется эффективная t_e, определяемая согласно пункта 7.5.7.3.

7.5.7.3. При наличии внутреннего давления в трубопроводе (P≠0):

$$t_e = t\, t_R / t_{RD}, \qquad (7.32)$$

где t и t_R соответственно номинальная и расчетная толщины стенок магистрали, а t_{RD} берется как наибольшее из двух значений t_R и t_{R6} определяемых по формулам пунктов 5.1.1 и 5.4.1 для сечения магистрали.

При отсутствии внутреннего давления (P =0)

$$t_e = t\,\varphi_d / \varphi_{Rd}, \qquad (7.33)$$

Здесь φ_d вычисляется по формуле 5.14, а φ_{Rd} принимается наибольшим из двух значений φ_d и φ

$$\varphi_{Rd} = \max(\varphi_d; \varphi). \qquad (7.34)$$

7.5.7.4. Коэффициенты концентрации напряжений изгиба при действии изгибающего момента из плоскости тройника:

- в сварном тройнике с отношением наружного диаметра ответвления к наружному диаметру магистрали $d/D > 0,5$

$$i_0 = \frac{1,35}{H^{2/3}\omega_p}; \qquad (7.35)$$

-в сварном тройнике с отношением $d/D \le 0,5$, а также в штампованном (штампосварном) тройнике

$$i_0 = \frac{0,9}{H^{2/3}\omega_p}. \qquad (7.36)$$

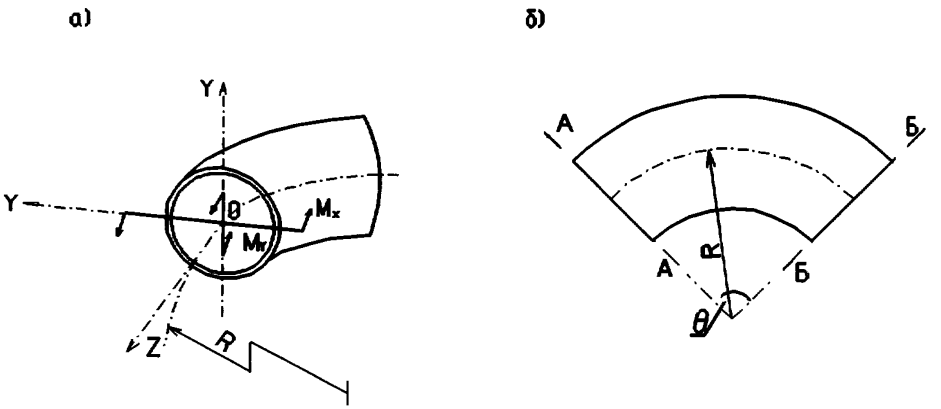
Коэффициенты концентрации напряжений изгиба при действии изгибающего момента в плоскости тройника независимо от его конструкции и отношения d/D

$$i_i = 0,75i_o + 0,25. \qquad (7.37)$$

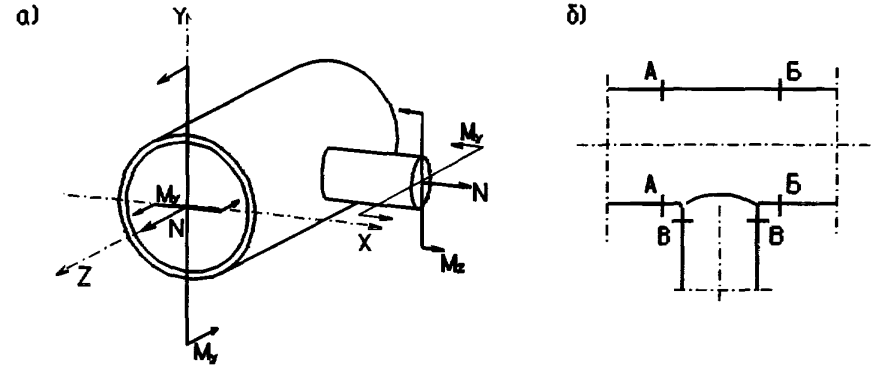
Безразмерный параметр ω_p в формулах 7.35 – 7.36 определяется по формуле 7.27, в которую вместо R подставляется

$$R = \frac{1}{2}(D - t).$$

Причем характеристики сечения D и t относятся к магистрали.



Черт. 7.1. Расчетная схема отвода
а – схема нагружения; б – расчетные сечения



Черт. 7.2. Расчетная схема тройникового соединения
а — схема нагружения; б — расчетные сечения

7.5.7.5. Характеристики сечения при расчете магистрали (сечения А-А и Б-Б) определяются по формулам 7.22, а при расчете ответвления (сечение В-В) по формулам

$$W = \pi(d - t_b)^2 \cdot t_{Rd}$$
$$A_p = \pi(d - t_b) \cdot t_{Rd} \quad , \qquad (7.38)$$

в которых t_{Rd} принимается как наименьшее из двух значений t_e и $t_b i_i$

$$t_{Rd} = \min (t_e; t_b i_i).$$

7.5.7.6. Врезки, конструкция которых соответствует черт. 5.3а и 5.4а, рассчитываются по формулам сварных тройников.

8. Расчет трубопровода на вибрацию

8.1. Расчет собственных частот

8.1.1. Анализ собственных частот и форм колебаний трубопровода проводится для оценки его вибропрочности и возможных путей отстройки от детерминированных частот возмущения. Методы анализа не зависят от диапазонов давления и температуры.

При оценках вибропрочности трубопровода следует учитывать все собственные частоты в энергетически значимом диапазоне, но не более 100 Гц.

8.1.2. Расчет собственных частот осуществляется по стержневой схеме с учетом массы рабочего вещества и изоляции. Арматура рассматривается как сосредоточенная масса. В расчетах учитывается повышенная гибкость криволинейных участков трубопровода —отводов и тройниковых соединений.

При аппроксимации формы собственных колебаний число расчетных сечений, где сосредотачивается масса участков, должно быть достаточным для описания необходимого числа форм колебаний. Сечения приведения масс должны находиться также в местах приложения вибрационных нагрузок. При определенных условиях следует рассматривать несколько вариантов разбивки трубопровода на сосредоточенные массы, чтобы уточнить значения собственных частот.

Примечание. Для сложных разветвленных систем трубопроводов могут быть использованы специальные компьютерные программы.

8.1.3. Значения собственных частот определяется численным решением линейной алгебраической задачи о собственных значениях:

$$\det\left|[K]-\omega_i^2\cdot[M]\right|=0 \quad , \tag{8.1}$$

где $\omega_i = 2\pi f_i$ - круговая частота i-той формы собственных колебаний,

$[K]$ — симметричная матрица жесткости,

$[M]$ — диагональная матрица масс.

Примечание. Расчет собственных частот проводится без учета демпфирования колебаний.

8.1.4. Для трубопровода, рассматриваемого как стержень с постоянным поперечным сечением на двух опорах, собственная частота f_i, соответствующая i-той форме собственных колебаний:

$$f_i = \frac{10^{-3}}{2\pi}\cdot\frac{K_i^2}{L^2}\sqrt{\frac{EI}{m}}, \tag{8.2}$$

где K_i — тый корень частотного уравнения;

L — длина трубопровода между опорами, м;

$I = \pi(D^4 - D_i^4)/64$, мм^4;

m — погонная масса трубопровода с учетом изоляции и рабочего вещества, кг/м.

Основные расчетные схемы для однопролетного трубопровода и соответствующие значения K_i приведены в табл. 8.1.

Примечание. Растягивающее осевое усилие повышает, а сжимающее - понижает собственную частоту. Этот фактор может играть заметную роль для первой формы колебаний. Для трубы с двумя шарнирными опорами значение первой собственной частоты с учетом осевой силы N

$$f_i = 10^{-3}\frac{\pi}{2L^2}\sqrt{\frac{EI}{m}(1+N/N_{cr})}, \qquad (8.3)$$

где $N_{cr}=10^{-6}\pi^2 EI/L^2$ - критическая нагрузка при сжатии стержня, *Н*.

8.1.5. Для трубопровода по п. 8.1.4, но с дополнительной сосредоточенной массой, собственная частота

$$f_i = \frac{10^{-3}}{2\pi}\cdot\frac{K_i^2}{L^2}\sqrt{\frac{EI}{m\left(1+\frac{K_q Q}{mL}\right)}}, \qquad (8.4)$$

где Q – сосредоточенная масса, кг, K_q – поправочный коэффициент, значения которого приведены в табл. 8.2.

8.1.6. Для трубопровода с большим числом пролетов равной длины собственная частота

$$f_i = \frac{10^{-3}}{2\pi}\cdot\frac{K_{in}^2}{L^2}\sqrt{\frac{EI}{m}}, \qquad (8.5)$$

где K_{in} – i-тый корень характеристического уравнения из таблицы 8.3.

Низшую собственную частоту многопролетного трубопровода с пролетами различной длины можно оценивать по наибольшему пролету. Если этот пролет крайний, то дополнительно оценивается собственная частота внутреннего пролета максимальной длины и из двух полученных значений выбирается наименьшее.

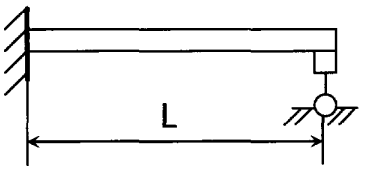
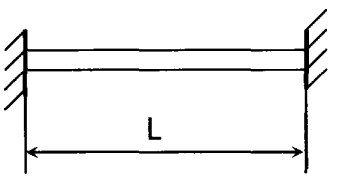
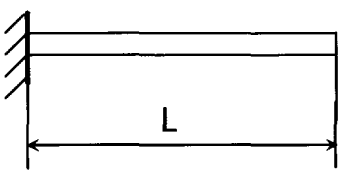
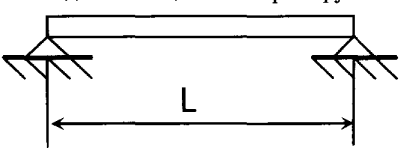
8.1.7. В таблицах 8.1 и 8.2 для Г, Z и П-образных поворотов в числителе приведены значения поправочных коэффициентов для расчета колебаний в плоскости поворота (рисунка), а в знаменателе - из этой плоскости.

Частотные коэффициенты K_i для вычисления собственных частот колебаний трубопровода с одним пролетом

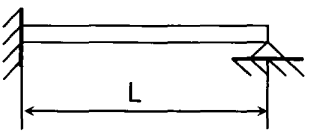
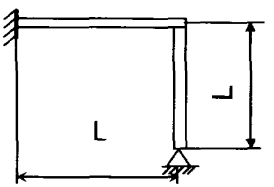
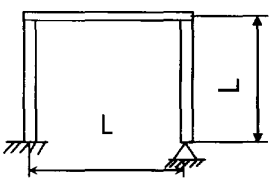
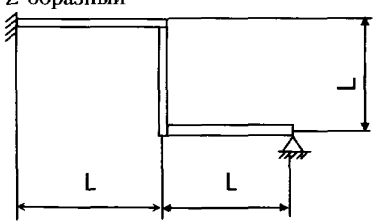
Таблица 8.1

Тип проекта трубопровода	Формулы расчета	Значение K_i частоты	
		первой	второй
Шарнир-шарнир 	πm где m=1, 2, 3...	3,14	6,28

Продолжение табл. 8.1

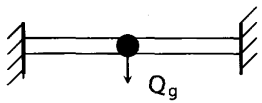
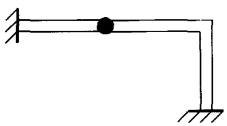
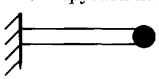
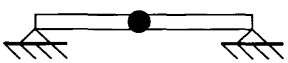
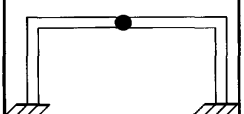
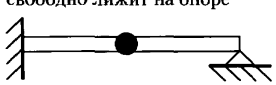
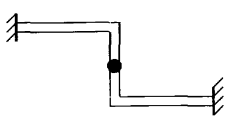
Тип проекта трубопровода	Формулы расчета	Значение K_i частоты	
		первой	второй
Шарнир-заделка 	$\pi(4m+1)/4$	3,93	7,07
Заделка-заделка 	$\pi(2m-1)/2$	4,71	7,85
Заделка-консоль 	$\pi(2m+1)/2$	1,57	4,71
Свободно лежащая на опорах труба 	πm	3,14	6,28

Продолжение табл. 8.1

Тип проекта трубопровода	Формулы расчета	Значение K_i частоты	
		первой	второй
Один конец защемлен, а другой свободно лежит на опоре 	$\pi(4m+1)/4$	3,93	7,07
Г-образный 	-	$\frac{3,93}{1,93}$	-
П-образный 	-	$\frac{1,76}{1,41}$	-
Z-образный 	-	$\frac{1,67}{1,50}$	-

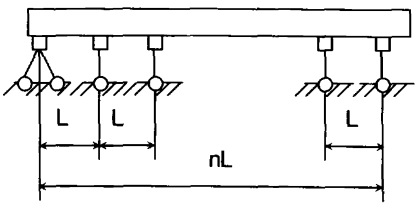
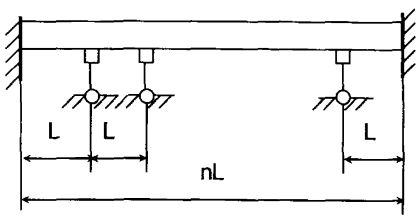
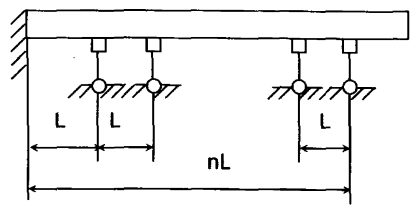
Поправочные коэффициенты K_q для учета сосредоточенной массы в уравнении (8.4)

Таблица 8.2

Тип трубопровода	Коэффициент K_q	Тип трубопровода (плечи равные)	Коэффициент K_q
Заделка-заделка 	2,7	Г-образный 	0,28
Консоль с нагрузкой на конце 	3,9		
Свободно лежащая на опорах труба 	2,0	П-образный 	0,60 / 0,70
Один конец защемлен, а другой свободно лижит на опоре 	2,3	Z-образный 	0,66 / 0,68

Частотные коэффициенты K_{in} для трубопроводов с пролетами равной длины

Таблица 8.3

Схема закрепления трубопровода Число пролетов	Число пролетов	Номер гармоники				
		1	2	3	4	5
	1	3,14	6,28	9,42	12,57	15,70
	2	3,14	3,93	6,30	7,06	9,42
	3	3,14	3,55	4,30	4,30	6,70
	4	3,14	2,39	3,92	4,46	6.28
	5	3,14	3.30	3,70	4,15	4,55
	10	3,14	3,20	3,30	3,48	3,70
	1	4,73	7,85	10,99	14,14	17,28
	2	3,93	4,74	7,07	7,68	10,21
	3	3,55	4,30	4,74	6,69	7,45
	4	3,39	3,93	4,46	4,74	6,53
	5	3,30	3,71	4,15	4,55	4,74
	10	3,20	3,30	3,49	3,70	3,93
	1	3,93	7,97	10,21	11,35	16,49
	2	3,39	4,46	6,53	7,60	9,68
	3	3,27	3,93	4,59	6,41	7,07
	4	3,20	3,64	4,21	4,65	6,35
	5	3,20	3,49	3,93	4,37	4,68
	10	3,14	3,24	3,46	3,58	3,80

8.2. Расчет вынужденных колебаний трубопровода

8.2.1. Для количественных оценок сопротивления усталости при вибрациях и амплитуд вибрационных перемещений в характерных сечениях проводят расчет вынужденных изгибных колебаний трубопровода. При этом используются данные о динамичес-

ких нагрузках, полученные в соответствии с разделом 2.2. При отсутствии достоверных данных о характеристиках нагрузок, возбуждающих вибрации, расчет вынужденных колебаний проводят с использованием результатов специальных испытаний.

8.2.2. Расчет проводится в линейной постановке для детерминированных кинематических и силовых воздействий, заданных в полигармоническом виде. Учитывается возможность сдвига фаз между нагрузками в различных сечениях трубопровода. Рассматриваются установившиеся колебания системы при рабочих параметрах. Опоры моделируются линейно-упругими связями. Значение коэффициента относительного демпфирования принимается 0,02.

8.2.3. Расчет проводится спектральным методом с разложением по формам собственных колебаний трубопровода. Определяются амплитудно-частотные характеристики перемещений в расчетных сечениях, а также вибрационных нагрузок на опоры, подвески и оборудование.

8.2.4. Расчет напряжений при вынужденных колебаниях осуществляется по формулам этапа 3а. При этом учитываются размахи колебаний внешних нагрузок и внутреннего давления для всех рассматриваемых возмущающих частот. Амплитуды эквивалентных напряжений в характерных сечениях трубопровода представляются в спектральной форме.

8.2.5. Для приближенной оценки вибрации в трубопроводах с первой собственной частотой до 60 Гц можно воспользоваться методом «динамической жесткости». Согласно этому методу определяется отношение первой собственной частоты f_i и частот возбуждающих нагрузок f_{ip}. С помощью этого отношения по чертежу 8.1 находится коэффициент динамичности K_{id}. Значения возмущающих нагрузок с i -той частотой умножаются на соответствующий коэффициент динамичности. Далее проводится расчет трубопровода на прочность по формулам этапа 3а.

8.3. Критерии вибропрочности

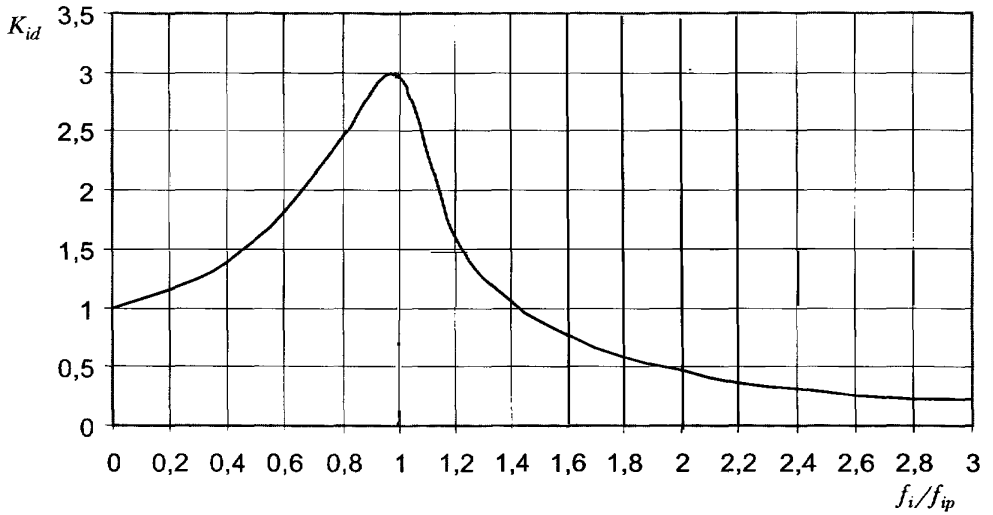
8.3.1. Основным средством обеспечения вибропрочности трубопровода является отстройка собственных частот f_i от частот возбуждающих нагрузок f_{ip}. При этом должны выполняться условия:

$$f_i / f_{ip} \le 0{,}7 \text{ и } f_i / f_{ip} \ge 1{,}3 \qquad (8.6)$$

8.3.2. Амплитуды вибронапряжений на различных частотах определяются в результате расчета вынужденных колебаний трубопровода (п. 8.2.4). При оценке вибропрочности для каждого характерного сечения находят максимальную амплитуду эквивалентных вибронапряжений (σ_{aev}), которая получается в результате наложения различных форм колебаний.

8.3.3. Оценка вибропрочности проводится из условия, что при начальном и конечном размерах трещины (трещиноподобного дефекта) под действием вибронапряже-

ний не достигается величина порога усталости. Такое допущение справедливо, когда число вибрационных циклов превышает 107 за время эксплуатации трубопровода. Достижение порогового значения коэффициента интенсивности напряжений при вибрациях означает разрушение трубопровода за существенно меньший период времени, чем расчетный (10-30 лет).



Черт. 8.1. Схема определения коэффициента K_{id} при $K_{id\,max}$ =3,0

Для исходной полукруговой микротрещины при коэффициенте раскрытия, равном 1,0 допускаемая амплитуда вибронапряжений находится из условия:

$$[\sigma_{aev}] = K_{aeth} / \sqrt{0{,}0005\pi a_o}\,, \qquad (8.7)$$

где

K_{aeth} – эффективное значение амплитуды порогового коэффициента интенсивности напряжений при усталости, K_{aeth} = 1–2 МПа м$^{1/2}$,

a_o – радиус полукруговой трещины, a_o = 0,1–0,5 мм.

Наряду с допускаемым в расчетах учитывается безопасный уровень вибронапряжений, для которых при реальных размерах поверхностной усталостной трещины порог усталости не достижим. Для оценки этих напряжений можно воспользоваться условием:

$$\{\sigma_{aev}\} = K_{aeth} / \sqrt{0{,}0005\pi a_f}\,, \qquad (8.8)$$

где a_f — максимально допустимый радиус полукруговой трещины, соответствующий половине номинальной толщины стенки элемента.

Для оценочных расчетов можно принимать $[\sigma_{aev}]$ = 70 МПа и $\{\sigma_{aev}\}$ = 30 МПа.

Примечание. Допущение о полукруговом фронте трещины идет в запас прочности, если ее радиус равен полудлине, определенной на поверхности элемента.

8.3.4. Расчетное число полных циклов пусков-остановов трубопроводов с умеренной температурой должно быть меньше допускаемого:

$$N_c \le [N], \qquad (8.9)$$

где $[N]$ в зависимости от амплитуды вибронапряжений и марки материала определяется по формулам (8.10) — (8.12).

При $\sigma_{aev} \le \{\sigma_{aev}\}$

- для углеродистой и легированной стали

$$[N]_1 = \frac{5{,}9\cdot 10^5}{\left[\left(\frac{\sigma_{ae}+\sigma_{aev}}{80A_T}\right)^{1{,}6} - 1\right]^{1/875}}; \qquad (8.10)$$

- для аустенитной стали

$$[N]_1 = \frac{4{,}2\cdot 10^5}{\left[\left(\frac{\sigma_{ae}+\sigma_{aev}}{110A_T}\right)^{1{,}6} - 1\right]^{1/875}}. \qquad (8.11)$$

При $\{\sigma_{aev}\} < \sigma_{aev} < [\sigma_{aev}]$ для всех сталей

$$[N]_2 = [N]_1\left(1 - \frac{\frac{\sigma_{aev}}{A_T} - \{\sigma_{aev}\}}{[\sigma_{aev}] - \{\sigma_{aev}\}}\right). \qquad (8.12)$$

При $\sigma_{aev} < [\sigma_{aev}]$ для стальных трубопроводов эксплуатация недопустима.

8.3.5. Для высокотемпературных трубопроводов в условиях вибрации при $\sigma_e \le 0{,}6[\sigma]$ должно выполняться условие (8.9), а при $\sigma_e > 0{,}6[\sigma]$:

$$\frac{N_c}{[N]_k} + \frac{\sigma_e}{1{,}2[\sigma]} \le 1,$$

где $[N]_k$ (k = 1, 2) определяется согласно п. 8.3.4.

8.3.6. Для типовых трубопроводов в качестве критерия вибропрочности могут быть использованы допустимые амплитуды перемещений в характерных сечениях трубопровода.

Приложение 1. Расчет длины пролета трубопровода

1.1. Предварительную расстановку опор рекомендуется осуществлять в соответствии с данным Приложением. При этом следует различать средние и крайние пролеты: крайним считается пролет, примыкающий к неподвижной опоре или компенсатору. Длина крайних пролетов обычно не превышает 80% от длины средних.

1.2. Расстояния между промежуточными опорами определяются из расчета трубопровода как неразрезной многопролетной балки нагруженной равномерно-распред еленной нагрузкой. Для любого среднего пролета должны одновременно выполняться два условия: прочности и допустимого прогиба.

Условия прочности — напряжения изгиба от веса трубопровода не должно превышать допускаемых как в рабочем состоянии, так и при испытаниях

$$l_{cp} = \sqrt{\frac{15\sigma W\varphi_w}{q}}. \qquad (1)$$

В этой формуле

σ — допускаемое напряжение от веса трубопровода, МПа,

q — вес одного метра длины трубопровода в рабочем состоянии (определяется в соответствии с разделом 2.1 настоящего стандарта) или в состоянии испытаний, *Н/м*,

W— момент сопротивления сечения трубы изгибу, *см*^{3},

$$W = \frac{\pi(D-t)^2 t}{4}$$

В рабочем состоянии допускаемое напряжение составляет

$$\sigma = 1{,}1[\sigma] - \frac{P_{раб}(D-2t)^2}{4(d-t)t\varphi},$$

а при испытаниях

$$\sigma = 1{,}5[\sigma] - \frac{P_{исп}(D-2t)^2}{4(d-t)t\varphi},$$

Таким образом, при расчете по формуле (1) получаются два значения для рабочего состояния и состояния испытаний.

Условия допустимого прогиба - описываются системой двух уравнений

$$\begin{cases} \frac{q}{24EI}\left(l_{cp}^2 x^2 - 2l_{cp}x^3 + x^4\right) - ix = 0{,}02D_N \\ \frac{q}{24EI}\left(2l_{cp}^2 x - 6l_{cp}x^2 + 4x^3\right) - i = 0 \end{cases} . \qquad (2)$$

Первое уравнение — соблюдение допустимого прогиба в пролете, равного согласно требованиям СНиП $0{,}02D_N$, второе — предотвращение образования обратного уклона, который может привести к созданию «мешков» при остывании трубопровода.

В приведенных уравнениях

l_{cp} — длина пролета, *см*,

x — расстояние от левого конца пролета до места с максимальным прогибом, см,

i — уклон трубопровода, принимаемый согласно пункту 5.1.4 ПБ 03-585-03,

D_N — условный диаметр, *см*.

Из трех значений l_{cp}, полученных по условиям прочности (в рабочем состоянии и при испытаниях) и допустимого прогиба (условие жесткости), выбирается наименьшее.

Приложение 2. Учет пониженной жесткости элементов [1]

2.1. Отводы

2.1.1. При поверочном расчете трубопровода на прочность обычно учитывается повышенная гибкость (пониженная жесткость) отводов в результате овализации их сечений при изгибе.

2.1.2. Коэффициент гибкости отвода соединенного с прямыми трубами на концах при $\lambda > 2{,}2$ равен 1,0 , а при $\lambda \le 2{,}2$ вычисляется по формуле:

$$K_p^* = K_p \zeta , \qquad (1)$$

где

K_p — коэффициент гибкости без учета условий закрепления на концах;

ζ — коэффициент, учитывающий жесткость прямых труб на концах отвода.

2.1.3. Коэффициент гибкости

$$K_p = \frac{1{,}65}{\lambda\left(1+1{,}5\omega/\lambda^2\right)^{0{,}5}}, \qquad (2)$$

где $\omega = 3{,}64\dfrac{PR^2}{E_t(D-t)t}$, а λ определяется, согласно пункту 7.5.6.

2.1.4.Величина ζ при $\lambda \le 1{,}65$

$$\zeta = \frac{1}{1+\psi^{1,5}}\left[\frac{\lambda}{1{,}65}+\psi^{1,5}\left(1-\frac{\lambda}{1{,}65}\right)^5\right], \qquad (3)$$

где $\psi = \theta\sqrt{2R/(D-t)}$, θ — центральный угол отвода (рад), R — радиус гиба. При $\lambda > 1{,}65$ величина ζ полагается равной 1,0.

2.2. Т-образные сварные соединения

2.2.1. При поверочных расчетах трубопроводных систем рекомендуется учитывать пониженную жесткость штуцеров (ответвлений) Т-образных сварных соединений при изгибе и кручении.

2.2.2. Углы поворота в узле A (черт. 1) от приложенных к штуцеру изгибающих моментов в плоскости соединения (M_{ib}) и в перпендикулярной ей плоскости (M_{ob}), а также от крутящего момента (M_{zb}) подсчитываются по формулам:

$$\theta_{ib} = \left[0{,}2F^{0{,}5}(D/t)^{1{,}5} - 0{,}5D/d\right]\frac{M_{ib}d}{EI_b}, \qquad (4)$$

$$\theta_{ob} = \left[0{,}1F^{0{,}5}(D/t)^{1{,}5} - 0{,}5D/d\right]\frac{M_{ob}d}{EI_b}, \qquad (5)$$

$$\theta_{zb} = \left[0{,}06F^{4}(D/t)^{1{,}5} - 0{,}5D/d\right]\frac{M_{zb}d}{GI_{pb}}, \qquad (6)$$

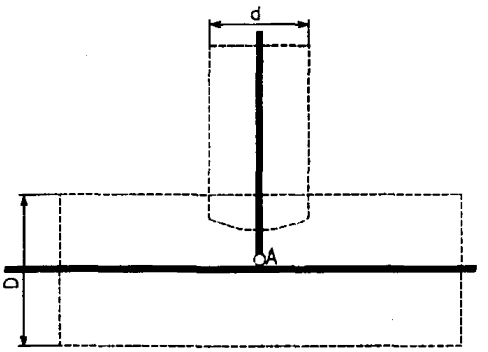
где

I_b, I_{pb} — моменты инерции сечения штуцера при изгибе и кручении,

$F = dt_b/D_t$,

t_b — номинальная толщина стенки штуцера.

2.2.3. При присоединении трубопровода к аппарату допускается определять углы поворота штуцера аппарата по формулам (4)-(6), полагая в них член 0,5 D/d равным нулю.



Черт.1. Расчетная схема Т-образного сварного соединения

Угловые податливости соединения (величины, обратные жесткостям) рассчитываются по формулам

$$\lambda_{ib} = \left[0{,}2F^{0{,}5}D/t - 0{,}5D/d\right]\frac{d}{EI_b},$$

$$\lambda_{ob} = \left[0{,}1F^{0{,}5}(D/t)^{1{,}5} - 0{,}5D/d\right]\frac{d}{EI_b}, \qquad (7)$$

$$\lambda_{zb} = \left[0{,}06F^{4}(D/t)^{1{,}5} - 0{,}5D/d\right]\frac{d}{GI_{pb}}.$$

Приложение 3. Выбор фланцевых соединений [1]

3.1. Типы фланцевых соединений и рекомендуемые области применения

Используемые в трубопроводных системах фланцевые соединения различаются

- по конструктивному исполнению (приварные в стык, плоские, резьбовые и т.д.),
- типу привалочной поверхности (плоская, выступ-впадина, шип-паз, под овальные, восьмигранные, линзовые прокладки)
- типу и материалу прокладки.

Области применения различных типов фланцевых соединений регламентируются нормативными документами, а также распространяющимися на данный конкретный трубопровод дополнительными общими техническими требованиями к конструкции и материалам.

3.2. Расчетные условия и выбор нормализованных фланцев

Как правило, при проектировании трубопроводов используются нормализованные фланцевые соединения. Выбор нормализованного фланцевого соединения производится в зависимости от типа соединения, условного диаметра D_N и условного давления P_N, с учетом тех или иных специальных требований, которые могут предъявляться к фланцевым соединениям трубопроводов.

При выборе нормализованных фланцевых соединений по существующим нормативным документам, обращают внимание на то, чтобы расчетная прибавка, использованная при разработке соответствующего нормативного документа, была бы не менее прибавки к расчетной толщине стенки, принятой в проекте трубопровода.

Кроме того, нормативные документы на фланцевые соединения, как правило, предполагают, что фланцы и болты (шпильки), выполнены из материалов одного класса, имеющих близкие коэффициенты линейного расширения. Поэтому, в случаях, если для каких-либо соединений, эксплуатируемых при повышенных температурах, эти требования не выполняются, их рассматривают как нетиповые и возможность их применения обосновывается специальными расчетами на прочность.

На фланцевые соединения трубопроводов, кроме внутреннего или наружного давления, могут действовать также осевая и перерезывающие силы, изгибающие и

крутящий моменты, величины которых определяются из расчета напряженно-деформированного состояния трубопровода в целом. При выборе нормализованного фланцевого соединения указанные силовые факторы учитываются при определении условного давления, по которому выбираются нормализованные фланцы:

$$P_N \geq P + \frac{4}{3{,}14G^2} \max\left\{\left(N + \frac{4|M|}{G}\right); 0\right\}, \qquad (1)$$

где:

$$M = \sqrt{M_x^2 + M_y^2}\ , Нмм; \qquad (2)$$

M_x, M_y — изгибающие моменты, действующие в двух взаимно перпендикулярных плоскостях, проходящих через ось трубы, *Н.мм;*

N — осевая сила, действующая на фланцевое соединение, H (при растяжении принимается со знаком «плюс»; при сжатии - «минус»);

G — эффективный диаметр прокладки, *мм.* Назначается в зависимости от ширины и формы сечения прокладки:

- для плоских прокладок шириной $b < 5$ *мм*, а также для прокладок овального или восьмигранного сечения G — средний диаметр прокладки;
- для плоских прокладок с наружным диаметром $D_н$ и шириной $b > 15$ *мм*:

$$G = D_н - 3{,}87\sqrt{b}\ , мм. \qquad (3)$$

Приложение 4. Выбор сильфонных и линзовых компенсаторов [1]

4.1. Условные обозначения

n — число гофров;

q — ширина гофра, мм;

c — расчетная прибавка к толщине стенки, мм;

C — длина гофрированной части одного сильфона в сдвиговом компенсаторе с вставкой, мм;

C_d, C_f, C_p — безразмерный коэффициент;

C_λ — осевая жесткость компенсатора, *Н/мм*;

C_γ — угловая жесткость компенсатора, *Нмм*;

$C_{\delta y}$ — сдвиговая жесткость компенсатора на действие силы V_y, *Н/мм*;

$C_{\delta m}$ — сдвиговая жесткость компенсатора на действие момента, *Н.мм/мм*;

$D_в$ — внутренний диаметр компенсатора, *мм*;

$D_н$ — наружный диаметр компенсатора, *мм*;

D_P — средний диаметр компенсатора, *мм*;

E — модуль упругости материала компенсатора, *МПа*;

H — высота гофра, *мм*;

K — безразмерный коэффициент;

K_e — коэффициент приведения напряжений;

L — длина компенсатора (расстояние между крайними точками гофр компенсатора), *мм*;

l — длина цилиндрической краевой зоны гибкого элемента, *мм*;

M_o — изгибающий момент, действующий на трубопровод при повороте компенсатора на угол γ, *Н мм*;

M_y — изгибающий момент, действующий на трубопровод при сдвиге компенсатора на величину δ_p, *Н мм*;

P — расчетное давление, *МПа*;

R — распорное усилие, *Н*;

S — номинальная толщина стенки компенсатора, *мм*;

V_y — перерезывающая сила, действующая на трубопровод при сдвиге компенсатора на величину δ_p, *Н мм*;

γ— угол поворота компенсатора, *рад;*

Δ_k — компенсирующая способность осевого (сдвигового) компенсатора, *мм*;

δ_p — боковое перемещение (деформация сдвига) компенсатора, *мм*;

λ_p — расчетное осевое перемещение, *мм*;

$\lambda_{пр}$ — приведенное расчетное осевое перемещение, *мм*;
λ_{γ} — эквивалентное перемещение от угла поворота, *мм*;
λ_{δ} — эквивалентное перемещение от сдвига, *мм*;
λ_{P} — расчетное радиальное или осевое перемещение, *мм*;
σ_{ae} — расчетная амплитуда условных упругих напряжений, *МПа*;
σ_{e} — максимальное эквивалентное напряжение, *МПа*;
$\sigma_{стр}$ — окружные мембранные напряжения от давления, *МПа*;
σ_{mbd} — осевые изгибные напряжения от перемещения, *МПа*;
σ_{mbp} — осевые изгибные напряжения от давления, *МПа*;
σ_{mmd} — осевые мембранные напряжения от перемещения, *МПа*;
σ_{mmp} — осевые мембранные напряжения от давления, *МПа*;
$[\sigma]$ — допускаемое напряжение для материала гибкого элемента при расчетной температуре, *МПа*;
$[\sigma^{20}]$ — допускаемое напряжение для материала гибкого элемента при нормальной температуре, *МПа*.

4.2. Типы компенсаторов и рекомендуемые области применения

Компенсаторы состоят из одного или нескольких гибких элементов (черт.1), набора деталей, предназначенных для крепления гибких элементов, восприятия тех или иных нагрузок, присоединения к трубопроводу и т.д.

В зависимости от характера перемещений, которые необходимо компенсировать, применяются следующие типы компенсаторов, схемы которых приведены на черт.2 и 3:

- осевые компенсаторы;
- поворотные компенсаторы;
- сдвиговые компенсаторы.

Могут использоваться также компенсаторы, выполняющие одновременно несколько функций: сдвиго-осевые, поворотно-осевые, сдвигово-поворотные, универсальные.

По конструктивно-технологическому исполнению гибкого элемента различают следующие типы компенсаторов: линзовые компенсаторы с гибкими элементами, сваренными из двух полулинз; сильфонные компенсаторы с гибкими элементами, полученными методом гидроформовки; компенсаторы с омегообразными гофрами и некоторые другие.

Выбор того или иного гибкого элемента определяется конструктивными соображениями и величиной расчетного давления. Так, линзовые компенсаторы обычно используются при давлениях до 1,0 МПа, сильфонные - до 2,5 МПа, компенсаторы с

омегообразоными гофрами - до 4,0 МПа. Кроме того, при больших давлениях (более 6,0 МПа) возможно использование компенсаторов с подкрепляющими кольцами и многослойных компенсаторов.

4.3. Учет влияния компенсаторов при расчете трубопровода

При расчете трубопровода в целом, компенсатор может рассматриваться, как элемент, характеризуемый, в зависимости от конструкции компенсатора, осевой, изгибной и/или сдвиговой жесткостью, определяемых по нормативным материалам на компенсаторы, либо по формулам п. 4.5 настоящего приложения.

Податливостью осевого компенсатора на сдвиг при расчете трубопровода в целом, как правило, можно пренебречь, даже если его конструкция допускает радиальные перемещения. Учитывать эту величину рекомендуется лишь в технически обоснованных случаях.

При расчете трубопровода учитывают, что давление, действующее на стенки гибких элементов осевого компенсатора, порождает распорное усилие, определяемое по формуле:

$$R = \frac{3{,}14P(D_н^2 - D_в^2)}{8}, H. \qquad (1)$$

В случаях поворотных и сдвиговых компенсаторов распорное усилие воспринимается стяжками компенсаторов. У осевых компенсаторов распорное усилие действует на участки трубопровода, примыкающие к компенсатору. Это усилие воспринимается опорами трубопровода, что учитывается при их расчете.

4.4. Расчетные условия и выбор компенсаторов

При использовании нормализованных компенсаторов, их выбор производится в зависимости от условного давления и компенсирующей способности при заданном числе циклов. При этом, компенсирующая способность осевого компенсатора должна быть не менее расчетного перемещения (осевого хода), поворотного — не менее расчетного угла поворота (углового хода), сдвигового — расчетного перемещения, перпендикулярного оси компенсатора (сдвига), определяемых на основании расчета трубопровода в целом.

При использовании ненормализованных компенсаторов, величины допускаемого давления и циклической долговечности компенсатора определяются на основании специального расчета (см. п. 4.6 настоящего приложения).

В случае, если осевой компенсатор (черт.2а) испытывает не только осевые перемещения, но также угловые перемещения и/или перемещения сдвига, то приведенное расчетное осевое перемещение при выборе компенсатора можно определять по формуле:

$$\lambda_{пр} = |\lambda_p| + \lambda_\gamma + \lambda_\delta, \text{ мм}, \quad (2)$$

где:

λ_γ — эквивалентное перемещение от угла поворота:

$$\lambda_\gamma = \frac{\gamma D_P}{2}, \text{ мм}, \quad (3)$$

λ_σ — эквивалентное перемещение от сдвига:

$$\lambda_\delta = \frac{3 D_p \delta_P}{L}, \text{ мм}, \quad (4)$$

D_P — средний диаметр компенсатора:

$$D_P = \frac{D_н + D_в}{2}, \text{ мм}. \quad (5)$$

В случае использования осевых компенсаторов в качестве элементов сдвиговых или поворотных компенсаторов, приведенные расчетные осевые перемещения для них могут быть определены по формулам:

- для поворотных компенсаторов (черт. 2б):

$$\lambda_{пр} = \frac{\gamma D_p}{2}, \text{ мм} \quad (6)$$

- для сдвиговых компенсаторов (черт. 3):

$$\lambda_{пр} = \frac{K \gamma D_p \delta_p}{2(L - C)}, \text{ мм} \quad (7)$$

где:

$$K = \frac{3L^2 - 3CL}{3L^2 - 6CL + 4C^2}. \quad (8)$$

4.5. Жесткость компенсатора

При известной осевой жесткости C, угловая жесткость компенсатора при повороте на угол (черт.2б) определяется по формуле:

$$C_\gamma = \frac{D_P^2}{8} C_\lambda, \text{ Н.мм}, \quad (9)$$

а изгибающий момент, действующий на трубопровод, соответственно, по формуле:

$$M_o = C_\gamma \cdot \gamma, \text{ Н.мм} \quad (10)$$

При сдвиге компенсатора на величину δ_P возникает перерезывающая сила V_Y и изгибающий момент M_Y (черт.3). Жесткость на действие силы V_Y:

$$C_{\delta y} = \frac{3D_p^2}{2L^2} C_\lambda \ , \quad Н/мм. \tag{11}$$

Жесткость на действие момента M_Y:

$$C_{\delta m} = \frac{3D_P^2}{4L} C_\lambda, \quad Н.мм/мм. \tag{12}$$

Перерезывающая сила и изгибающий момент, действующие на трубопровод при сдвиге компенсатора, соответственно равны:

$$V_Y = C_{\delta Y} \delta_p, \quad Н, \tag{13}$$

$$M_Y = C_{\delta m} \delta_p \ , \quad Н.мм. \tag{14}$$

Примечание. При расчете трубопроводов работу сдвиговых компенсаторов на изгиб допускается не учитывать.

В случае, если осевая жесткость сильфонного или линзового осевого компенсатора C_λ неизвестна, допускается определять ее по формуле:

$$C_\lambda = \frac{1{,}7 D_p E}{n C_f} \left[\frac{S}{H} \right]^3 , \quad Н/мм, \tag{15}$$

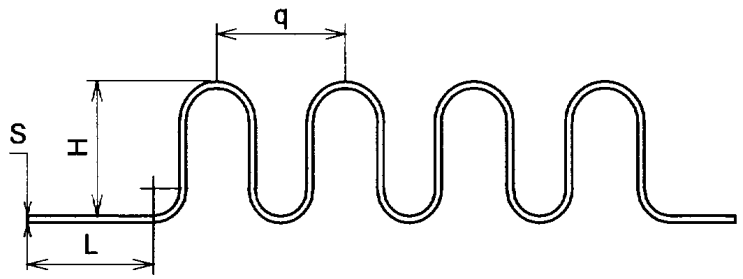
где:

H — высота гофра

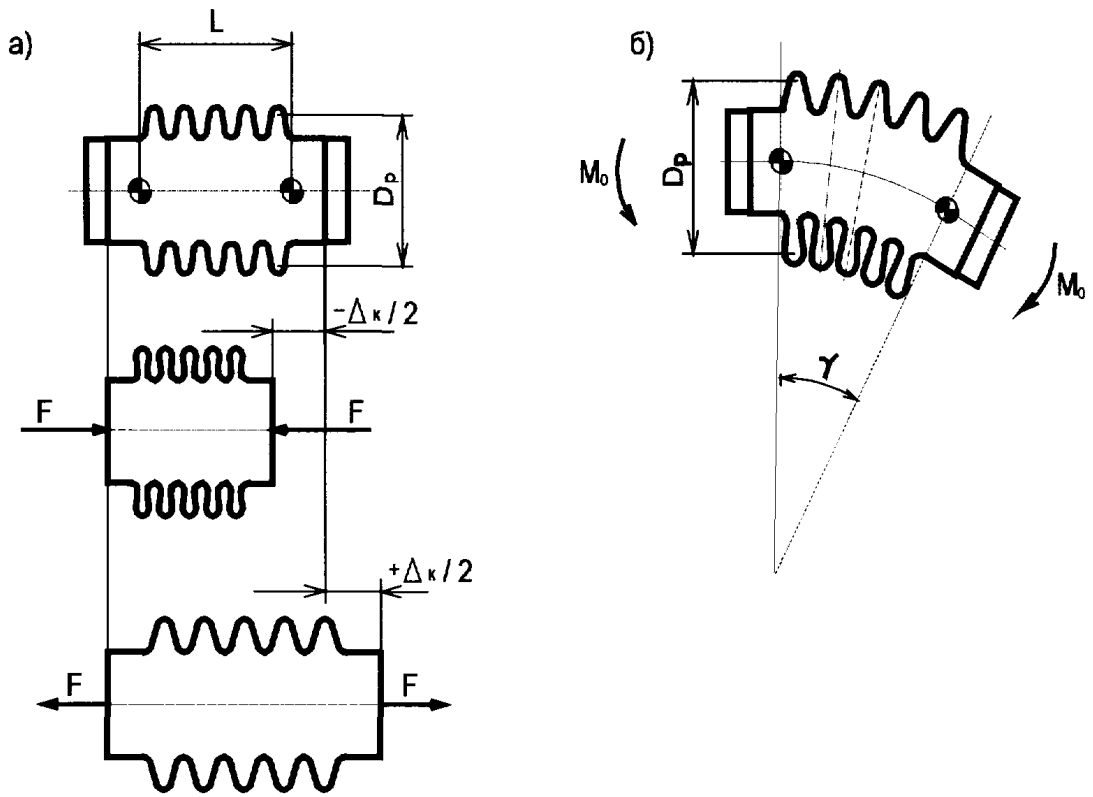
$$H = \frac{D_н - D_в}{2} , \tag{16а}$$

C_f — безразмерный коэффициент, определяемый по графику черт.4 в зависимости от безразмерных параметров

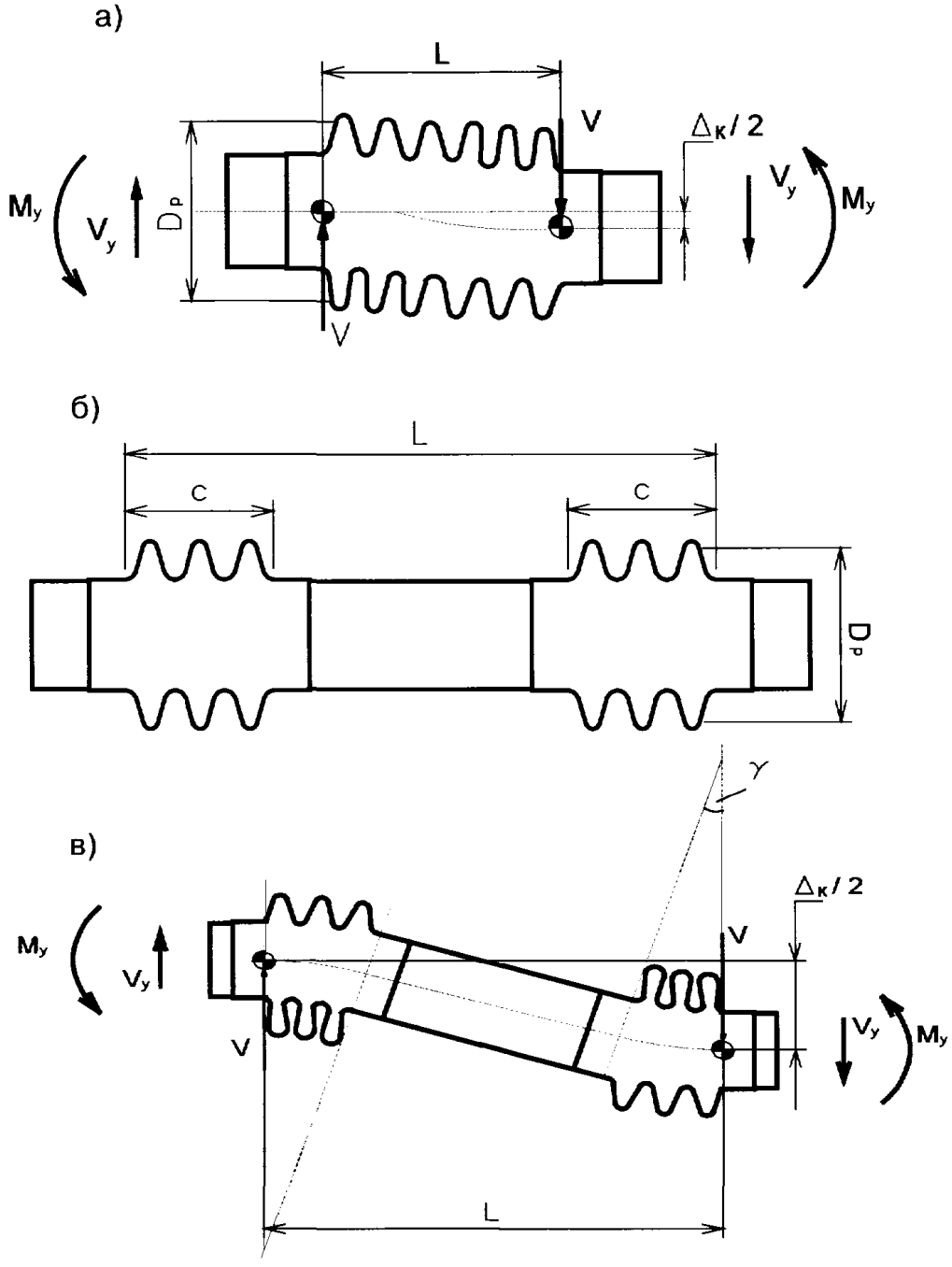
$$\alpha = \frac{q}{2H} \ \text{и} \ \beta = \frac{q}{2{,}2\sqrt{D_p S}} \tag{16б}$$



Черт. 1. Гибкий элемент компенсатора



Черт. 2. Схемы работы компенсаторов
а) осевого, б) поворотного (углового)



Черт. 3. Схемы работы сдвиговых компенсаторов
а) без промежуточной вставки
б) с промежуточной ставкой-трубой

4.6. Расчет гибких элементов ненормализованных сильфонных и линзовых компенсаторов на статическую и малоцикловую прочность

Гибкие элементы компенсаторов должны отвечать требованиям статической прочности при воздействии давления и обеспечивать необходимую компенсирующую способность при заданном числе циклов нагружения. Кроме того, сильфонные компенсаторы, в элементах которых действуют сжимающие напряжения, должны обеспечивать сохранение общей и местной устойчивости конструкции.

Напряжения от действия внутреннего давления в гибких элементах сильфонных и линзовых компенсаторов определяются по формулам:

- окружные мембранные напряжения:

$$\sigma_{стр} = \frac{P(D_в + H)}{(S-c)(1{,}14 + 4H/q}, МПа, \qquad (17)$$

- осевые мембранные напряжения:

$$\sigma_{mmp} = \frac{PH}{2(S-c)}, МПа, \qquad (18)$$

- осевые изгибные напряжения:

$$\sigma_{mbp} = \frac{PH^2 C_p}{2(S-c)^2}, МПа, \qquad (19)$$

где C_p — безразмерный коэффициент, определяемый по графику черт.5 в зависимости от безразмерных параметров α и β.

Допускается проводить более точное определение осевых изгибных напряжений от действия давления численными методами.

Условия статической прочности гибких элементов сильфонных и линзовых компенсаторов:

$$\sigma_{стр} \le [\sigma], МПа, \qquad (20)$$

$$\sigma_{mmp} \le [\sigma], МПа, \qquad (21)$$

$$\sigma_{mmp} + \sigma_{mbp} \le 2{,}5[\sigma], МПа. \qquad (22)$$

В случае, если длина цилиндрической краевой зоны гибкого элемента $l > 1{,}5\sqrt{(S-c)D_в}$, она дополнительно проверяется на прочность, как цилиндрическая труба, работающая под действием внутреннего давления. При $l < 1{,}5\sqrt{(S-c)D_в}$ напряжение в цилиндрической краевой зоне гибкого элемента должно отвечать условию:

$$\frac{PD_в}{2(S-c)}\left[\frac{l}{1{,}5\sqrt{(S-c)D_в}}\right]\le[\sigma],\ МПа. \qquad (23)$$

Напряжения от действия расчетного осевого перемещения в сильфонных и линзовых компенсаторах определяются численными методами. Допускается определять их по формулам:

- осевые мембранные напряжения

$$\sigma_{mmd}=\frac{E\lambda_{пр}}{2nC_fS}\left[\frac{S}{H}\right]^3,\ МПа, \qquad (24)$$

- осевые изгибные напряжения

$$\sigma_{mbd}=\frac{5ES\lambda_{пр}}{3H^2C_d},\ МПа, \qquad (25)$$

где C_f, C_d — безразмерные коэффициенты, определяемые по графикам черт. 4, 6 в зависимости от безразмерных параметров α и β.

Максимальное эквивалентное напряжение

$$\sigma_e=\left(\sigma_{mmp}+\sigma_{mbp}+\sigma_{mmd}+\sigma_{mbd}\right),\ МПа. \qquad (26)$$

Расчетная амплитуда условных упругих напряжений:

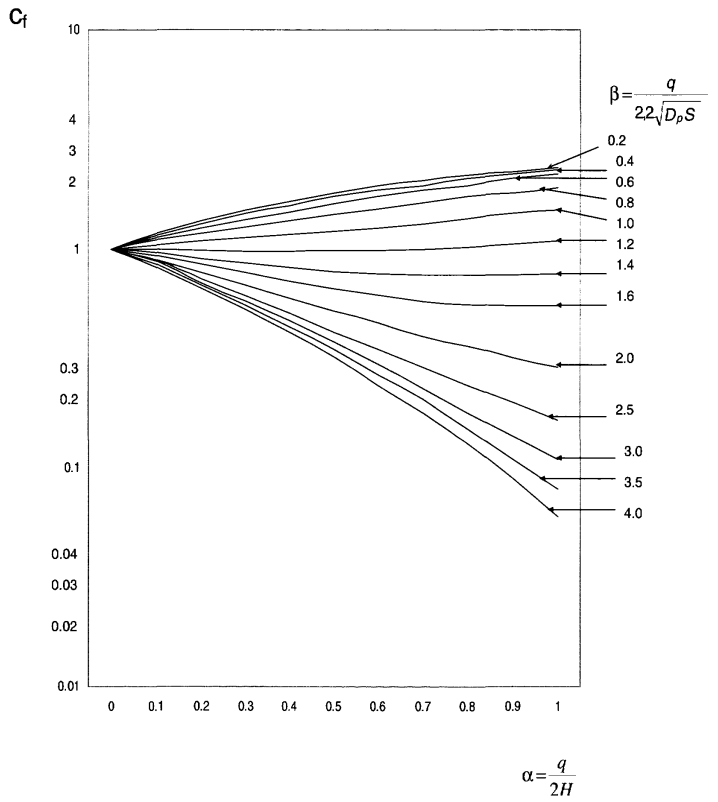
$$\sigma_{ae}=0{,}5A_TK_e\sigma_e,\ МПа \qquad (27)$$

Коэффициент приведения напряжений K_e для сильфонных компенсаторов, полученных методом гидроформовки и линзовых компенсаторов, сваренных из двух полулинз, рекомендуется принимать по нижеприведенной таблице

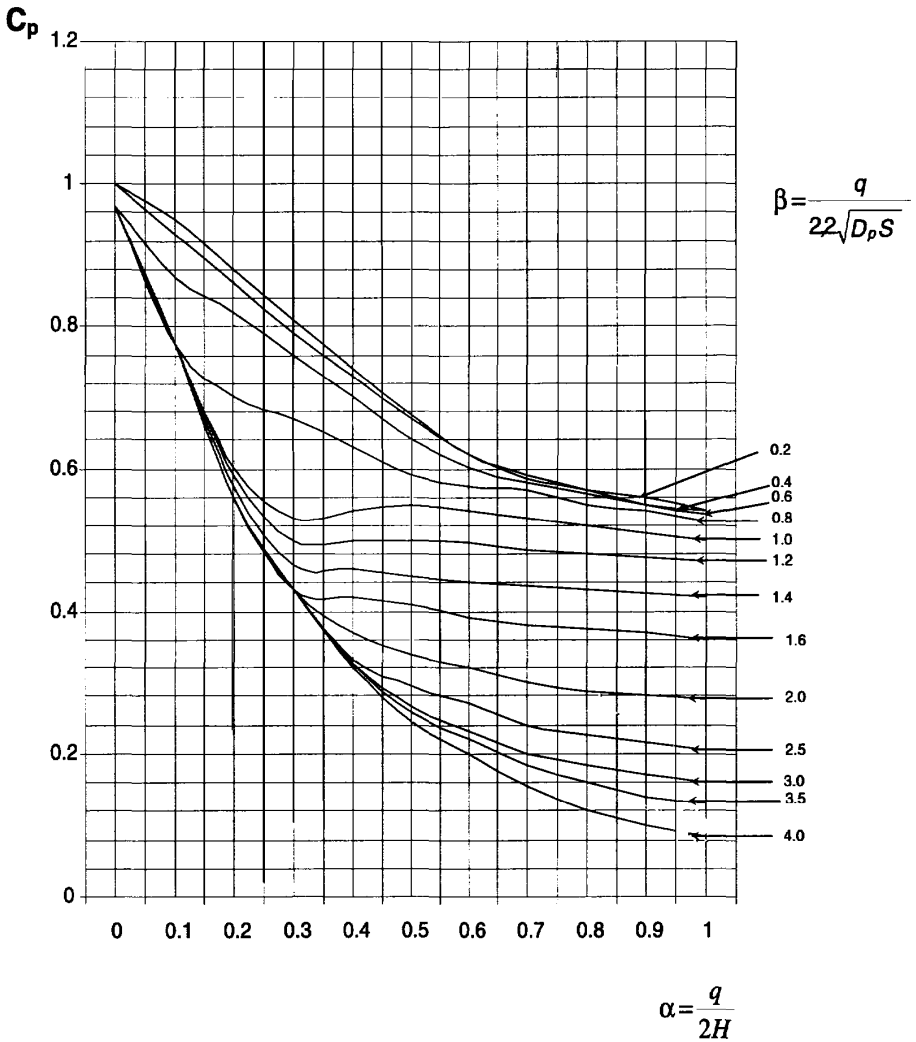
Материал гибкого элемента	Коэффициент приведения K_e	
	сильфонный компенсатор	линзовый компенсатор
Углеродистая и легированная неаустенитная сталь	1,2	2,2
Аустенитная сталь	1,05	2,0

Коэффициент A_T принимается согласно пункту 7.4.4 настоящего стандарта.

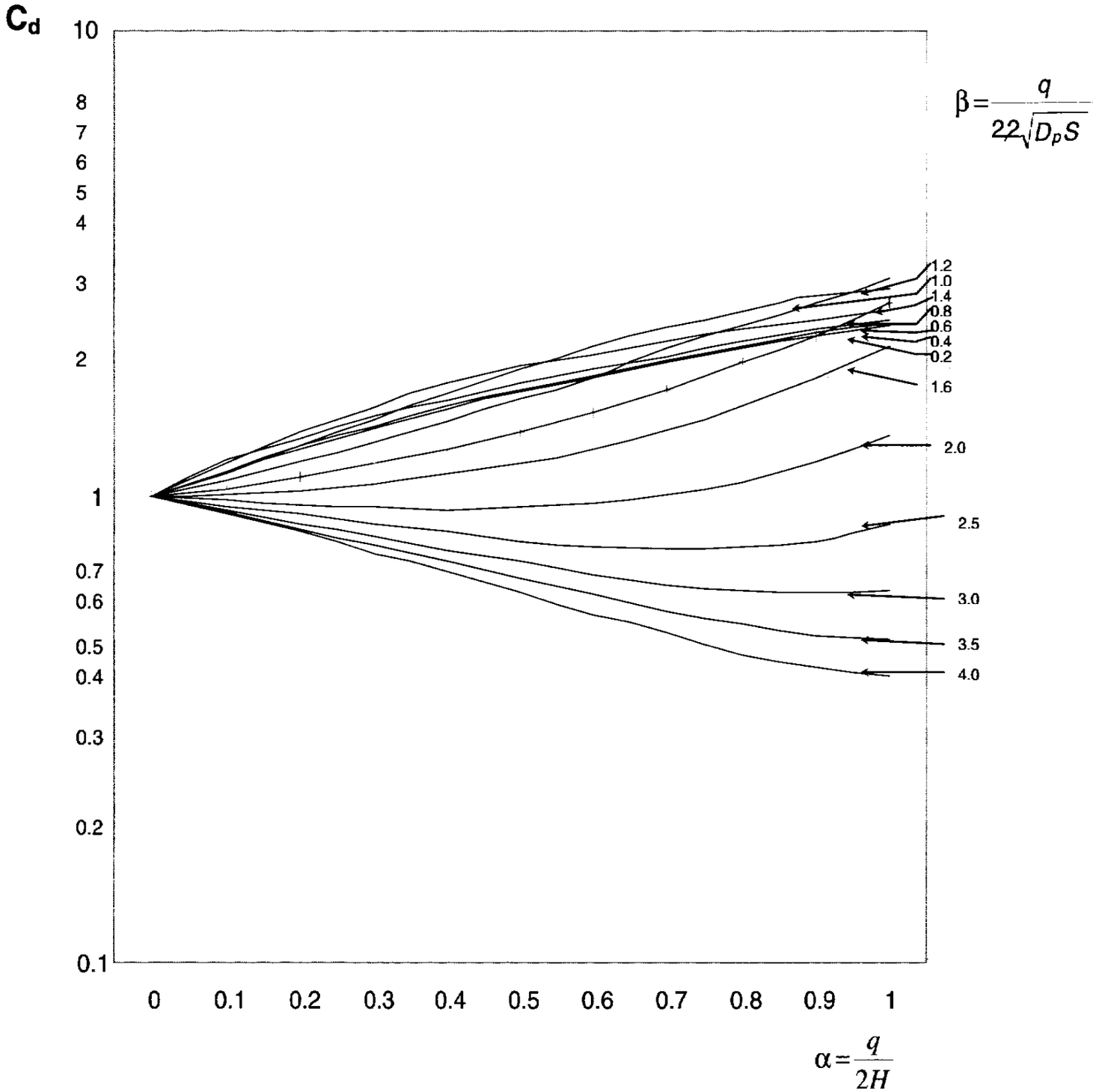
В случае, если расчетная амплитуда условных упругих напряжений, определенная по формуле (27), не превышает величины 3[σ], дальнейшая проверка на циклическую прочность проводится по п.п.7.4.4-7.4.10 стандарта с использованием полученных выше величин σ_e и σ_{ae}. В противном случае, определение напряженно-деформированного состояния гибких элементов компенсаторов выполняется численными методами с учетом геометрической и физической нелинейности.



Черт. 4. Графики для определения коэффициента C_f



Черт. 5. Графики для определения коэффициента C_p



Черт. 6. Графики для определения коэффициента C_d

Приложение 5. Расчетно-экспериментальные методы и средства защиты трубопроводов от вибрации

5.1. Технические решения по снижению пульсации потоков, вибрации трубопроводов и виброзащите окружающих объектов

Снижение вибрации производится путем уменьшения или снятия возмущающих воздействий. При этом необходимо в первую очередь устранить резонансные колебания пульсирующего потока и отстроить от возможного совпадения резонансов потока и механической системы.

Известны следующие способы отстройки системы от резонансных колебаний газа.

5.1.1. Изменение длин и диаметров участков трубопроводной системы, если это допускается компоновкой системы.

5.1.2. Изменение температуры и давления нагнетания компрессора, если это возможно по технологии работы. От этих параметров зависит величина плотности продукта и скорости звука, влияющих на частотный спектр системы.

5.1.3. Установка диафрагм, которые рассеивают энергию колебаний газа и изменяют амплитудно-частотный спектр газа в трубопроводной системе. Ориентировочно диаметр расточки диафрагм составляет $0{,}5D_i$ (D_i — внутренний диаметр трубы). Оптимальный диаметр расточки диафрагмы d, обеспечивающий эффективное гашение пульсации, может быть определен по формуле

$$d = D\sqrt[4]{V_{cp}/C}\,, \qquad (1)$$

где V_{cp} — средняя скорость газа в трубопроводе.

Для двухфазных потоков:

$$d = D\sqrt[4]{1{,}5\xi}\,, \qquad (2)$$

где ξ — коэффициент сопротивления диафрагмы.

5.1.4. Установка буферных емкостей с целью уменьшения амплитуды пульсации давления за счет рассеивания энергии, затрачиваемой на возбуждение массы газа в объеме буферной емкости, и изменения спектра собственных частот колебаний. Для наиболее эффективного гашения колебаний буферная емкость устанавливается

непосредственно у источника возбуждения колебаний (у цилиндра компрессора). На несколько цилиндров одной ступени целесообразно устанавливать общую емкость.

5.1.5. Установка диафрагм на входе в емкость или на выходе из емкости. При этом размеры емкости могут быть уменьшены примерно на 30% по сравнению с емкостью без диафрагмы. Дополнительные потери давления при установке диафрагмы меньше, чем дополнительные потери при резонансных колебаниях.

5.1.6. Установка акустических фильтров в тех случаях, когда возникает необходимость в значительном снижении колебаний, а требующиеся для этого габаритные размеры буферной емкости превышают допустимые по условиям компоновки. Акустический фильтр характеризуется четким дискретным спектром полос пропускания и гашения частот колебаний газа.

5.1.7. Интерференционный способ гашения пульсаций, который эффективен в очень узкой полосе частот колебаний. Предусматривает применение специальных ответвлений или петель, длину которых подбирают равной нечетному числу полуволн.

5.1.8. Сочетание в одной трубопроводной системе различных способов гашения пульсаций.

Последовательность проведения отстройки от резонансных колебаний, а также снижения колебаний давления газа, представляет собой итерационный процесс внесения изменений в конструкцию трубопроводной системы с последующей проверкой эффективности изменений расчетом на компьютере по специальным программам.

Если изменение параметров газа невозможно или не дает желаемых результатов, рассматривается возможность изменения геометрических параметров системы, а при наличии в схеме вспомогательных технологических аппаратов (масло или влагоотделителей, сепараторов, теплообменников и др.) рассматриваются варианты компоновки этого оборудования. При необходимости применяются гасители пульсаций (диафрагмы, буферные емкости, диафрагмы с буферными емкостями, акустические фильтры).

5.2. Снижение вибрации и виброзащита окружающих объектов

В трубопроводных обвязках поршневых машин максимальная энергия приходится на низшие гармоники. Расчеты допустимо проводить по нескольким первым (до 3-5) собственным частотам каждого пролета и реализовывать отстройку по этим значениям.

5.2.1. Для устранения механических резонансов производится корректировка трубопроводной системы.

Спектр собственных частот любой механической системы зависит от ее инерционно-жесткостных зарактеристик и условий закрепления. Для трубопроводных систем такими параметрами являются:

- количество участков, расположенных между опорами, их конфигурация;
- наличие сосредоточенных масс и их величина;

- условия опирания;
- упругие опоры и их характеристики жесткости;
- инерционно - жесткостные параметры участков.

Сосредоточенные массы увеличивают инерционные характеристики и снижают значения собственных частот. Практически понижение значения собственной частоты способом включения дополнительной массы может быть эффективным при величине массы, соизмеримой с массой участка.

В реальных системах сосредоточенные массы конечных размеров увеличивают жесткость системы. В большинстве случаев в реальных трубопроводных системах сосредоточенные массы имеют самостоятельные опоры и могут рассматриваться как разделители системы на независимые, с жесткими заделками в точках присоединения масс.

Ужесточение системы включением дополнительной массы - фактор конструктивного увеличения собственной частоты. Влияние масс в каждом конкретном случае может быть получено только расчетом всей системы в целом.

5.2.2. Собственные частоты трубопровода зависят от условий закрепления его концевых и промежуточных участков. При применении скользящих односторонних опор необходимо предварительно провести расчет на статическую прочность и убедиться в том, что соответствующие односторонние связи являются замкнутыми. При отключении односторонней опоры (в случае разомкнутой связи) в исходных данных для расчета собственных частот принимается суммарная длина пролета между двумя соседними опорами, что может существенно снизить значение собственной (парциальной) частоты участка.

Целесообразность применения упругих опор с принятыми характеристиками жесткости определяется по результатам расчета на компьютере. Упругие опоры, увеличивая эквивалентную жесткость всей системы, увеличивают нижнюю границу частотного диапазона участка и системы. Применение их эффективно при отстройке от резонанса в сторону увеличения значений собственных частот.

5.2.3. Необходимость отстройки трубопроводной системы от резонансов определяется по каждому из потенциально возможных механизмов возбуждения вибрации из условия

$$f_b / f_0 < 0{,}75 \quad \text{или} \quad f_b / f_0 > 1{,}3 \qquad (3)$$

Последовательно по степени целесообразности и эффективности применяются следующие способы изменения длины пролета.

- Для вывода системы за пределы резонанса достаточно изменить длину участка на 15-20%.
- Рекомендуется вначале проводить корректировку в сторону увеличения f_0, т.е. уменьшения длины пролета L.
- При каждом вновь принятом значении L проверяется соотношение (3) по всем возмущающим частотам.

- В случае выхода системы из зоны одного и входа в зону другого резонанса, система корректируется по новому резонансному режиму.
- При невозможности корректировки в сторону увеличения f_0, корректировка проводится уменьшением f_0, т.е. увеличением длины определяющего fo участка.

5.2.4. Условия закрепления и упругие опоры.

При ограниченнных возможностях варьирования длины пролета, отстройка системы от резонанса проводится выбором типа опор и подбором их жесткости. Изменение расположения сосредоточенных масс задается расчетчиком только при наличии в системе сосредоточенных масс.

При их отсутствии специально вводить сосредоточенные дополнительные массы для изменения спектра частот рекомендуется только при невозможности применения других способов отстройки от резонанса.

5.2.5. Изменение геометрии системы.

При неэффективности способов, изложенных в пунктах 5.2.1—5.2.4, необходимо изменить геометрию системы, обеспечив свободу вариации f_0, максимально спрямив трассу, по возможности избегая лишних поворотов. При этом способе необходимо проведение проверочных расчетов трубопровода на прочность и жесткость.

5.2.6. Изменение инерционно -жесткостных параметров трубопровода варьируется диаметром трубопровода.

При наличии специальных инерционно -жесткостных гасителей, антивибраторов, исходя из экономической и технической целесообразности их применения, просчитываются варианты частотных спектров системы с гасителями, и по формам колебаний проводится оценка их эффективности.

Корректировка трубопроводной системы для устранения механического резонанса проводится по каждому механизму возбуждения колебаний не менее, чем по пяти гармоникам и количеству собственных частот колебаний системы, задаваемому расчетчиком, или равному удвоенному значению числа участков системы.

5.3. Рекомендации по инструментальному обследованию и мониторингу трубопроводных систем и нагнетательных машин при пуске и эксплуатации

5.3.1. Инструментальные обследования вибрации.

Целью обследования является:

- измерение уровней вибрации трубопроводов, сравнение их с допускаемыми (см. п. 5.4.2.);
- определение степени опасности вибрации;

- анализ спектров вибрации, диагностика частотных спектров вибровозмущений и их интенсивности;
- оценка уровней вибрации элементов нагнетательных машин (5.4.3—5.4.9) как источников вибрации;
- измерение уровней пульсации давления, сравнение их с допускаемыми, определение необходимости их снижения;
- определение необходимости виброзащиты окружающих объектов;
- заключение о необходимости периодического или стационарного мониторинга вибрации трубопроводов и нагнетательных машин.

5.3.1.1. Измерения вибрации.

Измерения в каждой намеченной точке проводится по трем осям. Условно принимаются следующие направления осей:

Y - по оси вала машины;

X - в горизонтальной плоскости;

Z - нормально к плоскости XY.

Направление Y выдерживается по всей трассе для каждого участка.

5.3.1.2. Точки измерения:

- нагнетательная машина - на торцах цилиндров, нагнетательные патрубки, фундаментные болты;
- опоры трубопровода;
- середина каждого пролета между опорами, при наличии в пролете между опорами отводов - на концах отвода.

Определяется частотный спектр вибрации. Измеряются размахи виброперемещений:

- общий (суммарный) уровень;
- для каждой частотной составляющей спектра.

5.3.1.3. При проведении измерений фиксируется режим нагружения трубопровода:

- состав продукта;
- температура на каждом участке;
- давление;
- производительность;
- время и дата поведения измерений.

При меняющихся режимах эксплуатации требуется проведение измерений на 3-4-х режимах производительности. Результаты измерений протоколируются с указанием исполнителей.

5.3.2. Мониторинг трубопроводных систем.

Вид мониторинга (периодический или постоянный) определяется проектной документацией или назначается по результатам инструментальных обследований.

5.3.2.1. Периодический мониторинг.

Выполняются все требования пункта 5.3.1. Периодичность измерений вибрации при опорных уровнях не выше 2 (см. пункт 5.4.2) назначается не реже одного раза в

месяц. При значениях вибрации, приближающихся к третьему уровню - не реже 1 раза в неделю. При стабилизации вибрации в районе 3-го уровня в течение 4-х измерений (1 месяц) допустимо увеличить периодичность до одного месяца.

При возрастании уровней от 3 до 4 необходим ежедневный мониторинг и при достижении размахов вибрации средних значений в полосе 3-4 уровней требуется срочная остановка и реконструкция системы.

5.3.2.2. Стационарный мониторинг.

Необходимость определяется проектом по степени ответственности и опасности или заключением по инструментальным обследованиям. При стационарном мониторинге предусматривается:

- на нагнетательных машинах - не менее одной точки (по X, Y, Z);
- на трубопроводных системах - не менее, чем в трех точках по трассе.

Допускается фиксация уровней вибрации для каждой точки по одному или двум наиболее виброопасным направлениям.

По максимальным уровням вибрации из всех намеченных точек по трассе и координатам выбираются не менее двух для включения сигнализации достижения аварийного уровня.

5.4. Нормирование пульсации потока и вибрации трубопроводов

5.4.1. Пульсация потока продукта.

Неравномерность потока ограничивается в зависимости от рабочего давления.

Ограничения неравномерности пульсации потока

Таблица 5.1

P, МПа	0,5	0,5-1,0	1,0-2,0	2,0-5,0	5,0
δ, %	4-8	4-6	3-5	2-4	2-3

Для всасывающих линий и нефтяного газа допускается большее значение пульсации давления.

5.4.2. Вибрации трубопроводов.

Нормируются по амплитуде виброперемещений в зависимости от частоты вибрации.

Различаются пять опорных уровней вибрации:

- 1 — расчетный при проектировании;
- 2 — допускаемый при эксплуатации;
- 3 — требующий исправления, реконструкции системы;
- 4 — уровень появления аварийных ситуаций.

Соответственно в диапазонах:

- до уровня 2 — удовлетворительное состояние трубопроводов;
- 2 — 3 — допускаемое значение, контроль;
- 3 — 4 — повышенный контроль, возможны отказы, необходимы исправление, реконструкция;
- выше 4 - экстренное исправление.

В табл.5.2 даны дискретные значения допускаемых значений вибрации трубопроводов для фиксированных частот.

Таблица 5.2

Допускаемые значения амплитуд вибрации трубопроводов S_a, мкм

Уровень	Частота, Гц									
	2	4	6	8	10	20	30	40	50	60
1	120	115	100	90	85	60	50	45	40	50
2	250	230	200	180	165	120	95	85	75	70
3	500	450	400	360	330	230	180	145	135	130
4	1250	1100	950	800	750	500	420	350	320	300

Практически для большинства трубопроводных обвязок насосов и компрессоров главные амплитудные составляющие процессов вибрации определены в диапазоне с частотами до 60-70 герц.

При мониторинге вибросостояния трубопроводов в условиях эксплуатации с целью оценки и выявления причин повышенных уровней вибрации, необходимо иметь, кроме уровней пульсации давления, информацию об уровнях вибрации компрессоров, насосов, фундаментов и т.д.

Оценку вибрационного состояния насосов и компрессоров, за исключением поршневых машин с номинальной мощностью более 15 кВт и номинальной скоростью от 120 до 15000 мин$^{-1}$, проводится по значениям средних квадратичных значений виброскорости (мм/с) и виброперемещений (мкм) [5]. В остальных случаях, для оценки вибрации используются приводимые ниже допустимые амплитуды вибрации узлов и элементов нагнетательных машин.

5.4.3. Насосы.

Таблица 5.3

Частота вращения вала с $^{-1}$	до 12,5	от 12,5до 16,5	от 16,.5 до 25,0	от 25,0 до 50,0	свыше 50,0
Допустимая амплитуда вибрации *Sa, мкм*	120	100	80	60	50

5.4.4. Фундаменты поршневых машин.

Таблица 5.4

Частота колебаний, *Гц*	до 3,5	3,5-8,0	8,0-25,0	25,0-50,0
Допустимая амплитуда вибрации S_a, *мкм*	400	200	100	50

5.4.5. Фундаменты электродвигателей.

Таблица 5.5

Частота колебаний, *Гц*	до 8	8-12,5	свыше 12,5
Допустимая амплитуда вибрации S_a, *мкм*	200	150	100

5.4.6. Фундаменты турбоагрегатов.

Таблица 5.6

Частота колебаний, *Гц*	до 25	25-50	свыше 50
Допустимая амплитуда вибрации S_a, *мкм*	100	70	40

5.4.7. Цилиндры и межступенчатые аппараты поршневых машин.

Таблица 5.7

Частота колебаний, *Гц*	до 25	свыше 10
Допустимая амплитуда вибрации S_a, *мкм*	250	200

5.4.8. Подшипники турбоагрегатов.

Таблица 5.8

Частота колебаний, *Гц*	25-50	50-80	80-135	свыше 135
Допустимая амплитуда вибрации S_a, *мкм*	95	20	13	1,5

5.4.9. Подшипники электродвигателей.

Таблица 5.9

Частота колебаний, *Гц*	до 12,5	12,5-16,5	16,5-25	25-50
Допустимая амплитуда вибрации S_a, *мкм*	80	65	50	25

5.4.10. Рабочее место машиниста.

Таблица 5.10

Частота колебаний, *Гц*	до 3	3-5	5-8	8-15	15-30	свыше 30
Допустимая амплитуда вибрации S_a, *мкм*	300	200	75	25	15	5

5.5. Более полно оценка вибрации технологических трубопроводов изложена в стандарте [17].

Приложение 6. Расчет назначенного ресурса трубопровода

6.1. Настоящая методика оценки назначенного ресурса распространяется на стальные технологические трубопроводы, а также змеевики технологических печей.

6.2. Назначенный ресурс трубопровода определяется как минимальное значение ресурса составляющих его элементов и соединений. Под назначенным ресурсом понимается указанное в проекте расчетное значение наработки (в годах, тысячах часов), при достижении которой эксплуатация трубопровода должна быть прекращена для оценки его остаточной прочности.

6.3. Указанная в проектах величина назначенного ресурса трубопровода не должна превышать 30 лет.

6.4. Для элементов трубопроводов с умеренной температурой при проведении расчетов на циклическую прочность назначенный ресурс определяется следующим образом:

$$T_r = \frac{[N_c]}{N_{cz}}, \qquad (1)$$

где

N_{cz} – расчетное число полных циклов нагружения за 1 год эксплуатации трубопровода, подсчитываемое по формуле (7.10),

$[N_c]$ – допустимое число полных циклов нагружения элемента, определяемое по формуле:

$$[N_c] = \left[\frac{b}{\left(\frac{\sigma_{ae}}{a} \right)^{1,6} - 1} \right]^{1,88}. \qquad (2)$$

Здесь

a = 80 МПа и b = 1200 - для элементов из углеродистой и легированной неаустенитной стали,

a = 110 МПа и b = 1000 - для элементов из аустенитной стали.

При σ_{ae} < 80 МПа назначенный ресурс принимается равным 30 годам.

6.5. Для высокотемпературных трубопроводов и змеевиков при оценке длительной циклической прочности по определенному расчетом значению σ_e и по кривым длительной прочности находится время до разрушения $[T]$ в годах, затем по п. 6.4 определяются значения $[N_c]$ и N_{cz}. Далее подсчитываются параметр $c = \frac{N_{cz} \cdot [T]}{N_c}$ и величина назначенного ресурса:

$$T_r = \frac{[T]}{c+2{,}33} \quad \text{при } c>1{,}0, \tag{3а}$$

$$T_r = \frac{[T]}{2{,}33c+1} \quad \text{при } c\le 1{,}0 \tag{3б}$$

Примечания.

а) При отсутствии справочных данных по длительной прочности материала трубопровода для оценки $[T]$ можно воспользоваться формулой:

$$[T] = 11{,}4\left(\frac{1{,}2\left[\sigma^{20}\right]}{\sigma_e}\right)^8, \tag{4}$$

б) Если поверочный расчет трубопровода на прочность не проводился, то при отсутствии коррозионного износа величина определяется по формуле:

$$[T] = 11{,}4\left(\frac{t-C_1}{t_R}\right)^8, \tag{5}$$

где множитель 11,4 соответствует 20-ти годам (200 000 часов).

6.6. Для высокотемпературных трубопроводов и змеевиков при коррозионном износе и статическом нагружении

$$T_r = \frac{t-C_1}{V_c}\left\{1-\left[1+\frac{V_c(m-1)}{t-C_1}\left(\frac{t-C_1}{T_R}\right)11{,}4\right]^{\frac{1}{m-1}}\right\}, \tag{6}$$

где

V_c — скорость коррозии в мм/год,

t, t_R — номинальная и расчетная толщины стенки элемента,

C_1 — прибавка на утонение стенки,

m — показатель степенной зависимости предела длительной прочности от времени (при отсутствии справочных данных принимается m = 8).

Остальные обозначения - в соответствии с пунктом 1.4 настоящего стандарта.

Для оценки назначенного ресурса помимо формулы (6) можно использовать черт.1, в котором

$$q = \frac{t-C_1}{V_c} \quad p = \frac{t-C_1}{t_R}.$$

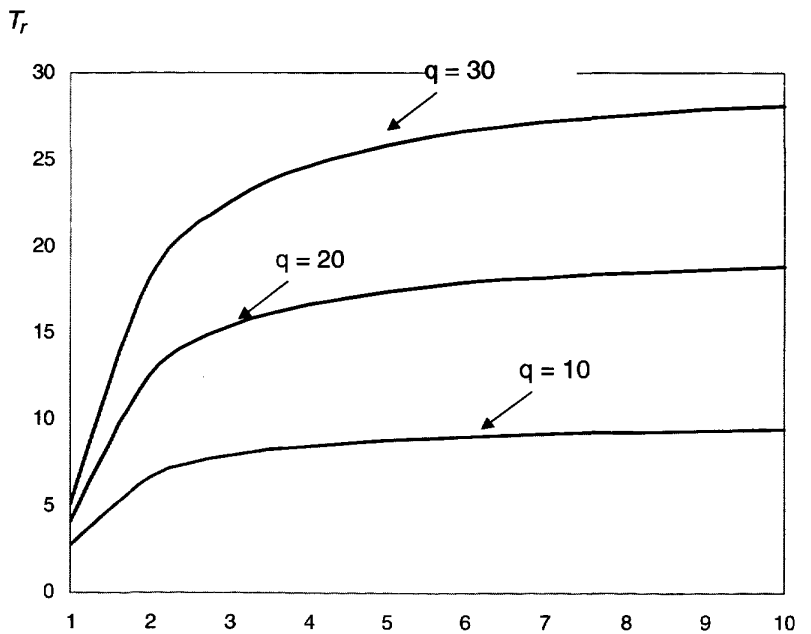
6.7. При наличии коррозионно-эрозионного износа стенки элемента среднетемпературного трубопровода его назначенный ресурс рассчитывается по формуле:

$$T_r = \frac{t - C_1 - t_R}{V_c} \qquad (7)$$

6.8. При сочетании усталостного повреждения и коррозионно-эрозионного износа материала в среднетемпературных трубопроводах проводится расчет назначенного ресурса по формулам (1) и (7), а затем выбирается наименьшее значение.

6.9. При сочетании усталостного повреждения и коррозионного износа в высокотемпературных трубопроводах проводится расчет назначенного ресурса по формулам (3) и (6), а затем выбирается наименьшее значение.

6.10. Если расчетная толщина стенки элемента окажется меньше ее отбраковочного размера , то назначенный ресурс для средне- и высокотемпературных трубопроводов подсчитывается также по формуле (7), в которой расчетная толщина заменена на отбраковочную, а затем выбирается наименьшее значение.



Черт. 1. К определению назначенного ресурса высокотемпературных трубопроводов

Приложение 7. Перечень использованных документов

1. РТМ 38.001-94. Указания по расчету на прочность и вибрацию технологических стальных трубопроводов, Минтопэнерго России, Москва, 1994.

2. ПБ 03-585-03. Правила устройства и безопасной эксплуатации технологических трубопроводов, ГУП «НТЦ по безопасности в промышленности Госгортехнадзора России», Москва, 2003.

3. РД 10-249-98. Нормы расчета на прочность стационарных котлов и трубопроводов пара и горячей воды, ГУП «НТЦ по безопасности в промышленности Госгортехнадзора России», Москва, 2001.

4. ГОСТ 14249 -89. Сосуды и аппараты. Нормы и методы расчета на прочность, Госстандарт СССР, Москва, 1989.

5. ГОСТ Р ИСО 10816-3-99. Вибрация, Контроль состояния машин по результатам измерений вибрации на не вращающихся частях, Часть 3, Промышленные машины номинальной мощностью более 15 кВт и номинальной скоростью от 120 до 15000 мин-1, Госстандарт России, Москва, 1999.

6. ПНАЭ Г-7-002-86. Правила и нормы в атомной энергетике. Нормы расчета на прочность оборудования и трубопроводов атомных энергетических установок, «Энергоатомиздат», Москва, 1989.

7. СНиП 2.01.07-85. Нагрузки и воздействия.

8. СНиП 2.04.12-86. Расчет на прочность стальных трубопроводов.

9. СНиП 23 -01-99. Строительная климатология.

10. ОНТП 02.18. Разработка методов проектирования и эксплуатации трубопроводов АЭС. Руководство по обоснованию прочности трубопроводов АЭС, Минатомэнергопром СССР, Москва, 1990.

11. РД 26-15-88. Сосуды и аппараты. Нормы и методы на прочность и герметичность фланцевых соединений.

12. ANSI/ASME B31.3. ASME Code for pressure piping, B31. Chemical plant and petroleum refinery piping.

13. МУ-РВ-1-86. Методические указания по расчетной оценке и снижению динамических воздействий на конструкции технологического оборудования. Миннефтехимпром СССР.

14. МР 61-82. Методические рекомндации. Метод расчета сложных пространственных конструкций в области низших форм колебаний, Госстандарт СССР.

15. ANSI/ASME B31.8. ASME Code for pressure piping, B31. Gas Transmission and Distribution piping systems.

16. ANSI/ASME B31.1, ASME Code for pressure piping, B31. Power piping.

17. СТП-07-04-02. Оценка вибрации технологических трубопроводов. ООО «НТП Трубопровод», 2002.

Формат 70x90/16
Печ. л. 5,25
Уч.-изд. л. 6,0
Бумага офсетная. Печать офсетная.
Заказ № 61-30
ОАО «ЦНИИТЭнефтехим», ул. Болотная, 12, Москва, 115998
Издательско-полиграфическое производство ОАО «ЦНИИТЭнефтехим»
gost.e-ecolog.ru