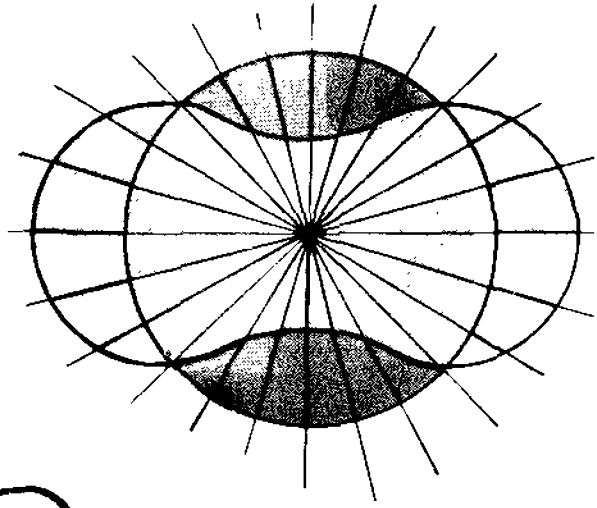


Библиотека проектировщика

М. И. КАЗАКЕВИЧ
А. Е. ЛЮБИН

ПРОЕКТИРОВАНИЕ МЕТАЛЛИЧЕСКИХ КОНСТРУКЦИЙ НАДЗЕМНЫХ ПРОМЫШЛЕННЫХ ТРУБОПРОВОДОВ

БУДИВЕЛЬНИК

М. И. КАЗАКЕВИЧ
А. Е. ЛЮБИН

ПРОЕКТИРОВАНИЕ МЕТАЛЛИЧЕСКИХ КОНСТРУКЦИЙ НАДЗЕМНЫХ ПРОМЫШЛЕННЫХ ТРУБОПРОВОДОВ

2-е издание, переработанное и дополненное

Киев «Будивэльнык» 1989

ББК 39.78—02
К14
УДК 624.014:696.115

Библиотека основана в 1988 году.

Рецензенты: *Э. Я. Гонский, В. Л. Гейфман*
Редакция литературы по строительным конструкциям, материалам и изделиям
Зав. редакцией *А. А. Петрова*
Редактор *Т. Б. Богданова*

Казакевич М. И., Любин А. Е.

К14 Проектирование металлических конструкций надземных промышленных трубопроводов.— 2-е изд., перераб. и доп.—К.: Будивэльнык, 1989.— 160 с.: ил.— (Б-ка проектировщика).

ISBN 5-7705-0188-X.

В книге приведены оптимальные схемы компоновки и конструктивные решения систем технологических трубопроводов промышленных предприятий. Включены расчеты трубопроводов и опор на статические, динамические и температурные воздействия.

Первое издание вышло в 1980 г. Второе издание переработано и дополнено в соответствии с действующими на 01.09.88 г. нормативными материалами.

Для инженерно-технических работников проектных и строительных организаций.

К $\frac{3305000000—036}{М\ 203(04)—89}$ 26.89

ББК 39.78—02

ISBN 5-7705-0188-X

© Издательство «Будівельник», 1980
© Издательство «Будивэльнык», 1989,
с изменениями и дополнениями

ВВЕДЕНИЕ

Сооружение новых предприятий и реконструкция существующих требуют широкого развития промышленных трубопроводных систем — основного конструктивного элемента энергетического хозяйства. В общей структуре выпуска строительных металлоконструкций трубопроводы больших диаметров составляют около 4 %. Промышленные трубопроводы — металлоемкие сооружения. Расход металла на трубопроводы металлургического предприятия достигает 35 тыс. т. Затраты на такие сооружения велики.

В свете принятых XXVII съездом КПСС решений по расширению использования эффективных видов металлопроката, обеспечению экономии проката черных металлов в размере 14—16 процентов, а также совершенствованию проектно-сметного дела, повышению качества проектной документации *, большое значение имеют вопросы рациональной компоновки систем, эффективного расчетного анализа их прочности и оптимального проектирования.

Промышленные трубопроводы, прокладываемые по заводским и межзаводским территориям, предназначены для транспортирования воздуха, доменного, коксового, природного и других видов газов, а также их смесей. Трубопроводы соединяют между собой агрегаты единого технологического цикла, расположенные в разных цехах, а также объединяют трубопроводную сеть предприятия в замкнутые кольцевые системы. Так, для обеспечения работы доменной печи необходимо подать на агрегаты ее комплекса природный и доменный газы, холодный и горячий воздух, обеспечить выход грязного доменного газа. Трубопроводы совместно с опорами, оборудованием, устройствами для их обслуживания, лестницами, площадками составляют трубопроводную систему.

Промышленные трубопроводные системы представляют собой, как правило, сооружения, совмещающие строительные и технологические функции, и обладают рядом особенностей, позволяющих выделить их в отдельный класс конструкций, которым присущи специфические принципы формообразования. Работа таких систем отлична от строительных сооружений и по свойствам приближается к работе технологических агрегатов.

---

* Материалы XXVII съезда Коммунистической партии Советского Союза.— М. : Политиздат, 1986.— С. 309, 310.

Как правило, промышленные трубопроводы на заводских территориях надземные. Это экономично, удобно при эксплуатации и ремонте, позволяет прокладывать дополнительные трубопроводы без выполнения существенной реконструкции. Недостатки надземной прокладки: загромождение территории, затраты на организацию поддерживающих конструкций. Однако необходимость постоянного обслуживания трубопроводов делает этот способ прокладки единственно возможным.

При переходе через препятствия (водные преграды, овраги) и необходимости перекрытия больших пролетов промышленные трубопроводы также прокладывают над землей, устраивая висячие переходы. Все трубопроводы, как правило, составляют единую трассу. Это наиболее рационально по расходу стали и загрузке территории.

Приведенные в данной книге сведения помогут специалистам унифицировать и систематизировать проектные решения с целью снижения стоимости строительства. В нее включены также справочные данные по нагрузкам, расчетным коэффициентам и некоторым специальным вопросам определения усилий в элементах систем и подбора их сечений; представлен ряд графиков и номограмм, облегчающих проектирование подобных конструкций и составленных на основе современной вычислительной техники и численных методов анализа.

За время, прошедшее с выхода в свет первого издания, получены новые результаты исследований, расширен опыт проектирования конструкций; изменились руководящие и нормативные материалы. В настоящем издании материал переработан и дополнен. Некоторые разделы написаны заново. Освещены современное состояние вопроса, действующие нормативные документы, а также учтены замечания и предложения специалистов, новые разработки и вопросы работы трубопроводов. Обобщен опыт, накопленный институтом Днепрпроектстальконструкция, ряд исследований и разработок авторов и даны подробная информация о современном состоянии вопроса, включая практические инженерные рекомендации и указания, а также большое количество справочных данных.

Введение и главы I, II, III, VII, VIII, IX, X, XI написаны А. Е. Любиным, глава VI — М. И. Казакевичем, главы IV и V — совместно А. Е. Любиным и М. И. Казакевичем.

Раздел первый

КОНСТРУКЦИИ ТРУБОПРОВОДОВ

Глава I. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

УНИФИКАЦИЯ

Промышленные трубопроводные системы характеризуются большим расходом металла, малой серийностью и насыщенностью оборудованием, определяющим во многом их конструктивную форму. Один из основных показателей рациональности конструктивных решений — максимальная унификация конструктивных схем, узлов и отдельных элементов.

Основной конструктивный элемент системы — «ведущий» трубопровод. Именно его геометрические параметры определяют конструктивную форму и размеры опор, седел, шпангоутов и других сопутствующих элементов. Поэтому решение задачи унификации трубопроводов открыло бы пути к унификации трубопроводных систем в целом.

Основные параметры трубопровода — его диаметр и толщина стенки. Причем, последняя не оказывает влияния на конструктивные решения, а также на технологию изготовления и монтажа конструкций.

Обработка и статистический анализ большого числа проектов и натурных конструкций трубопроводных систем позволили сделать следующие выводы.

В строительстве промышленных трубопроводов применяют почти все диаметры труб без учета унификации: наибольшую плотность вероятности имеют трубопроводы с четными диаметрами; мода распределения диаметров 1000...2000 мм; широко распространены также трубопроводы диаметром 3020 мм.

Представляет интерес исследование возможности сокращения числа применяемых диаметров и определения при этом их оптимального унифицированного ряда. Переход на проектирование систем с унифицированными диаметрами позволит применять типовые узлы и элементы конструкций, что, в свою очередь, может привести к снижению стоимости за счет повышения серийности и уменьшения в связи с этим трудоемкости работ. Применение унифицированного ряда диаметров может также сократить общее число типоразмеров сопутствующих конструкций: опор, опорных седел, опорных и промежуточных ребер жесткости, бандажей, фланцев и заглушек. Однако снижение стоимости при индустриальном изготовлении — лишь следствие типизации. Целесообразность последней следует понимать значительно шире и экономическая эффектив-

ность ожидаема также при проектировании, изготовлении, строительстве, эксплуатации. Критерием оптимальности следует считать минимум приведенных затрат, связанных с использованием унифицированных диаметров и сопутствующих конструкций.

В целом критерий оптимальности не поддается точной оценке из-за сложности формализации некоторых его компонентов. Это связано с малоизученностью влияния повторяемости элементов трубопроводов на стадиях монтажа и эксплуатации, а сопутствующих конструкций — и на стадии изготовления. Поэтому, если при учете только формализуемых компонентов критерия окажется даже некоторый перерасход приведенных затрат, то можно считать, что он будет компенсирован за счет малоформализуемых и неформализуемых компонентов приведенной стоимости. Возможно также, что в определенных случаях можно получить некоторую экономию. Приведенная стоимость серии конструкций:

$$C = \begin{cases} A + BS, & \text{если } S > 0 \\ 0, & \text{если } S = 0 \end{cases},$$

где A — единовременные затраты; B — удельные затраты (A и B зависят от размера серии S).

Формализуемые компоненты приведенной стоимости конструкций принимают следующим образом:

1. При условной толщине стенки трубы $t = 10$ мм и длине одной отправочной марки $l = 12$ м, ее масса $G = \pi D \delta \gamma l = 3{,}14D \times \times 0{,}01 \cdot 7{,}85 \cdot 12 = 2{,}88D$.

2. Стоимость разработки чертежей КМ $C_{КМ} = 6GS_0 = 190D$, где $S_0 = 10$ (размер заказа).

3. Стоимость разработки чертежей КМД и подготовки производства [5] $C_{КМД} = 2{,}6DS + 161{,}5Dt$, где S — фактическая серийность.

$\delta_s = 1$, если данный диаметр сохранен в унифицированном ряду;

$\delta_s = 0$, если он заменен другим.

4. Стоимость основных материалов

$$C_{ом} = 1{,}15 \cdot 100GS = 321{,}4DS,$$

где 1,15 — коэффициент рентабельности производства.

5. Стоимость оснастки $C_{осн} = 432D$, руб. за серию.

6. Стоимость изготовления:

трудоемкость изготовления 1 т конструкций трубопроводов описывается выражением $m = \frac{15}{D} + 10$, (чел./ч)/т. С учетом повторяемости на всю серию [1] общее выражение трудоемкости

$$T = (0{,}673S + 3{,}57)\, m \cdot 2{,}88D = (0{,}673S + 3{,}57)(15 + 10D)\, 2{,}88. \qquad (I.1)$$

В соответствии с [1], зависимость стоимости изготовления 1 т металлоконструкций от трудоемкости выражается формулой

$$C_{изг} = a(1 + K_н)T + C_п, \qquad (I.2)$$

где a — среднечасовая заработная плата ($a = 56$ коп/ч); $K_н$ — коэффициент накладных расходов ($K_н = 2{,}5$); $C_п$ — постоянная часть накладных расходов.

После обработки формулы (I.2), учитывая зависимость (I.1),

$$C_{изг} = (68D + 65)\,S + (360D + 364)\,\operatorname{sign} S.$$

7. Транспортирование [5] $C_{тр} = \dfrac{3{,}88D^2}{0{,}25D + 0{,}1}$.

8. Стоимость монтажа $C_{монт} = 127DS$.

9. Капитальные вложения в изготовление металлоконструкций [1] $C_{мк} = 378D + 71{,}5DS$.

10. Капитальные вложения в черную металлургию [1]: $C_{чм} = 107DS$.

11. Эксплуатационные расходы [1]: $C_{экс} = 53D$.

Стоимость по пп. 8 и 11 принималась условно постоянной независимо от замены диаметров при их унификации. Уровень влияния полученных компонентов на приведенную стоимость:

Статьи затрат	A, р.	B, р.
Разработка чертежей КМ	—	$190D$
То же, КМД и технологическая подготовка производства	$161{,}5D$	$2{,}6D$
Металл	—	$321{,}0D$
Изготовление	$360D + 364$	$68D + 65$
Оснастка	$432D$	—
Транспортирование	—	$\dfrac{3{,}88D^2}{0{,}25D + 0{,}1}$
Монтаж	—	$127D$
Капитальные вложения в производство металлоконструкций	$378D$	$71{,}5D$
То же, в черную металлургию	—	$107D$
Эксплуатационные расходы	—	$53D$
Итого	$1331{,}5D + 364$	$935{,}7D + 65$

Таким образом, приведенная стоимость серии трубопроводов

$$C = [1331{,}5D + 364 + (935{,}7D + 65)]\,S.$$

Для оценки оптимальности унифицированного ряда диаметров приведенную стоимость заменяют ее математическим ожиданием. По исследованиям [1] математическое ожидание приведенной стоимости серии типовых металлоконструкций заданного i-го типоразмера не пропорционально вероятной потребности P_i в конструкциях этого типоразмера и зависит также от предполагаемого количества заказов Z, одновременно реализуемых на заводе металлоконструкций. В этом случае математическое ожидание

$$M(c) = A_i[1 - (1 - P_i)^Z] + B_iZS_0P_i.$$

При этом предполагается, что средний размер одного заказа S_0 постоянный.

Оптимальный унифицированный ряд диаметров ищут, решая задачу математического стохастического программирования, что позволяет определить такие значения диаметров, которые образуют

оптимальный ряд и минимизируют при этом математическое ожидание суммарных приведенных затрат [1]*.

Задачу решают на ЭВМ с применением алгоритма, в котором математическое ожидание минимума приведенных затрат определяется как кратчайший путь на графе, изображающей заменяемость типоразмеров, между ее крайними вершинами. Здесь каждая вершина графы соответствует одному типоразмеру (диаметру). Задача решается для средне- и крупносерийного производств.

По принятой методике выполнен поиск оптимального унифицированного ряда диаметров труб для среднесерийной системы изго-

Таблица I.1. **Унифицированный ряд диаметров** *

Диаметр, мм	Система производства		Диаметр, мм	Система производства	
	крупносерийная **	среднесерийная ***		крупносерийная **	среднесерийная ***
820	●		2020		●
920		●	2220	●	
1020	●		2420		●
1120		●	2520	●	
1220			2620		●
1320	●	●	2720	●	
1420			2820		●
1520		●	3020	●	
1620	●		3420		●
1720		●	3520	●	●
1820	●				

* За 100 % принята стоимость при использовании полного ряда диаметров.
** Стоимость 95,5 %
*** Стоимость 100 %.

товления (четыре заказа) и крупносерийного (десять заказов) специализированного производства, результаты которого приведены в табл. I.1.

Оценка стоимости полученных унифицированных оптимальных рядов диаметров трубопроводов позволила сделать следующие выводы.

Применение оптимального унифицированного ряда диаметров трубопроводов, состоящего из 11 типоразмеров (вместо 21), при среднесерийном производстве и учете только формализуемых компонентов, не вызовет увеличения его стоимости.

При переходе к специализированному производству (например, 10 заказов в серии) применение оптимального унифицированного ряда диаметров трубопроводов, состоящего из 10 типоразмеров (вместо 21), приводит к незначительной экономии стоимости (0,45 %). В связи с этим, при увеличении размера серии и переходе к поточному производству можно предполагать дальнейшее снижение стоимости оптимального ряда трубопроводов при одновременном уменьшении количества типоразмеров в серии.

* Постановка задачи и ее решение принадлежат *канд. техн. наук* В. Б. Барскому.

Полученные выводы подтверждают возможность сокращения количества применяемых типоразмеров трубопроводов и создания на основе оптимального ряда диаметров унифицированных конструкций. При указанной выше потребности в трубопроводных системах ожидаемый экономический эффект за счет унификации может составить до 150 тыс. р. в год.

ЭКСПЛУАТАЦИЯ

По промышленным трубопроводам в основном транспортируют воздух и газы с избыточным внутренним давлением 10...500 кПа. Газы содержат мельчайшие частицы пыли, оказывающие абразивное

Таблица 1.2. **Содержание колошниковой пыли в доменном газе**

Избыточное давление газа под колошником, кПа	Содержание пыли в 1 м³ газа, г, при выходе	
	из доменной печи	к потребителю после очистки
70	50	0,01
250	15...16	0,004...0,005

воздействие на стенки трубопроводов и создающие дополнительную нагрузку. Количество пыли зависит от типа аппаратов очистки, степени очистки и расположения трубопровода в общей технологической схеме, от давления газа. Содержание пыли в доменном газе показано в табл. 1.2. Для ряда газовоздухопроводов характерно более высокое внутреннее давление газа (400...500 кПа). Это относится к нисходящим газопроводам грязного газа доменной печи, газопроводу между пылеуловителем и газоочисткой, воздухопроводам горячего и холодного дутья, некоторым газопроводам установок газоочистки и др. Во время эксплуатации в трубопроводах могут происходить специфические процессы, зачастую связанные с нарушением правил эксплуатации, приводящие к появлению дополнительных нагрузок: выпадению конденсата, скоплению отложений пыли, образованию вакуума и т. п. В зависимости от условий и режима эксплуатации некоторые трубопроводы изолируют изнутри футеровкой, предназначенной для защиты металла трубопроводов от внутренних термических воздействий, истиранию пылью, а также для предотвращения потерь тепла.

Многие промышленные трубопроводы в зависимости от назначения, наличия и типа футеровки имеют повышенную температуру стенки — до 150 °С, а в некоторых случаях — до 200 °С. В связи с особыми условиями эксплуатации при проектировании промышленных трубопроводов необходимо учитывать:

возможность образования загазованной зоны (из-за неплотности соединений), представляющей опасность, особенно при прокладке газопроводов внутри помещений;

корродирующее воздействие как наружной, так и внутренней сред, особенно при наличии в них серы и других агрессивных примесей;

абразивное воздействие потока взвешенных в газе твердых частиц;

влияние на сооружение температурного режима (как технологического, так и атмосферного).

МАТЕРИАЛЫ

Трубопроводы, как правило, изготавливают из малоуглеродистой стали по ГОСТ 380—71*. Для трубопроводов с внутренним давлением до 100 кПа применяют сталь марки ВСтЗпс6, а более 100 кПа — марок ВСтЗсп5 и ВСтЗГПс5. Стали повышенной прочности типа 09Г2С, 14Г2, 14Г2АФДпс целесообразно применять только при экономическом обосновании. Эффективно применение для трубопроводов, работающих в корродирующей атмосферной среде металлургических предприятий, стали марки 10ХНДП, стойкой против атмосферных воздействий.

Материал конструкций опор трубопроводов выбирают в соответствии с техническими правилами по экономному расходованию основных строительных материалов и другими инструктивными документами Госстроя СССР.

Выбирают марку стали для конструкций трубопроводных систем по СНиП II-23-81* в соответствии со следующей классификацией конструкций по группам:

	Группа по СНиП II-23-81 *
Газовоздухопроводы с внутренним давлением транспортируемой среды 70 кПа и выше	I
То же, 20...70 кПа	II
Газопроводы давлением до 20 кПа и воздухопроводы давлением 10...20 кПа	III
Воздухопроводы давлением до 10 кПа	IV
Опоры трубопроводных систем высотой более 15 м	II
То же, до 15 м	III
Пролетные строения эстакад	II
Связи, обслуживающие площадки, лестницы	IV
Кольцевые ребра жесткости, заглушки	III

Особое внимание следует уделять выбору материала для трубопроводов, работающих под воздействием высокой температуры, что оказывает влияние на надежность и долговечность конструкции, в связи с тем, что меняются механические свойства стали; при локальных внезапных нагревах (тепловых ударах) появляются усилия, резко влияющие на характер местного и общего напряженных состояний; повышенные деформации трубопроводов могут привести к изменению расчетной схемы системы.

Хотя стали ведут себя не одинаково при высокой температуре, однако у всех меняются механические характеристики при темпера-

туре $\geqslant$ 150 °С, когда предел текучести начинает снижаться. Для малоуглеродистых сталей при этом характерно некоторое повышение предела прочности с достижением максимума при 200...300 °С и резким понижением его при дальнейшем повышении температуры. При температуре 200 °С резко ухудшаются показатели относительного удлинения стали. Так, при нагревании до 200 °С относительное удлинение снижается на 50 %.

На рис. I.1 показана зависимость механических свойств малоуглеродистой стали от температуры. Большое влияние оказывает температура на ударную вязкость — начиная со 100 °С ее показатели постепенно снижаются (рис. I.2) При температуре 300 °С снижаются временное сопротивление и предел текучести малоуглеродистых сталей. При температуре 600 °С временное сопротивление становится близким нулю, т. е. несущая способность стали исчерпывается.

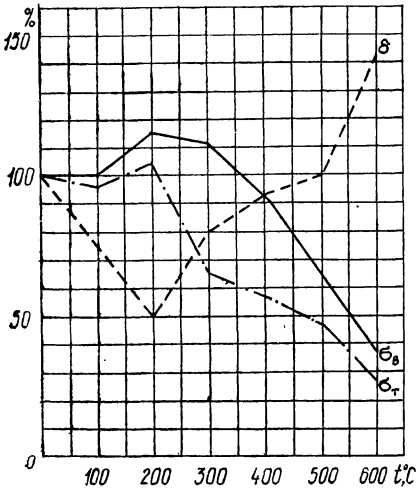


Рис. I.1. Зависимость предела текучести $\sigma_т$, временного сопротивления $\sigma_в$ и относительного удлинения δ для стали ВСтЗсп от температуры t.

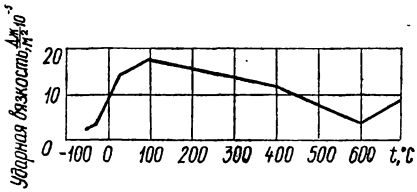


Рис. I.2. Зависимость ударной вязкости стали ВСтЗсп от температуры t.

Иначе ведут себя низколегированные стали. Из строительных сталей наиболее приспособлена для работы при высокой температуре 15ХСНД. Она характерна стабильностью прочностных и пластических характеристик в температурном интервале 200...400 °С. Относительное удлинение и ударная вязкость мало изменяются даже при температуре 400...600 °С.

Отмеченные изменения свойств стали связаны с абсолютными значениями температуры, воздействующей на трубопровод. Существенное влияние оказывает также продолжительность температурного воздействия — при достаточно длительном возможно появление тепловой ползучести, связанной с тем, что в процессе работы при определенных нагрузках и температуре возникают пластические деформации, которые с течением времени оказывают разупрочняющее влияние на сталь. Нарастание деформаций ползучести может ограничить работу конструкции. Такие случаи могут иметь место при разрушении футеровки и перегреве трубопроводов, транс-

портирующих горячий газ или при аварийном повышении температуры газа.

Ползучесть появляется при температуре, характерной для данной стали: для малоуглеродистой — при 300 °С, для низколегированной — при 400.

Переменное или внезапное воздействие температуры на конструкцию приводит к возникновению, помимо указанных выше напряжений, тепловой усталости или теплового удара. При этом резко снижаются пластические свойства стали, что может вызвать хрупкое разрушение.

Усталостные разрушения происходят по-разному в конструкциях, нагруженных только термическими напряжениями, и в подвергаемых также механическому нагружению. Чем выше прочностные характеристики материала, тем меньше влияние на усталостную прочность оказывает механическая нагрузка. Изложенное свидетельствует о том, насколько важно установить возможную температуру трубопроводов в период их эксплуатации.

Для оценки прочности конструкций систем, находящихся под температурным воздействием, приводим значения расчетных сопротивлений малоуглеродистой и низколегированной сталей:

t, °С	20	200	250	300	350	380	400	420	450
Расчетные сопротивления, МПа, сталей:									
ВСтЗсп	225	187	171	154	—	—	—	—	—
09Г2С	330	285	280	246	228	217	207	169	120

Для футеровки применяют шамотный кирпич, а в последнее время—торкретирование внутренней поверхности жаропрочным бетоном или использование каменного литья. На наклонных участках и в углах поворотов для удержания шамотных кирпичей от выпадания предусматривают внутренние кольцевые ребра жесткости. Расстояние между ними принимают кратное размерам кирпича, но не более 1650 мм. Определяют его по формуле $l = n\,(230 + 2) + 10 + \Delta$, где n — число рядов кирпича длиной 230 мм; 2 мм — толщина шва между кирпичами; 10 мм — толщина ребра; $\Delta = 10...15$ мм — зазор.

При торкретировании внутренней поверхности ребра не устанавливают, а принимают конструктивные меры для удержания торкрета на поверхности металла — приваривают штыри, сетки и т. п. Для изготовления футеровочных листов (брони), устанавливаемых на углах поворотов газопроводов грязного доменного и других запыленных газов, во избежание их быстрого истирания, целесообразно применять марганцовистую сталь марок 14Г2, 30Г2, 40Г2 по ГОСТ 4543—71*. Для изготовления вальцованной брони листы предварительно подвергают термической обработке. Допускается применение литой брони большей толщины, изготавливаемой по специальным техническим условиям, а также брони из стали ВСт4 по ГОСТ 380—71*.

Конструкции трубопроводов соединяют с помощью сварных швов. Материалы для сварки выбирают в соответствии с [37] в за-

висимости от применяемых марок сталей. Металлические конструкции трубопроводов защищают от коррозии, нанося различные покрытия, состав которых подбирают исходя из вида и температуры транспортируемых продуктов, состава окружающей среды.

Для повышения индустриализации строительства следует максимальный объем конструкций подвергать антикоррозионной защите на заводе-изготовителе и поставлять на монтаж в готовом виде. Для трубопроводов с температурой металла стенки до 60 °С и других конструкций можно в этом случае применить покрытия варианта I (табл. I.3).

Если невозможно поставить конструкции полной заводской готовности или отсутствуют покрытия варианта I, можно, в виде

Таблица I.3. Варианты антикоррозионных покрытий *

Условия эксплуатации	Степень агрессивности среды	Вариант I			Вариант II	
		марка покрытия	количество слоев	технические условия	марка покрытия	количество слоев
Газы группы А или малорастворимые соли и пыль	Слабоагрессивная	ПФ-1189	2	ТУ 6-10-1710-79	ГФ-021 ПФ-115	1 2
	Среднеагрессивная	ЭФ-1219	2	ТУ 6-10-1727-79	ГФ-021 ХВ-124	2 4
Газы групп Б, В, Г или хорошо растворимые соли, аэрозоли, пыль	Слабоагрессивная	ПФ-1189	2	ТУ 6-10-1710-79	ГФ-021 ХВ-124	2 2
	Среднеагрессивная	ЭФ-1218	2	ТУ 6-10-1727-79	ХС-010 (ГФ-021) ХВ-124	2 4
	Сильноагрессивная	ЭП-7105	2	ТУ 6-10-11-334-6-79	ХС-010 ХВ-785	2 6

* Рекомендации ЦНИИПСК

исключения, применить покрытия варианта II, однако, при этом грунт наносят на заводе-изготовителе. Внутреннюю поверхность трубопроводов защищают покрытием из одного слоя грунта. Места монтажных стыков покрывают на заводе-изготовителе одним слоем грунта, консервирующим их во время транспортирования и монтажа. После выполнения монтажных стыков антикоррозионное покрытие этих участков выполняют в полном объеме.

Глава II. СХЕМЫ ТРУБОПРОВОДНЫХ СИСТЕМ

ПРИНЦИПЫ КОМПОНОВКИ СИСТЕМ

Процесс проектирования трубопроводных систем состоит из двух этапов: первый — компоновка и выбор схемы сооружения, второй — разработка рабочего проекта конструкций.

Процесс проектирования на первой стадии, состоящей в выборе и назначении схемы сооружения, разносторонен и требует учета многих технических, экономических и эксплуатационных факторов, в связи с чем разработка общих рекомендаций на этой стадии значительно затруднена. Проектирование здесь сводится к решению двух задач: выявлению основных характеристик системы и выбору

оптимального варианта схемы сооружения. Первая задача обуславливает необходимость установления требований, которым должно удовлетворять сооружение в целом. Одни из основных требований — эксплуатационные, предполагающие безаварийную работу всех звеньев системы. Выход из строя даже одного участка ограниченной протяженности прекращает работу всей трассы и может привести к остановке предприятия, т. е. эксплуатационные требования состоят в том, чтобы при непрерывном транспортировании продуктов по трубопроводу были обеспечены безаварийность его работы при всех режимах эксплуатации и безопасность людей.

Расчетно-конструктивные требования заключаются в удовлетворении условий прочности, устойчивости и жесткости всего сооружения и отдельных его элементов, которые должны быть рассчитаны на самое невыгодное сочетание нагрузок.

Экономические требования состоят в оптимальности принятых технических решений, уменьшающих стоимость сооружения до минимальной.

Из перечисленных требований трудно выделить основные, так как степень их важности в каждом случае различна. Порой они вступают между собой в противоречие, и для конкретной системы оно может быть неоднозначно. Так постоянно противоречие в трубопроводных системах между требованиями максимального сокращения длины трассы для уменьшения ее стоимости и в то же время создания трассы переменных направлений для уменьшения усилий от температурных деформаций на опоры и примыкающее оборудование.

В зависимости от того, какие рабочие функции выполняются несущими элементами или специальным оборудованием, установленным на сооружении, трубопроводные системы можно разделить на две группы. К первой относятся трубопроводные системы так называемой «балочной» прокладки, в которых несущие элементы выполняют также рабочие функции. Ко второй — системы, в которых несущие конструкции служат только опорами для технологических элементов, выполняющих рабочие функции. Примером систем второй группы могут служить трубопроводы эстакадной прокладки, а также висячие переходы.

При проектировании систем первой группы необходимо учитывать, что в связи с выполнением рабочих функций несущие элементы должны обладать дополнительными качествами — плотностью соединений, технологическим уклоном и т. п. Одно из важнейших требований — необходимость обеспечения наилучших условий работы оборудования. Трубопроводная система вместе с оборудованием (задвижки, компенсаторы, устройства для снижения давления, заглушки) представляют собой единую конструкцию. Поэтому формы сооружения в некоторых случаях могут вызвать необходимость в изменении самого оборудования.

Протяженность трубопроводных систем должна быть оптимальной. Все трубопроводы, включая теплосиловые, а также прочие сети, следует проводить единым компактным коридором. Выбран-

ный план трассы не должен препятствовать ее дальнейшему расширению.

Принятая технологическая схема трубопроводной системы должна обеспечивать передачу минимальных усилий на опоры и примыкающее оборудование, а установливаемое оборудование и конструкции — возможность увеличения объема обслуживающих агрегатов и интенсификации технологических процессов, а также предусматривать возможность отключения отдельных агрегатов при нормальной работе остальных.

ОСНОВНЫЕ СХЕМЫ ПРОКЛАДКИ

Балочная прокладка, наиболее экономичная, предполагает использование изгибной жесткости трубопровода максимального диаметра из всего пучка труб. Этот трубопровод обычно именуется ведущим. Анализ построения подобных систем показал, что возможность осуществления балочной прокладки определяется совокупностью следующих условий:

в поперечном сечении пучка труб должна быть труба, способная самостоятельно воспринимать усилия в пролете между опорами;

сопутствующие трубы должны быть расположены так, чтобы можно было закрепить их к основной трубе;

эксплуатация труб может осуществляться без устройства проходных площадок в разных уровнях;

генеральный план и подземные коммуникации должны разрешать установку опор на расстоянии, определяемом несущей способностью ведущей трубы.

Всякая трубопроводная система с конструктивной точки зрения представляет собой линейное сооружение большой протяженности, в котором направление температурных деформаций и продольных усилий совпадает с направлением оси трассы. Такие сооружения принципиально отличаются от других объектов производственного назначения, так как одна из основных задач компоновки состоит в распределении и восприятии усилий, вызванных температурными перемещениями элементов системы. Определяющим здесь является четкое членение трассы на температурные блоки, внутри которых происходит замыкание температурных деформаций. Нормами не регламентированы размеры таких температурных блоков и назначаются они на основании опытных данных.

Основной критерий (исключая требования генерального плана) — возможность гашения температурных деформаций за счет постановки компенсаторов или самокомпенсации. Поэтому длина температурного блока на участках систем с компенсаторами определяется их компенсирующей способностью, а на участках самокомпенсации регламентируется усилиями на опоры. Исходя из характеристики устанавливаемых компенсаторов можно рекомендовать следующую формулу для определения длины температурного блока:

$$L = \frac{\lambda n}{\alpha \Delta t},$$

где λ — полезная компенсирующая способность одной волны дискового компенсатора (см. гл. IX), см; n — число волн компенсатора; Δt — расчетный температурный перепад, град; α — коэффициент линейного расширения материала ведущего трубопровода.

Важно также рационально использовать участки с поворотами трассы, которые могут либо включаться в работу на самокомпенсацию, либо отделяться от основной трассы. Для каждой системы этот вопрос решают индивидуально. В целом при компоновке трассы в плане можно рекомендовать следующие основные положения:

вся трасса расчленяется опорами на температурные блоки длиной не более L;

участки с поворотами, как правило, используют для самокомпенсации, в связи с чем их выделяют концевыми опорами;

примыкающие к основной трассе вне мест расположения концевых опор участки (как перпендикулярно, так и под углом) должны отделяться от основной трассы собственными концевыми опорами. Исключением могут быть случаи, когда продольное осевое усилие примыкающей трассы невелико.

При эстакадной прокладке систему трубопроводов укладывают на специальные несущие пролетные строения, представляющие собой простые инженерные сооружения. Такие системы получили широкое распространение на предприятиях химической, энергетической, нефтяной и других отраслей промышленности, где они включают в себя большое количество труб разных диаметров (от 50... 100 мм до 2...3 м).

Пролетные строения — эстакады — выполняют, как правило, в виде пространственных стержневых конструкций, габариты которых зависят от поперечного сечения трубопроводной системы. В большинстве случаев это фермы с параллельными поясами, связанные между собой в пространственный блок с опиранием трубопровода на любом его уровне. Применяют также несущие пролетные строения в виде железобетонных или металлических балок, шпренгельных систем. При технико-экономическом обосновании в качестве несущей конструкции можно использовать балки поперечным сечением в виде круга — цилиндрические круговые оболочки.

Балочная прокладка значительно более экономична, так как трубопровод большого диаметра (ведущий) одновременно используют как несущую конструкцию, на которую опираются все сопутствующие трубопроводы. В этом случае несущие и технологические функции ведущего трубопровода совмещаются, превращая отдельные конструкции в единую систему. Компоновка и построение таких систем более сложны, чем системы эстакадной прокладки, так как несущая конструкция — трубопровод — подвержена таким же воздействиям, как технологический агрегат, в т. ч. и температурным. Расположение на ней всех остальных трубопроводов должно обеспечить их совместную работу и возможность беспрепятственного удлинения всех элементов системы, вызванного температурным воздействием. Эти обстоятельства требуют тщательного выбора мест расположения опорных конструкций и компенсационных устройств

как для ведущего, так и для сопутствующих трубопроводов, а также обеспечения возможности их температурного удлинения. Неудачное компоновочное решение может привести к невозможности температурных деформаций системы и передаче на опорные конструкции чрезмерно больших усилий.

Особое место занимает прокладка трубопроводов на висячих системах. Такие случаи встречаются в практике не часто, однако висячие системы обладают бесспорным преимуществом, так как могут перекрывать большие пролеты. Они представляют собой разновидность систем эстакадной прокладки, где в качестве несущих конструкций используют висячие системы, некоторые из них показаны на рис. II.1.

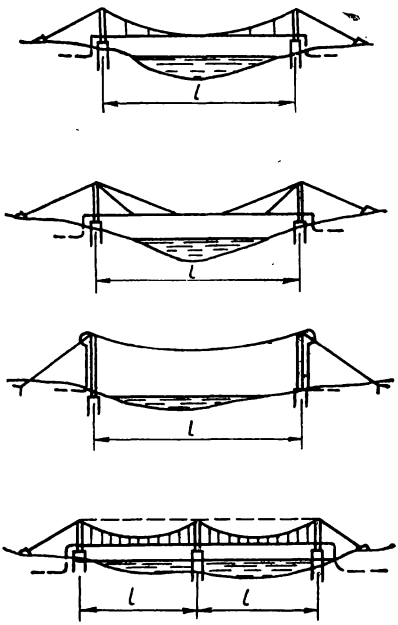


Рис. II.1. Схемы висячих систем.

Часто при модернизации или сооружении новых технологических агрегатов в условиях действующего предприятия возникает необходимость прокладки одного или нескольких трубопроводов по существующим эстакадам, зданиям или сооружениям. При этом кроме вопросов прочности и устойчивости конструкций, поддерживающих трубопроводы, возникает ряд дополнительных проблем, связанных с необходимостью обеспечения нормальной работы трубопроводов в процессе эксплуатации. Наиболее существенно в этом случае требование по восприятию температурных удлинений и снижению усилий, передаваемых от них на существующие конструкции. При эстакадной прокладке трубопроводов устройство дополнительных опираний не вызывает затруднений, так как они принадлежат только новой трубопроводной системе. Поэтому здесь прокладка каждого отдельного трубопровода конструктивно решается отдельно от существующей конструкции.

Способы опираний дополнительных трубопроводов могут быть различны, но решение их сводится к одной задаче — снижению горизонтальных нагрузок на существующие конструкции эстакады. При прокладке трубопроводов по существующим зданиям и сооружениям одной из главных задач является необходимость обеспечения требуемой подвижности трубопроводов при температурных деформациях.

Как правило, опорные конструкции зданий, к которым крепят трубопроводы, не способны обеспечить нужную подвижность. Кроме того, в ряде случаев они не могут воспринимать значительные

дополнительные горизонтальные нагрузки. Поэтому в таких ситуациях широко применяют подвески трубопроводов, устраивают скользящие опорные части и другие подвижные опоры.

Несколько более сложна задача опирания трубопроводов на существующую трубопроводную систему балочной прокладки. В этом случае одно из основных требований — сохранение подвижности и компенсационной способности трубопроводов, входящих в систему. Места расположения опор и их конструктивные решения принимают исходя именно из этих условий — чтобы не создать препятствий для температурных деформаций трубопроводов. Учитывая также необходимость снижения нагрузок на существующие опоры, конструктивные схемы опор дополнительных трубопроводов следует выбирать наиболее подвижными, не передающими на систему значительных усилий. Так же, как и в предыдущем случае, здесь широко применяют подвесные и скользящие опоры.

УМЕНЬШЕНИЕ ВЛИЯНИЯ ТЕМПЕРАТУРНЫХ ДЕФОРМАЦИЙ

Одно из основных требований, предъявляемых к трубопроводным системам, состоит в ограничении усилий, действующих на опорные конструкции и примыкающее к ним оборудование. В рационально запроектированной системе усилия, передаваемые трубопроводом на оборудование, не должны превосходить значений, определяемых его техническими данными, а усилия, передаваемые на фундаменты опор,— значений, дающих возможность выполнения фундаментов.

Напряжения и усилия, вызванные внешними нагрузками, эффективно регламентируются путем рационально сконструированных и расставленных опор. Усилия, вызванные температурным воздействием, кроме того, в значительной степени зависят от возможностей системы сопротивляться температурным деформациям. Такая возможность характеризуется степенью жесткости системы. Поэтому, один из способов уменьшения усилий и температурных деформаций — создание схемы, состоящей из отдельных участков трубопровода разных направлений и имеющей малую жесткость. Такие системы могут полностью или в большей степени компенсировать температурные удлинения, не передавая при этом значительных усилий на опоры. Однако при проектировании трасс большой протяженности, насыщенных технологическим оборудованием, создать полностью самокомпенсирующуюся схему сложно. В большинстве случаев этому препятствуют условия генерального плана, что имеет особое значение при прокладке трасс по заводским территориям, и необходимость дополнительных затрат, связанных с увеличением длины трассы.

Если невозможно создать схемы, имеющие низкую жесткость и компенсирующие температурные удлинения, одним из способов уменьшения усилий может быть искусственное понижение жесткости систем введением гибких или подвижных соединений отдельных участков трубопровода. В качестве таких соединений служат

компенсаторы — устройства, снижающие общую жесткость системы и воспринимающие ее деформации за счет изменения своей длины или за счет поворота. В некоторых случаях в самокомпенсирующих системах дополнительно следует устанавливать компенсаторы для уменьшения усилий на опорах или примыкающем оборудовании. В целом установку компенсаторов следует рекомендовать в следующих случаях:

когда по условиям генерального плана невозможно скомпоновать систему с низким показателем жесткости;

когда расчет системы на самокомпенсацию показал наличие чрезмерно больших усилий на опорах и напряжений в трубопроводе;

если применение системы с компенсаторами эффективно экономически;

при реконструкции или изменении схемы действующих систем.

В зависимости от выбранной схемы, а также от количества компенсаторов и мест их установки трубопроводные системы могут обладать разной жесткостью. По степени жесткости их можно классифицировать следующим образом.

Г и б к и е — системы с низкой жесткостью, способные самостоятельно полностью компенсировать температурные удлинения за счет изгиба и поворота. Температурные напряжения здесь могут быть уменьшены только за счет рациональной расстановки опор, снижения их жесткости, сокращения ограничений на концевых и промежуточных опорах. Такие системы не требуют установки компенсаторов.

Ш а р н и р н ы е — системы, в которых уменьшение температурных напряжений достигается установкой компенсаторов, работающих на изгиб.

П р о д о л ь н о - п о д в и ж н ы е — системы, в которых температурные удлинения полностью воспринимаются компенсаторами, способными изменять длину по направлению перемещения трубопровода. Неподвижные опоры в таких системах и примыкающее оборудование воспринимают лишь усилия распора компенсатора.

Из трубопроводных систем, работающих при низком давлении, наиболее распространены гибкие и продольно-подвижные. Насыщенность близко расположенного оборудования, простые конструкции компенсаторов низкого давления создают благоприятные условия для их применения. Продольно-подвижные системы широко применяют также при реконструкции и удлинении трубопроводных систем.

В ряде случаев эффективно применение схем с шарнирными устройствами — шарнирными компенсаторами. Преимущество таких компенсаторов — малые усилия, передаваемые на неподвижные опоры. Усилия, вызываемые распором от внутреннего давления, полностью воспринимаются соединительными связями. Компенсирующая способность системы в этом случае зависит от допустимого угла раскрытия линзы компенсатора. До сих пор, однако, схемы трубопроводов с шарнирными компенсаторами не нашли широкого

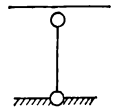
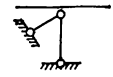
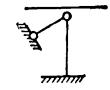
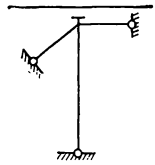
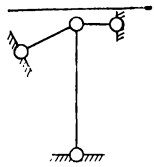
применения в системах промышленных трубопроводов большого диаметра. В значительной степени это объясняется, как правило, пространственной конфигурацией систем, что требует большого количества шарниров и значительно усложняет их установку.

ТИПЫ ОПОР

Основным вопросом при компоновке трубопроводных систем следует считать выбор типа и схемы расстановки опор, которые обеспечивают устойчивость и неизменяемость всей системы. Для классификации опор в качестве основных приняты такие критерии:

количество накладываемых на систему связей:

Таблица II.1. **Классификация опор трубопроводов**

Номер пункта	Классифицируемый признак			
	по количеству накладываемых связей	схема	по конструктивному решению	по расположению в системе
1	Односвязные		*а*. Маятниковые *б*. Подвесные	Промежуточные
2	Двухсвязные		Плоские	»
				
3	Трехсвязные		Пространственные	Концевые
4	Трехсвязные с ограниченной реакцией			Промежуточные

Примечания: По п. 1 — опора воспринимает только вертикальную нагрузку, допуская перемещения трубопроводов в горизонтальной плоскости.

По п. 2 — при статической схеме по типу *а* опора воспринимает вертикальную и горизонтальную нагрузки только в своей плоскости, допуская перемещение трубопровода вдоль оси трассы.

При статической схеме по типу *б* опора дополнительно воспринимает усилия, возникающие из-за изгиба ее в направлении оси трассы.

По п. 3 — опора воспринимает вертикальную нагрузку и все нагрузки в горизонтальной плоскости. Перемещения трубопровода не допускаются.

По п. 4 — опора воспринимает вертикальную нагрузку и все нагрузки в горизонтальной плоскости с учетом возможного скольжения.

статическая схема;
конструктивное решение;
место расположения в системе.

В основу классификации положены следующие допущения:

учитываются лишь основные линейные связи, накладываемые опорой на основной трубопровод, к которым относятся одна связь в вертикальной и две — в горизонтальной плоскостях. Реактивные крутящие моменты на опорах незначительны и потому не учитываются;

условно (для классификации) принимается абсолютная жесткость опоры в направлении накладываемой связи;

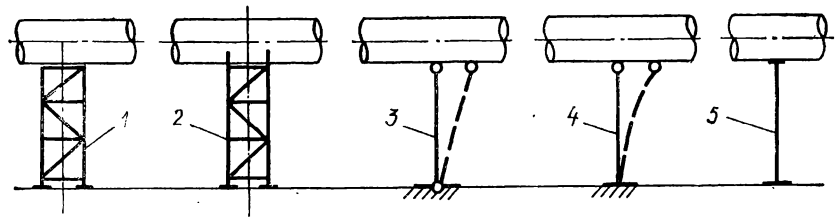


Рис. II.2. Типы опор трубопроводов:

1 — трехсвязная опора с ограниченной реакцией; *2* — трехсвязная концевая опора; *3* — двухсвязная шарнирная опора; *4* — двухсвязная защемленная опора; *5* — двухсвязная опора с ограниченной реакцией.

статически каждой опорной связи соответствует шарнирный стержень, воспринимающий линейные реакции и условно именуемый шарниром;

опоры скользящего типа считаются в направлении скольжения неподвижными до реакции, соответствующей возникающей силе трения.

В табл. II.1 приведена классификация опор, построенная на основе принятых критериев, а на рис. II.2 показаны типы опор с обозначениями по этой классификации.

КОНСТРУКТИВНЫЕ ФОРМЫ СИСТЕМ

Напряжения и усилия, названные внешними воздействиями, зависят от компоновки и вида опорных конструкций. Для уменьшения усилий от температурных воздействий, целесообразно понижать общую жесткость системы, что может быть достигнуто созданием плоских и пространственных изломов трассы, обеспечивающих необходимую деформативность участков (самокомпенсирующая система); установкой компенсаторов, поглощающих температурные перемещения системы.

Компенсаторы рекомендуется устанавливать в случаях:

когда по условиям генерального плана невозможно создать систему достаточно малой жесткости;

когда расчет системы на самокомпенсацию показал наличие чрезмерно больших усилий на опоры и напряжений в трубопроводе;

если применение системы с компенсаторами экономически эффективно и при этом не возникают значительные неуравновешенные усилия от внутреннего давления;

при реконструкции или изменении схемы действующих систем.

Компоновочную схему трассы выбирают исходя из следующих положений.

Места изменения направления трассы рационально использовать для самокомпенсации.

Прямолинейные участки разбивают неподвижными опорами на температурные блоки, длину которых L_0 определяют исходя из

Таблица II.2. **Минимальные расстояния между неподвижными опорами на прямолинейных участках**

Диаметр труб, мм	Расстояние, м, при количестве волн компенсаторов								
	1			2			3		
	и толщине стенки компенсатора, мм								
	4	5	6	4	5	6	4	5	6
630	34	26	22	68	52	44	102	78	66
720	33	26	21	66	52	42	99	78	63
820	32	26	21	64	52	42	96	78	63
920	32	26	21	64	52	42	90	78	63
1020	32	25	21	64	50	42	96	75	63
1120	46	37	31	92	74	62	138	111	93
1220	46	36	31	92	72	62	138	108	93
1320	46	36	31	92	72	62	138	108	93
1420	45	36	30	90	72	60	135	108	90
1520	45	36	30	90	72	60	135	108	90
1620	44	35	29	88	70	58	132	105	87
1720	44	35	29	88	70	58	132	105	87
1820	44	34	29	88	68	58	132	102	87
2020	44	34	29	88	68	58	132	102	87
2220	42	34	28	84	68	56	126	102	84
2420	42	33	28	84	66	56	126	99	84
2520	42	33	28	84	66	56	126	99	84
2620	42	33	28	84	66	56	126	99	84
2820	40	32	27	80	64	54	120	96	81
3020	40	32	27	80	64	54	120	96	81
3220	40	32	27	80	64	54	120	96	81
3520	40	32	27	80	64	54	120	96	81

компенсирующей способности установленных компенсаторов по табл. II.2 с учетом количества волн n. Условный перепад температуры здесь принят $\Delta t = 100$ °С. При ином перепаде Δt_1 максимальные расстояния между концевыми опорами определяются умножением данных табл. II.2 на коэффициент $K = \frac{\Delta t_1}{\Delta t}$. Длину температурного блока определяют по формуле $L = L_0 K n$.

Внутри температурного блока устанавливают промежуточные опоры, расстояние между которыми определяется несущей способностью ведущего трубопровода, типом опор и их способностью обеспечить восприятие температурных перемещений. На рис. II.3, *а...д*, приведены примеры компоновочных схем разных трасс.

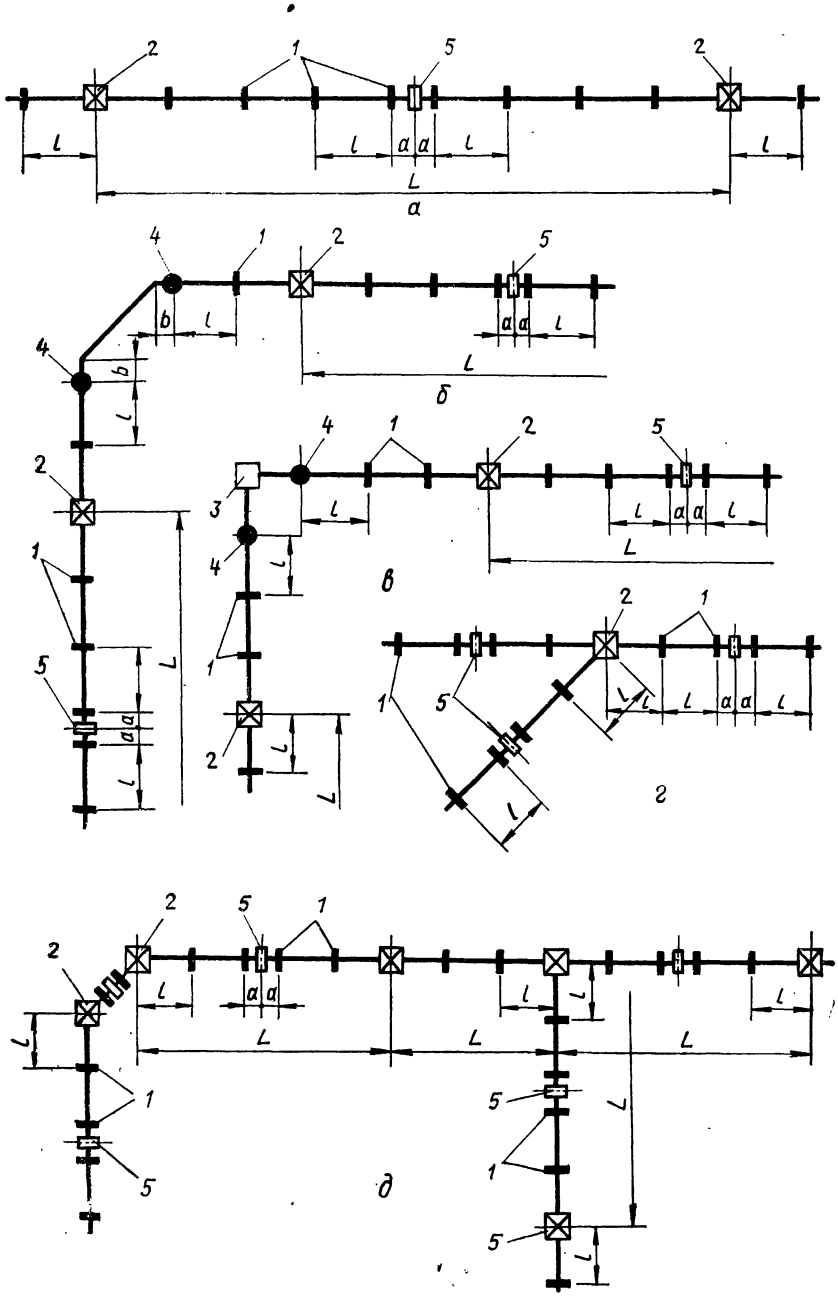


Рис. II.3. Компоновочные схемы трасс:
1 — плоская опора; *2* — неподвижная опора; *3* — скользящая опора; *4* — маятниковая опора; *5* — компенсатор.

Большое разнообразие конструктивных решений трубопроводных систем вызвано, прежде всего, отличием технологических требований и условий нормальной эксплуатации оборудования. Связанная с этим редкая повторяемость поперечных сечений трубопроводных систем и отсутствие серийности конструкций затрудняет создание стандартных типовых схем. Опыт проектирования и изучение ряда натурных трубопроводных систем подтверждает это положение и приводит к выводу, что технологические требования трудно подчинить унификации. В то же время, можно выделить

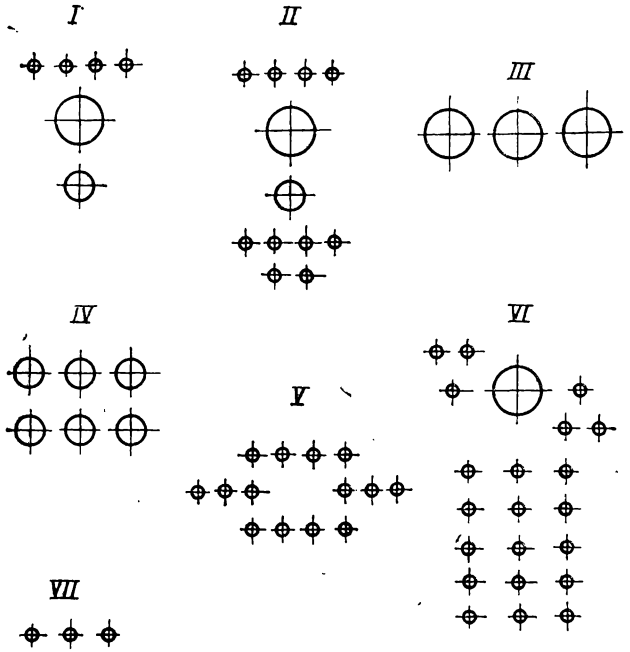


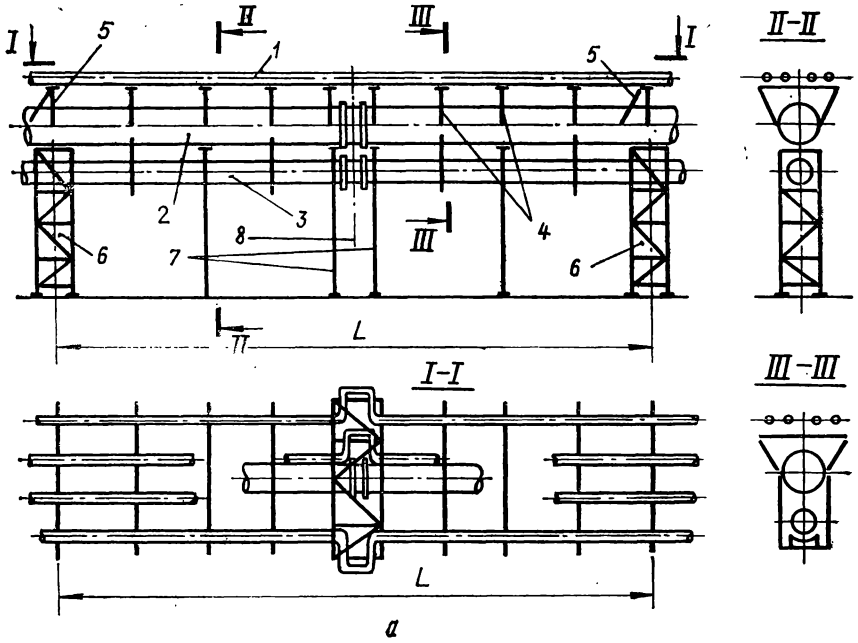
Рис. II.4. Типы (I...VII) поперечных сечений трубопроводных систем.

некоторые характерные признаки поперечных сечений, оказывающие большое влияние на построение схемы всего сооружения. К основным признакам следует отнести количество и взаимное расположение трубопроводов большого диаметра, а также ярусов сопутствующих трубопроводов.

Для подавляющего числа рассмотренных сооружений указанные признаки оказывают решающее значение на выбор схемы и ее конструктивное решение. Отличие того или иного из них почти всегда приводит к появлению новых конструктивных элементов, а в некоторых случаях также и к иному конструктивному оформлению системы. На основании этого поперечные сечения трубопроводных систем можно разделить на семь условных типов (рис. II.4), которые в дальнейшем приняты в качестве основного отличитель-

ного признака построения всей системы. Для каждого из предполагаемых условных типов сечений приводим следующие экономичные и конструктивно целесообразные построения систем.

Тип I. При благоприятных условиях генерального плана система решается способом балочной прокладки с установкой компенсаторов на прямолинейных участках (рис. II.5, *а*). Компенсаторы



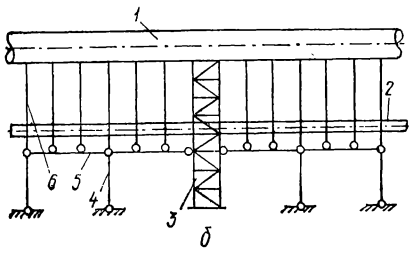


Рис. II.5. Конструктивная схема при поперечном сечении типа I:

а) *1* — сопутствующие трубопроводы; *2* — трубопровод верхнего яруса (ведущий); *3* — трубопровод нижнего яруса; *4* — плоские опоры сопутствующих трубопроводов; *5* — неподвижная опора сопутствующих трубопроводов; *6, 7* — соответственно неподвижная и промежуточные опоры системы; *8* — ось компенсатора;

б) *1* — ведущий трубопровод; *2* — трубопроводы нижнего яруса; *3* — неподвижная опора; *4* — плоские опоры; *5* — распорка; *6* — подвески.

располагают, как правило, между двумя близко расположенными промежуточными плоскими опорами. Допускается установка компенсатора по оси пространственной опоры. При этом опирание трубопровода на одну ветвь должно быть неподвижным, а на другую — подвижным. Расстояние между промежуточными опорами определяется несущей способностью ведущего трубопровода. Если этот пролет оказывается недопустимым для второй трубы, то применяют дополнительные подвески. Верхний ряд технологических трубопроводов опирается на систему кронштейнов, прикрепленную к

ведущему трубопроводу. Опирание труб на кронштейны бывает подвижным (скользящим или на катках) или неподвижным.

Система может быть также решена на рис. II.5, *б**. В этом случае снижаются горизонтальные нагрузки на неподвижные опоры от сопутствующих трубопроводов.

Тип II. Система решается (как и для типа I) по балочной схеме с устройством дополнительных опор для трубопроводов нижнего яруса. Эти опоры выполняют в виде плоских качающихся рам при одном ярусе труб и пространственных или плоских закрепленных рам при числе ярусов более одного (рис. II.6). В связи с возмож-

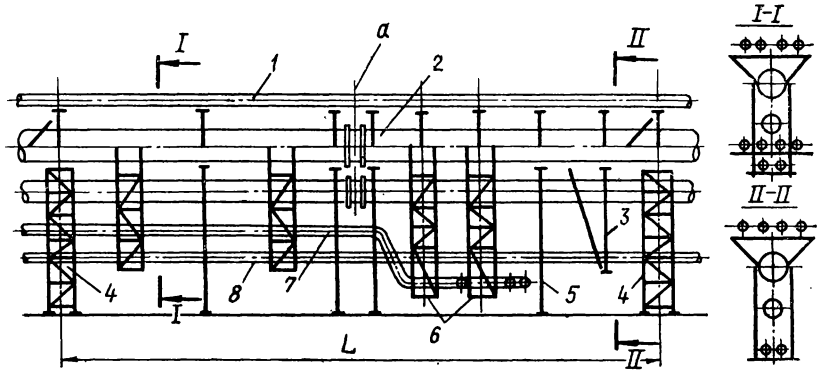


Рис. II.6. Конструктивная схема при поперечном сечении типа II:

1, 7, 8 — сопутствующие трубопроводы; *2* — ведущий трубопровод; *3* — неподвижная плоская подвеска; *4, 5* — соответственно неподвижные и промежуточные опоры системы; *6* — подвеска в виде рамы; *а* — ось компенсатора.

ностью односторонней перегрузки рам их вертикальные элементы выполняют жесткими.

Тип III. Здесь следует различать два случая: все трубы эксплуатируются только одновременно и имеют одинаковый температурный режим; трубы могут эксплуатироваться неодновременно или имеют разные температурные режимы. В первом случае систему решают аналогично поперечному сечению типа I. Во втором случае такое решение может привести к перекосам, закручивающим промежуточные опоры. Во избежание этого можно рекомендовать несколько решений. Первое — постановка по всей трассе пространственных опор с подвижным опиранием труб. Такая схема в связи со значительными горизонтальными нагрузками от трения приводит к утяжелению опор и фундаментов. Второе — использование одной трубы для закрепления ее за промежуточные плоские опоры **. Остальные трубы подвешивают к специальной надстройке (рис. II.7, *а*) либо опирают через подвижные опорные части. При

* А. С. 1151753 СССР, МКИ³ *F*16 *L* 3/22. Эстакада трубопроводов / *Л. И. Берелович, А. Е. Любин, В. Ф. Сафронков.*— Опубл. 15.04.85. Бюл. № 15.

** А. С. 400767 СССР, МКИ³ *F* 15 *L* 2/33. Устройство для закрепления трубопроводов / *Л. И. Берелович, А. Е. Любин, В. Ф. Сафронков.*— Опубл. 15.08.73. Бюл. № 40.

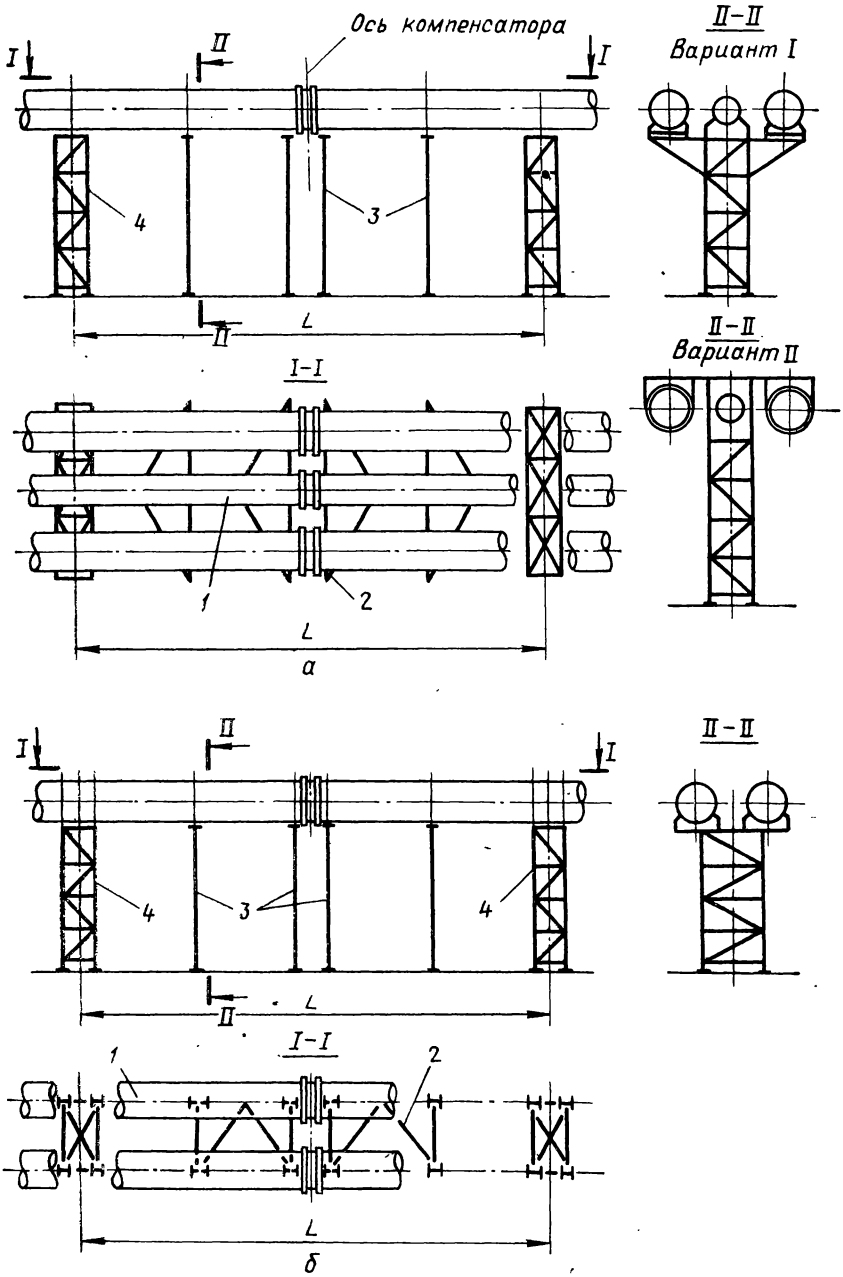


Рис. II.7. Конструктивная схема при поперечном сечении типа III:

а — при осевом положении «ведущей» трубы; *б* — при боковом; *1* — трубопровод-распорка; *2* — подкос; *3, 4* — соответственно промежуточные и неподвижная опоры.

прокладке двух труб можно принять схему, показанную на рис. II.7, *б*. Одну трубу используют для закрепления ветвей опор, вторая опирается подвижно.

Тип IV отличается от типа III наличием второго яруса труб большого диаметра. Системы с одинаковыми температурными режимами всех труб встречаются редко. Поэтому по всей трассе целесообразно применять пространственные опоры с подвижным опиранием труб. Возможно также аналогичное принятому решение для типа III с подвесками.

Тип V. Поперечное сечение с большим числом труб небольшого диаметра предполагает применение эстакадной прокладки с устройством специальных пролетных строений и подвижных опираний труб.

Тип VI. Конструктивная сложность закрепления всех сопутствующих трубопроводов к основной трубе вызывает необходимость устройства пролетных строений с расположением по верху их трубопроводов большого диаметра.

Тип VII. Небольшие диаметры трубопроводов предполагают устройство облегченных пролетных строений, основным назначением которых является ограничение прогибов для создания непрерывного одностороннего уклона.

Глава III. ЭЛЕМЕНТЫ ТРУБОПРОВОДНЫХ СИСТЕМ

ТРУБОПРОВОДЫ

Трубопроводы, в зависимости от требуемых диаметров и толщины стенок, могут быть выполнены как из готовых (катаных или сварных) труб заводского изготовления, так и из труб, свальцованных из отдельных обечаек.

Минимальная рекомендуемая толщина стенки газопровода 5 мм, вентиляционных воздуховодов — 3. При надежной защите от кор-

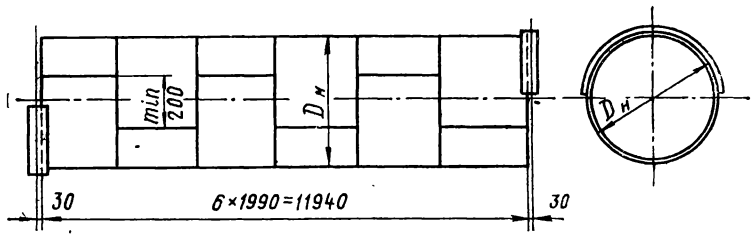


Рис. III.1. Монтажная марка трубопровода.

розии толщина стенки газопроводов может быть уменьшена до 4 мм, а для приточных вентиляционных воздуховодов — до 2. Газовоздуховоды диаметром до 1420 мм, как правило, изготавливают из цельносварных труб.

Царги труб диаметром 630...820 мм рекомендуется изготовлять из одного листа длиной 6000 мм с одним продольным швом, а царги

труб большего диаметра — из двух листов с двумя продольными швами (рис. III.1). Обечайки криволинейных частей трубопроводов вырезают из цельносварной или ранее свальцованной и сваренной трубы (рис. III. 2) независимо от расположения ее швов.

Стыковые швы труб следует выполнять с полным проваром, равнопрочными основному металлу и обеспечивающими плотность

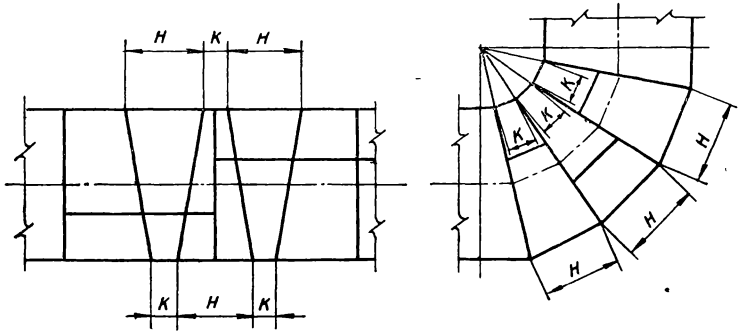


Рис. III.2. Раскрой угловых элементов труб.

соединений. Максимальную длину отправочной марки трубопровода принимают исходя из условий транспортировки и длины платформы (не более 12 м).

Собирают трубопроводы с помощью полубандажей, заранее приваренных на заводе к концам отправочных марок (рис. III. 3). Это позволяет контролировать и устранять неточности изготовления конструкций, разбивки опор. При устройстве стыков на криволинейных участках, при наличии патрубков и в других случаях, требующих пространственной рихтовки участков газовоздухопровода, верхний полубандаж следует приваривать только на монтаже к обеим отправочным маркам. Бандажи приваривают угловыми швами снаружи и изнутри. Толщину бандажа и высоту углового шва принимают равными толщине стенки трубы. В трубах малого диаметра (до 800 мм) при расположении стыков в местах, в которых $M < 0{,}5\ M_{макс}$, допускается при обеспечении необходимой прочности приваривать бандажи только снаружи. При этом толщина бандажа и высота углового шва должны приниматься равными 1,2 толщины стенки.

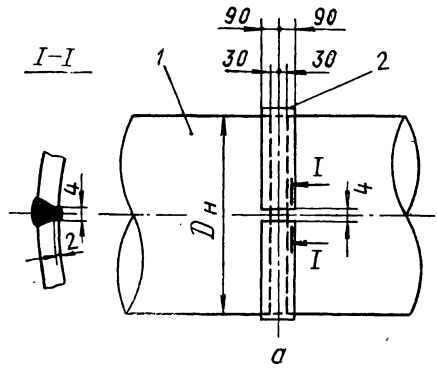


Рис. III.3. Монтажный стык трубопровода:
1 — трубопровод; *2* — полубандаж; *а* — ось монтажного стыка.

Монтажные стыки трубопроводов располагают, как правило, в местах наименьших усилий, возможно ближе к опорам и с учетом

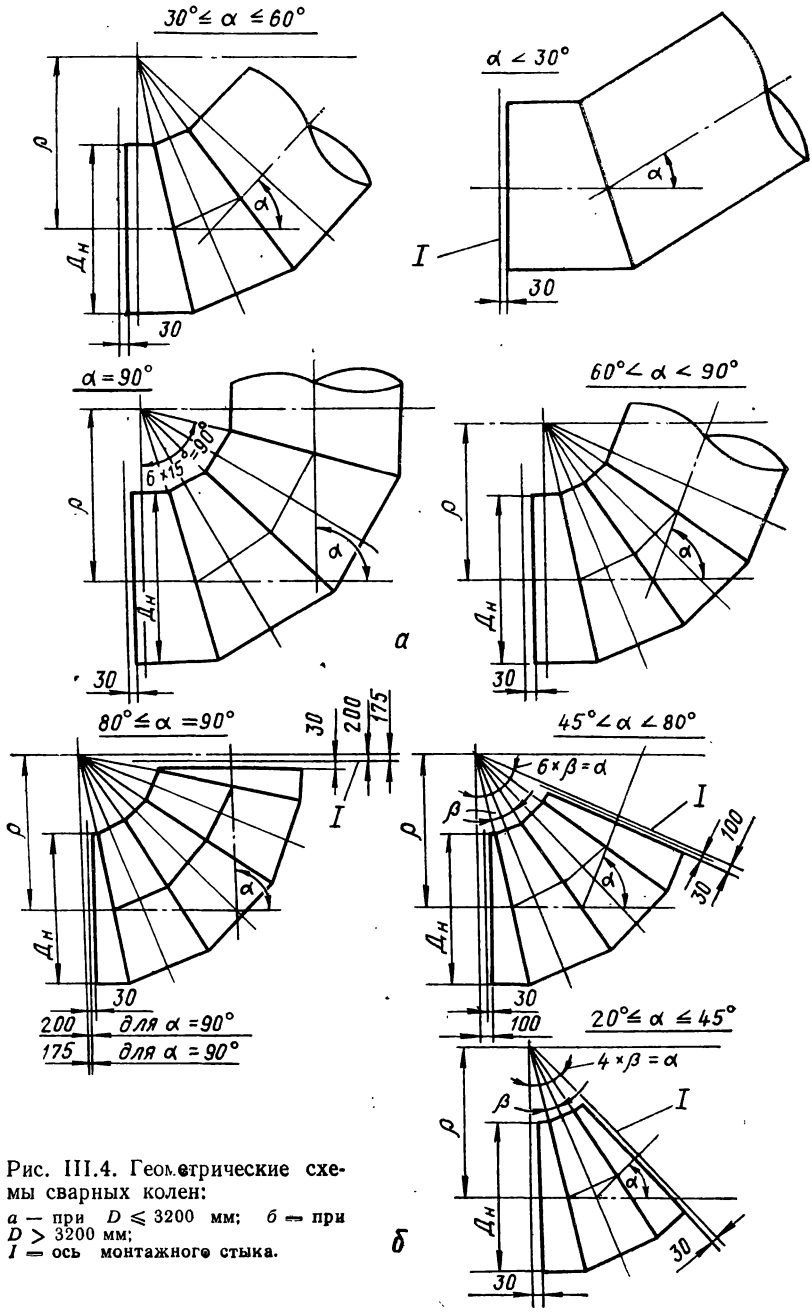


Рис. III.4. Геометрические схемы сварных колен:

а — при $D \leqslant 3200$ мм; *б* — при $D > 3200$ мм;
I — ось монтажного стыка.

требований монтажа. В точках изменения направления, при создании технологического уклона, также устраивают монтажные стыки на бандажах. При наличии соответствующих грузоподъемных средств и сборочных стендов целесообразно укрупнять перед подъемом две отправочные марки с помощью сварки встык.

Геометрические размеры сварных колен назначают исходя из минимальной ширины детали $K \geqslant 200$ мм (см. рис. III. 2) и размещения бандажа на конце колена. Радиус кривизны сварного коле-

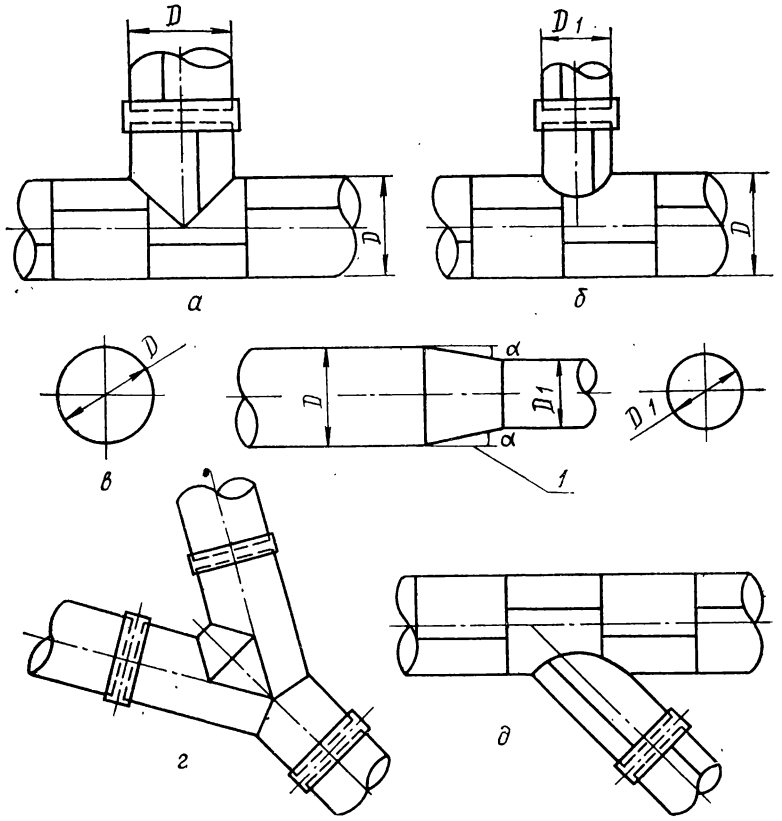


Рис. III.5. Схемы пересечений и переходов трубопроводов:
а — трубы одного диаметра под прямым углом; *б* — трубы разных диаметров под прямым углом; *в* — переход труб разных диаметров; *г* — тройник; *д* — примыкание под углом; *1* — рекомендуемый угол $\alpha = 10°$.

на, как правило, принимают не менее диаметра трубопровода. В трубопроводах диаметром менее 1220 мм для обеспечения ширины детали $K \geqslant 200$ мм радиус изгиба оси обычно больше диаметра трубы. На рис. III.4 показаны геометрические схемы сварных колен трубопроводов применительно к рекомендуемым радиусам изгиба их оси.

Если возможно образование конденсата, газовоздухопроводы выполняют с уклоном. Удаляют конденсат через водоотводчики,

расстояние между которыми, как и уклон, определяют в зависимости от конкретных условий прокладки. Для обеспечения неизменяемости контура поперечного кольцевого сечения трубопровода по его длине, над опорами и в местах приложения сосредоточенных нагрузок устанавливают кольцевые ребра жесткости (шпангоуты), которые приваривают на заводе металлоконструкций сплошным угловым швом с обеих сторон.

Трубопроводы наружным диаметром более 3250 мм нельзя транспортировать по железной дороге, а при диаметре до 3600 мм они становятся негабаритными и для автотранспорта и могут быть отправлены в виде рулонной заготовки с последующим разворотом ее при монтаже и сваркой продольного шва. Колена таких труб изготовляют по схеме (см. рис. III.2) после разворота и сварки рулона. На заводе-изготовителе рулонную заготовку предварительно размечают. На рис. III. 5 показаны наиболее часто встречающиеся пересечения и переходы трубопроводов.

ОПОРЫ ОСНОВНЫХ ТРУБОПРОВОДОВ

В соответствии с классификацией опор, приведенной в табл. II.1, на рис. III.6 показаны принципиальные схемы каждого типа опор. Решетку опор, как правило, проектируют треугольной или полураскосной с совмещенными (в пространственных опорах) по граням узлами. При больших размерах опоры в плане и больших поперечных силах можно применять крестовую решетку, элементы которой подбирают обычно из расчета работы их только на растяжение. Если нельзя воспринять усилие одним растянутым элементом, а также при экономическом обосновании элементы можно принять сжатыми.

При многотрубной прокладке схема решетки определяется необходимостью пропустить трубопроводы сквозь опору. При невозможности устройства решетки во всех панелях принимают конструктивные меры по обеспечению восприятия опорой поперечной силы, например создают рамные участки.

В связи с технологическим уклоном трубопровода, а также учитывая различные планировочные отметки района прокладки трассы, опоры получают разной высоты. Максимально увеличить количество опор одной высоты можно, изменяя отметки верха фундаментов и размеры седла или одной панели. Низ опорных плит башмаков колонн должен возвышаться над поверхностью земли не менее чем на 200 мм и не более чем на 400...500. В некоторых случаях при относительно коротких опорах, которые за счет защемления анкерными болтами при удлинениях трубопровода не обеспечивают достаточную податливость, ветви опор опирают на фундамент через центрирующие подкладки, приближающие узел к шарнирному. При необходимости создания более гибкой схемы опоры можно проектировать рамной конструкции — податливость их больше, чем решетчатых.

При прокладке сопутствующих трубопроводов необходима своя независимая система опор, устанавливаемых на несущие трубопроводы. Опорные конструкции последних не должны препятствовать температурным расширениям основной несущей системы, для чего принимают соответствующие меры — устраивают независимые опоры, скользящие столики, овальные дыры и др.

Опираются трубопроводы через специальные опорные части. Приняв за основу классификацию, приведенную выше, опорные

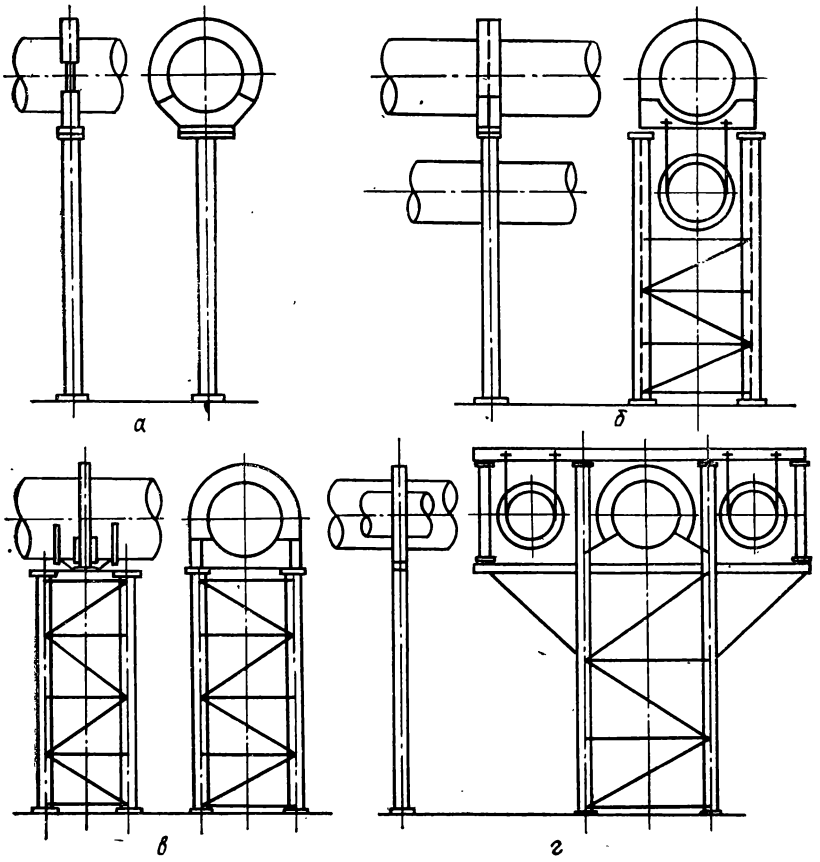
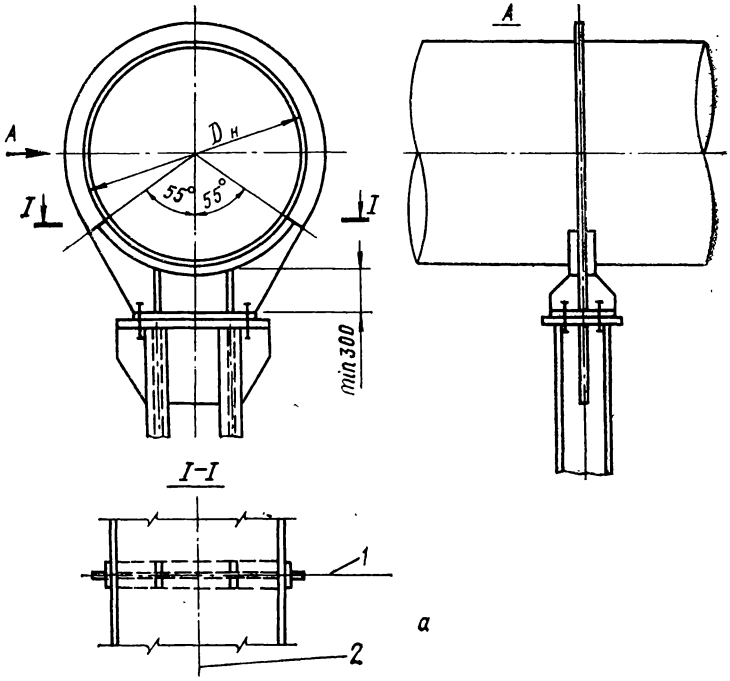
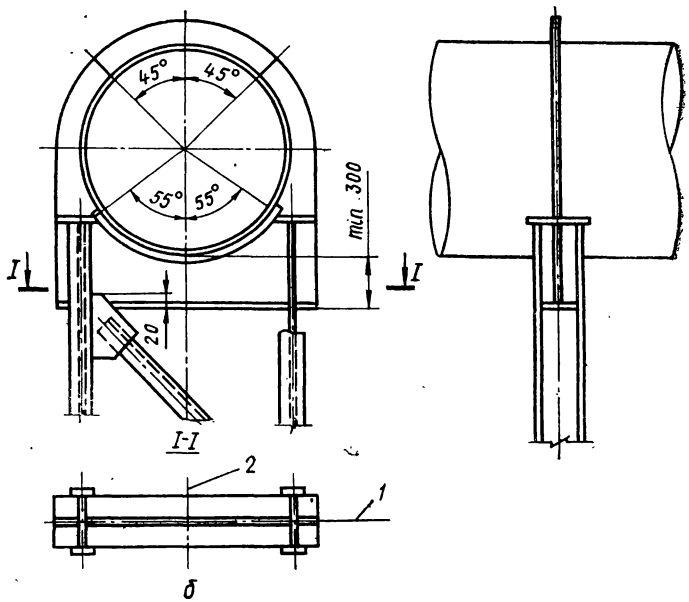


Рис. III.6. Схемы опор трубопроводов:
а — маятниковая; *б*, *г* — плоская промежуточная; *в* — пространственная неподвижная

части можно разделить на подвижные и неподвижные. При помощи неподвижных трубопроводы крепятся неподвижно к маятниковым, плоским и пространственным опорам через опорное седло (рис. III.7). При помощи подвижных опорных частей трубопроводы опираются на пространственные опоры, чем обеспечивается возможность их свободных перемещений. Подвижные опорные части бывают: а) *скользящие,* в которых скольжение происходит по плоскости



а



б

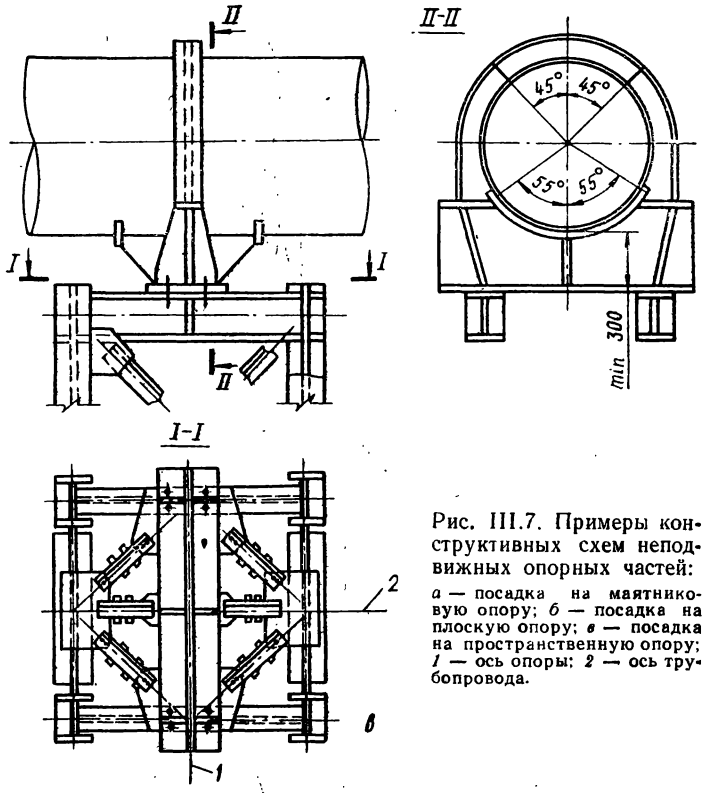


Рис. III.7. Примеры конструктивных схем неподвижных опорных частей:
а — посадка на маятниковую опору; *б* — посадка на плоскую опору; *в* — посадка на пространственную опору; *1* — ось опоры; *2* — ось трубопровода.

соприкосновения (контакта) опорной части с опорой (рис. III.8), (для снижения коэффициента трения здесь могут устанавливаться прокладки из антифрикционных материалов, например из фторопласта, обеспечивающие коэффициент трения 0,05...0,1); б) *катковые,* в которых подвижность в одном или во всех направлениях обеспечивается качением катков (в последнем случае катки ставят взаимно перпендикулярно в двух ярусах); в) *шариковые,* в которых подвижность в любом направлении обеспечивается качением шариков.

Подвесные опоры, относящиеся к классу подвижных, широко распространены, так как не препятствуют перемещению трубопровода в горизонтальной плоскости в направлении его оси. Конструктивно подвесные опоры оформляются по-разному, однако все создают опорное устройство малой жесткости и обеспечивают перемещение закрепляемого трубопровода.

Наиболее простая конструктивная форма подвесной опоры — подвески в виде круглых тяжей. Верхние концы закрепляются на несущем трубопроводе или опорной конструкции, а нижние поддерживают подвешенный трубопровод. Как правило, трубопровод подвешивают за опорное кольцевое ребро, а в некоторых случаях — без него, при помощи полосового элемента, так называемого

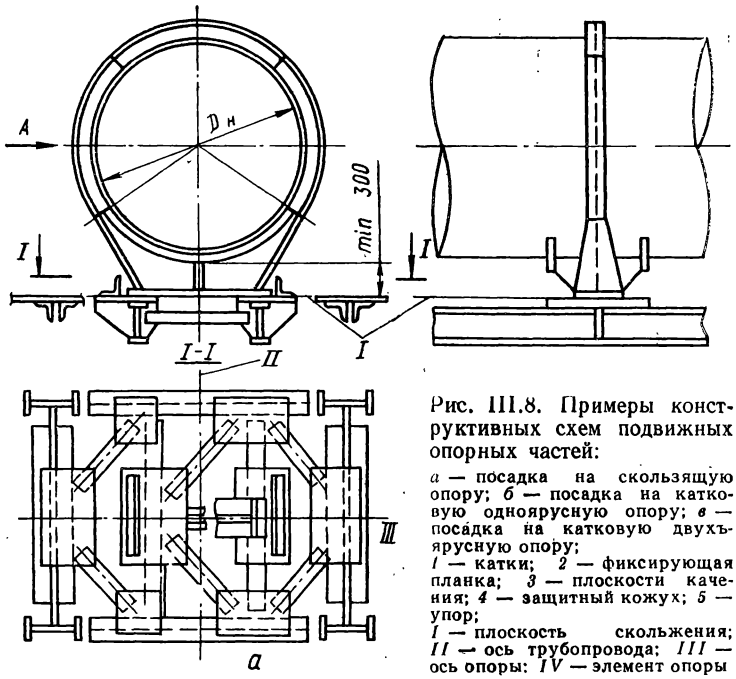
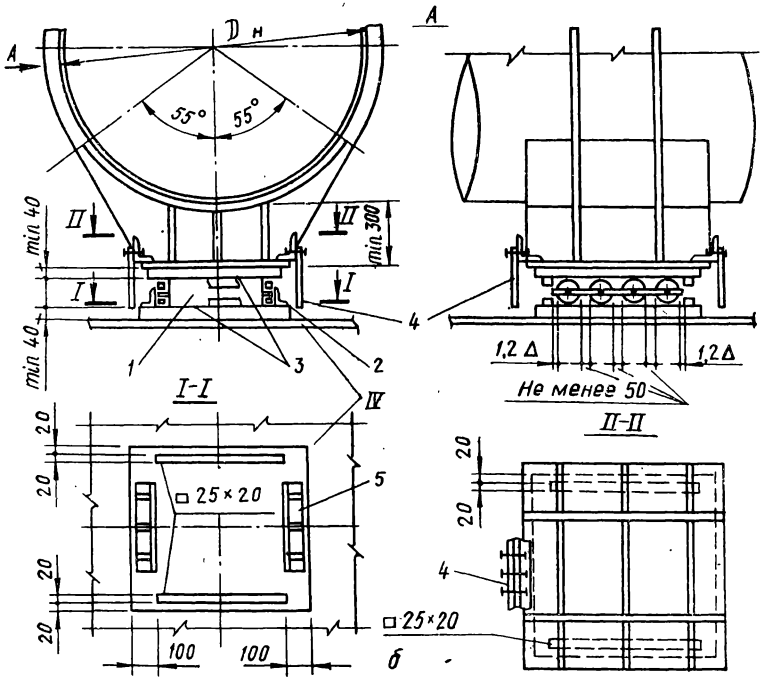
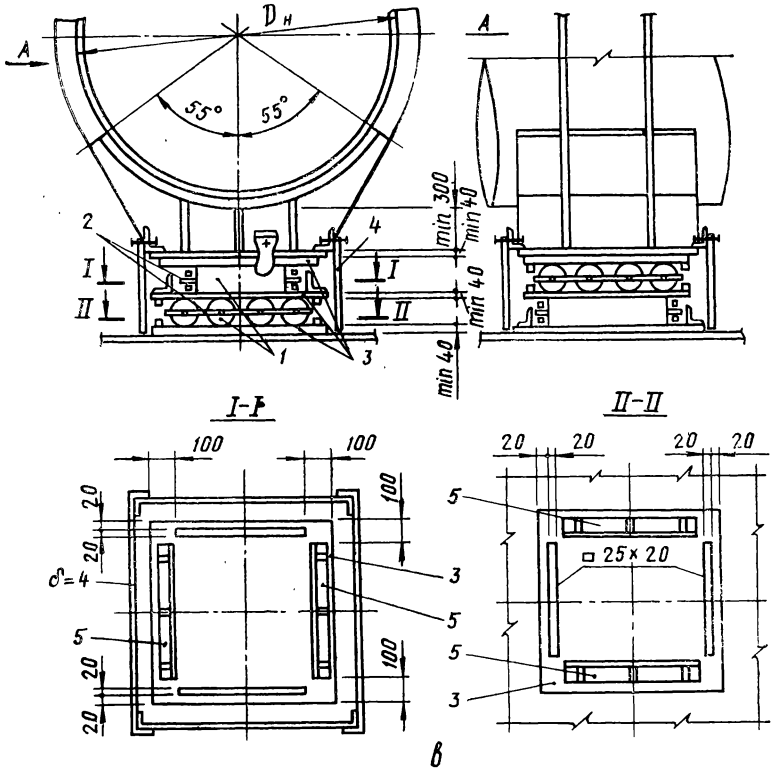


Рис. III.8. Примеры конструктивных схем подвижных опорных частей:

а — посадка на скользящую опору; *б* — посадка на катковую одноярусную опору; *в* — посадка на катковую двухъярусную опору;
1 — катки; *2* — фиксирующая планка; *3* — плоскости качения; *4* — защитный кожух; *5* — упор;
I — плоскость скольжения; *II* — ось трубопровода; *III* — ось опоры; *IV* — элемент опоры





в

полотенца. Предпочтительнее подвеска за ребро, так как такое решение обеспечивает четкую передачу усилий и восприятие поперечных сил, а также позволяет сохранить неизменным контур поперечного сечения.

Пригодность к работе подвесных опор определяется их гибкостью, зависящей, в основном, от длины подвесок. Изучение работы подвесных опор и опыт их проектирования позволяют рекомендовать оптимальную длину подвесок, равную 1,5...2 бо́льшего диаметра трубопровода. При более коротких подвесках необходимо принимать меры для обеспечения перемещения трубопровода. Здесь можно рекомендовать составные подвески, опирание подвесок через осевой элемент или при помощи передвижной каретки.

Применяют также подвесные опоры в виде опорных балок, прикрепленных через подвески, с расположением на балках одного или нескольких трубопроводов. В последнем случае компоновка ряда трубопроводов на одной опоре допускается только для трубопроводов с общей системой опор и работающих постоянно в одном температурном режиме.

При прокладке трубопроводов по опорам разной жесткости, в состав которых входят и подвески, для обеспечения проектного положения трубопровода в процессе эксплуатации успешно применяют

пружины, например, тарельчатые, включаемые в опорный узел подвески. Особенно благоприятно такое решение сказывается на подвесках воздухопроводов горячего дутья доменных печей к несущим балкам. При изменении положения опор балок наличие тарельчатых пружин обеспечивает равномерное включение в работу всех подвесных опор.

Опорные части трубопроводов конструктивно оформляются в виде опорного седла, которое входит в состав опорного ребра (шпангоута). Опорные ребра — ответственные элементы системы, так как обеспечивают передачу всех видов нагрузки с трубопровода на опоры и позволяют сохранить в опорном сечении круговой контур поперечного сечения трубопровода без изменений. В зависимости от опорной реакции опорные ребра могут быть плоскими, одно- и двустенчатыми. Одно из ответственных мест — узел сопряжения опорного ребра с седлом. Здесь должно быть обеспечено равнопрочное их сопряжение при помощи сварных швов.

При проектировании трубопроводов широко применяют промежуточные *кольцевые ребра жесткости* (шпангоуты), которые предназначены либо для передачи на трубопровод сосредоточенных нагрузок, либо для сохранения контура поперечного сечения трубопровода под воздействием неосесимметричной нагрузки. Кольцевые ребра, передающие сосредоточенные нагрузки, выполняют, как правило, одностенчатыми и компонуют из отдельных кольцевых элементов, соединяемых равнопрочными стыками. Элементы ребер вырезают из листового металла разными методами раскроя. С учетом снижения расхода материала предпочтение следует отдавать так называемому экономичному раскрою. Приваривают эти ребра к трубопроводам расчетными швами с двух сторон.

К кольцевым ребрам, служащим только для сохранения контура поперечного сечения, предъявляют несколько менее жесткие требования. В целом их конструкция не отличается от конструкции ребер, передающих нагрузку. Однако здесь могут быть допущены стыки элементов ребер внахлестку, а также (при определенных условиях) односторонние или прерывистые швы, которыми приваривают ребра к трубопроводу.

Кольцевые ребра, обеспечивающие неизменяемость формы поперечного сечения, как правило, устанавливают на трубопроводах диаметром более 1000 мм, находящихся под неосесимметричной нагрузкой. Рекомендации по их расстановке даны в главах V, X.

ОПОРЫ СОПУТСТВУЮЩИХ ТРУБОПРОВОДОВ

В трубопроводной системе параллельно с основными трубопроводами больших диаметров, прокладывают так называемые сопутствующие трубопроводы, количество и диаметры которых различны. При балочной прокладке все они опираются на ведущий трубопровод и компонуются в общую независимую систему. Опоры таких трубопроводов стандартизированы официальными документами — межведомственными нормалями (МН) и могут быть разными по харак-

теру. По классификации, приведенной в [21], они разделяются на четыре категории (табл. III.1): опоры неподвижные с защемлением и без него; направляющие; подвижные, обеспечивающие свободу перемещений в горизонтальной плоскости; подвижные для перемещения трубопровода одновременно в горизонтальной и вертикальной плоскостях.

Неподвижные защемляющие опоры исключают возможность любых перемещений трубопровода, а неподвижная опора без защем-

Таблица III.1. **Характер работы опор сопутствующих трубопроводов**

Категория	Тип	Характер работы	Нормаль
		опоры	
I	Неподвижная защемляющая (мертвая)	Препятствует любым перемещениям трубопровода.	МН 4008-62 МН 4010-62
		Шесть жестких связей	МН 4013-62
	Неподвижная без защемления	Препятствует любому линейному перемещению. Три жесткие связи	МН 4016-62
II	Направляющая	Препятствует линейным перемещениям в плоскости, перпендикулярной оси трубы. Две жесткие линейные связи	МН 4016-16
III	Скользящая односторонняя	Запрещает линейное перемещение трубопроводов вниз. Одна жесткая линейная односторонняя связь	МН 4008-62 МН 4009-62 МН 4011-62 МН 4012-62 МН 4014-62 МН 4015-62
VI	Подвеска	Запрещает линейное перемещение трубопроводов вниз.	МН 3941-62 МН 3966-62
	Пружинная подвеска	Дает возможность упругого смещения закрепленной точки по вертикали. Одна упругоподатливая односторонняя линейная связь	

ления допускает угловые перемещения. Направляющие опоры (скользящие либо катковые) четко фиксируют направление перемещения трубопровода. Ликвидация ограничительных элементов превращает опору в подвижную, дающую возможность трубопроводу перемещаться во всех направлениях, кроме вертикально вниз. К этой же группе относятся и подвесные опоры, обеспечивающие перемещение трубопровода в горизонтальной плоскости. Одна из серьезных задач проектирования трубопроводов — создание системы конструкций опор сопутствующих трубопроводов. Такие конструкции принято называть подопорными. Наиболее простая из них — кронштейны на ведущем трубопроводе. Здесь необходимо, кроме передачи вертикальной нагрузки, обеспечить восприятие

горизонтальной нагрузки, вызванной температурным удлинением трубопровода. При незначительных горизонтальных усилиях они могут быть восприняты специально подобранным сечением верхнего пояса кронштейна достаточной жесткости. При больших усилиях

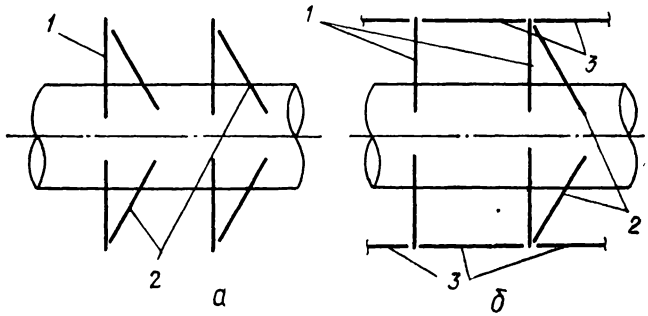


Рис. III.9. Элементы подопорных конструкций:
а — подкосная система; *б* — связевая система; *1* — кронштейны; *2* — подкосы; *3* — связи

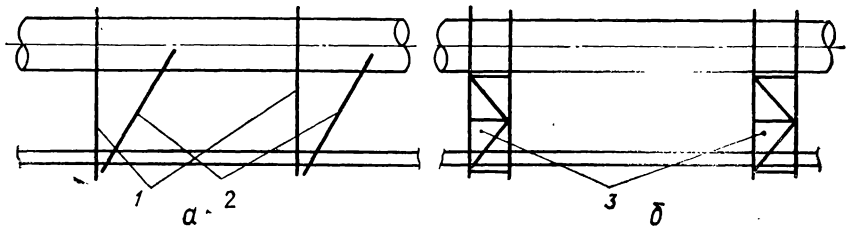


Рис. III.10. Подвеска сопутствующих трубопроводов:
а — система с подкосами; *б* — система с развитыми подвесками; *1* — плоские подвески; *2* — подкосы; *3* — развитые пространственные подвески.

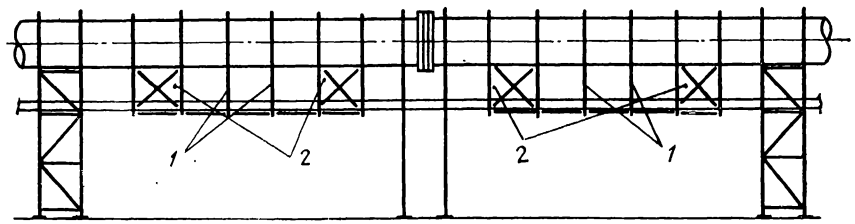


Рис. III.11. Пример связевой системы для подвески трубопроводов:
1 — плоские подвески; *2* — связевая панель

необходимы специальные мероприятия — устройство подкосов к каждому кронштейну или создание связевой системы (рис. III. 9).

В ряде случаев одиночные сопутствующие трубопроводы могут опираться на отдельные столики, расположенные на ведущем трубопроводе. Распространено устройство подопорных элементов в виде подвесных конструкций. Аналогично кронштейнам, в зависимости от значения и места приложения приходящихся на них горизонтальных сил, их можно выполнять плоскими с подкосами или си-

стемой связей, а также пространственными — развитыми в направлении действия сил (рис. III.10).

При устройстве продольной связевой системы следует обращать особое внимание на то, чтобы не создать препятствий для температурных перемещений ведущего трубопровода. Для этого связевыми системами не пересекают компенсаторы, а располагают их на участках между последними (рис. III.11). Для крепления сопутствующих трубопроводов широко применяют различного рода подвесные опоры как для одиночных труб, так и для нескольких на одной опоре.

КОМПЕНСИРУЮЩИЕ УСТРОЙСТВА

Компенсаторы, применяемые в трубопроводных системах, можно классифицировать следующим образом:

образуемые путем искусственных местных поворотов трассы — П-, Z- и Г-образные;

деформирования — волновые (линзовые или дисковые);

осевого перемещения — сальниковые;

шарнирные.

Компенсаторы, образуемые изменением направления трассы, снижают жесткость системы и хорошо компенсируют температурные удлинения. Они громоздки, занимают много места и требуют специальных опорных конструкций. Поэтому применять их рекомендуется для трубопроводов диаметром до 700 мм.

Волновые компенсаторы, образуемые путем гибких вставок в трубопроводы, наиболее широко применяют в трубопроводах низкого давления. Простота конструкции, возможность изготовления на заводах металлоконструкций без специальной механической обработки повышенной точности — все это способствует их широкому распространению и поставке на монтаж совместно с трубопроводами. В трубопроводах низкого давления (до 30 кПа) применяют в основном волновые компенсаторы с конфигурацией волн в виде сварных плоских дисков (рис. III. 12).

В трубопроводах, работающих под давлением более 30 кПа, применяют компенсаторы с конфигурацией волн в виде линз — сильфоны. Линзы изготавливают из штампованных элементов или труб.

Все типы волновых компенсаторов обеспечивают надежную плотность узла соединения. Основной их недостаток — неспособность воспринимать неуравновешенные усилия, возникающие от давления газовой среды на последний диск волны (давления на средние диски всегда уравновешены). Серьезное значение этот фактор приобретает при установке компенсаторов на трубопроводах с давлением более 30 кПа. Неуравновешенные усилия здесь значительны, что затрудняет передачу их на опоры и фундаменты. Кроме того, несущая способность таких компенсаторов ограничена, так как для повышения деформативности их обычно выполняют из тонких металлических листов, и при высоком давлении определяющее качество их — прочность.

Компенсаторы всех типов устанавливают на прямых участках трубопроводов, имеющих разное положение в пространстве. Вол-

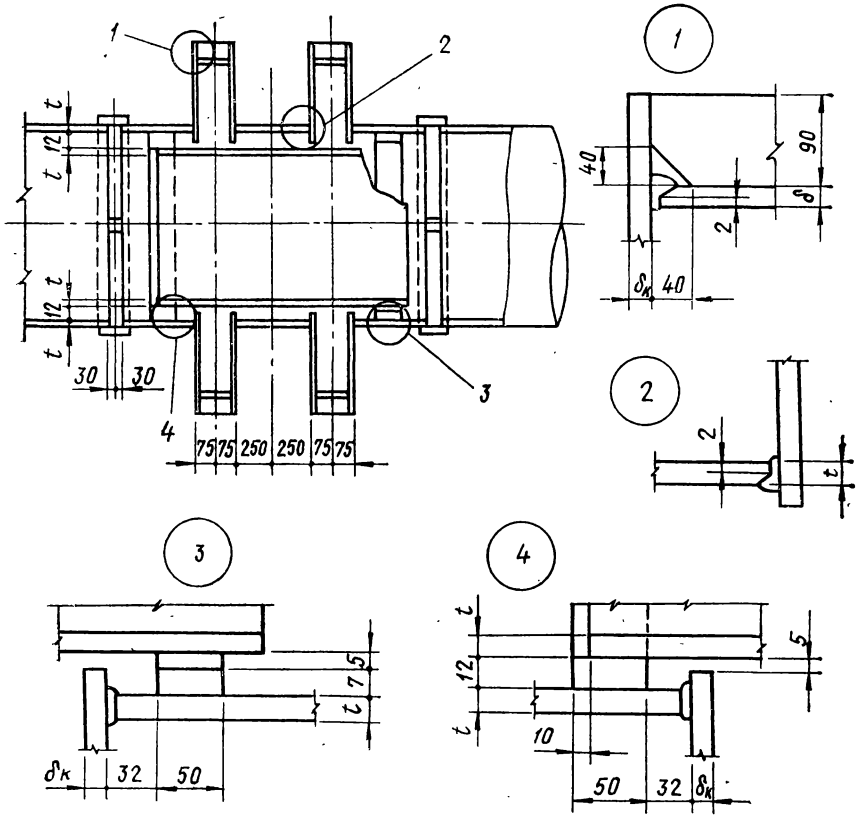


Рис. III.12. Сварной дисковый компенсатор:
δ, $\delta_к$ — соответственно толщина стенки трубы и компенсатора.

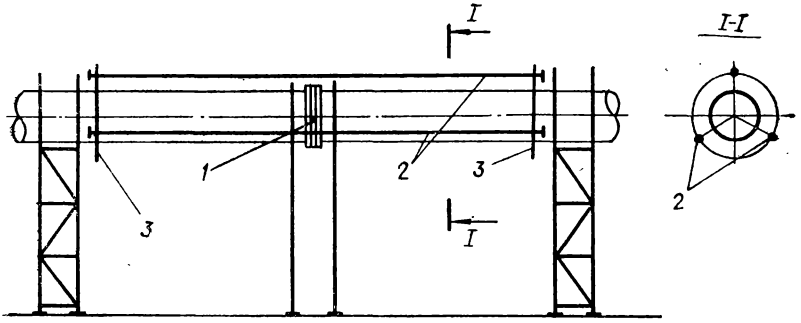


Рис. III.13. Замкнутый компенсатор:
1 — компенсатор; *2* — тяги; *3* — опорные элементы тяг.

новые компенсаторы — на всех заводских нефутерованных трубопроводах. Их следует располагать на участках, ограниченных концевыми опорами, воспринимающими усилия от давления на волну компенсатора и от температурных деформаций. Имея в виду небольшую поперечную жесткость компенсаторов, рекомендуется устанавливать их вблизи опор. Если по схеме опоры в этих местах отсутствуют, то с двух сторон компенсатора предусматривают специальные опоры.

Иногда для разгрузки устанавливаемого оборудования от температурных деформаций используют волновые компенсаторы, последние располагают вблизи него. Некоторые виды технологичес-

Таблица III.2. **Расчет количества компенсаторов и опор на 1000 м трассы**

Тип компенсатора	Количество, шт.		
	компенсаторов	опор	
		неподвижных	поддерживающих компенсаторы
Одноволновой	33	33	66
Двухволновой	17	17	34
Трехволновой	11	11	22

кого оборудования (например, термические задвижки) обязательно поставляют в комплекте с компенсатором. Количество волн зависит от температурного удлинения системы. При необходимости компенсировать большие линейные деформации экономически целесообразно устанавливать многоволновые компенсаторы. Достигаемый при этом результат показан в табл. III.2. Однако, в связи с их небольшой поперечной жесткостью, при работе на изгиб число волн не рекомендуется принимать более четырех.

Сальниковые компенсаторы, исключающие возможность поворота, устанавливают только на прямолинейных участках достаточной протяженности между концевыми опорами. При несоблюдении этого правила в компенсаторе образуется перекос, приводящий к его заклиниванию.

Шарнирные компенсаторы устанавливают в разных местах, однако наибольший эффект достигается при установке их вблизи мест изменения направлений оси трассы, либо в точках изменения знака момента (в зоне $M_{изг} = 0$).

Чтобы исключить неуравновешенные усилия, можно применять так называемые замкнутые компенсаторы. В них устанавливают специальные связи, соединяющие участки трубопровода, разрезанные компенсатором, которые замыкают его.

При многократных изменениях температуры, вызывающих постоянную подвижность компенсатора, для связей применяют сплошные тяги, соединяющие между собой смежные неподвижные опоры (рис. III.13). Такая система не требует дополнительных регулировок при любых изменениях температуры. Учитывая громоздкость тяг, в системах с разовым изменением температуры, например разогрев

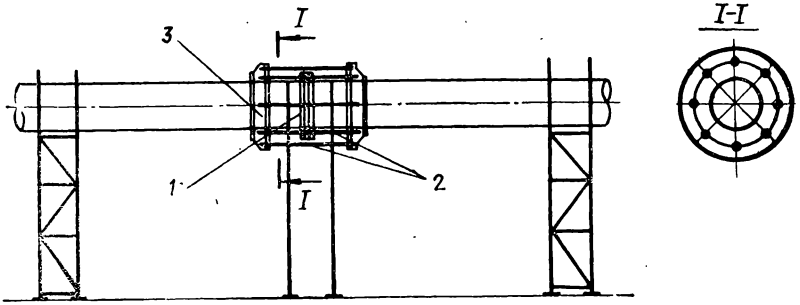


Рис. III.14. Замкнутый компенсатор:
1 — компенсатор; *2* — болты; *3* — опорные элементы болтов.

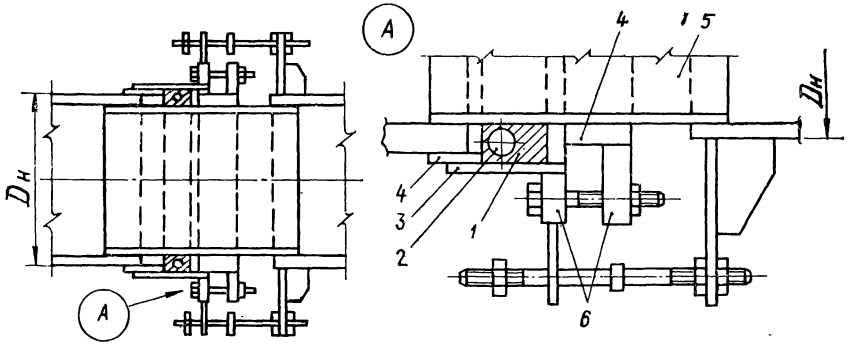


Рис. III.15. Сальниковый компенсатор:
1 — асбестовый уплотнитель; *2* — проволочное кольцо; *3* — обечайка; *4* — кольца; *5* — внутренняя направляющая труба; *6* — фланцы.

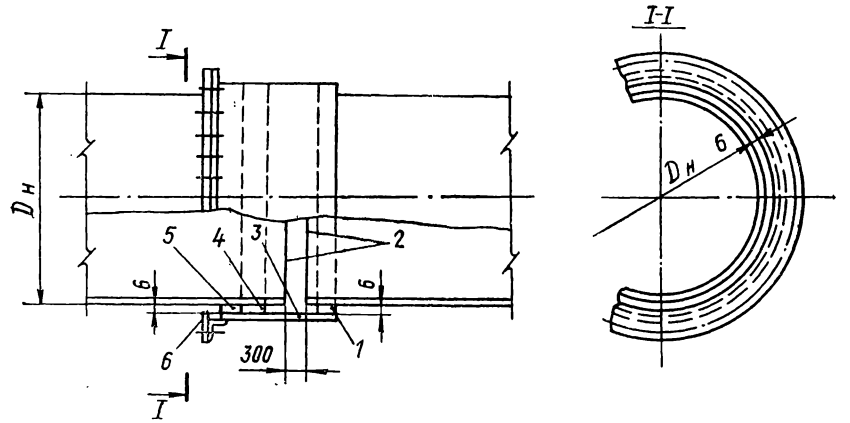


Рис. III.16. Упрощенный сальниковый компенсатор:
1 — бандаж 150 × 16; *2* — линии реза трубопровода; *3* — внешняя обечайка; *4* — круговая полоса 100 × 10 для фиксации уплотнения; *5* — уплотнительная набивка; *6* — запирающий фланец.

при пуске, компенсаторы после срабатывания можно замкнуть системой коротких болтов (рис. III. 14).

При больших изменениях температуры (например, остановка на ремонт) болты должны быть ослаблены. Суточные и сезонные перепады температуры могут быть восприняты системой пружинных шайб, установленных под гайками болтов.

Конструкция *компенсаторов осевого перемещения* основана на принципе телескопической подвижности. Наиболее простые и распространенные компенсаторы такого типа — скользящие с сальниковыми уплотнителями — сальниковые (рис. III.15). Они могут воспринимать большие перемещения. Компенсаторы требуют постоянного ухода — необходимо менять отработанные уплотнительные детали, проверять их затяжку и т. д. Применение сальниковых компенсаторов в связи с недостаточной их плотностью ограничено и допускается только вне помещений.

На негабаритных трубопроводах больших диаметров давлением до 10 кПа можно устанавливать сальниковые компенсаторы упрощенного типа (рис. III.16), значительно облегчающие монтаж. Компенсатор собирают на любом элементе трубопровода до его подъема. Прежде всего полностью размечают компенсатор и приваривают бандаж 100 × 10 и 150 × 16. После этого устанавливают внешнюю обечайку (заранее свальцованное и сваренное кольцо), забивают уплотнение из смоляных канатов до герметизации и устанавливают запирающий фланец. В таком виде монтажный элемент с полностью собранным компенсатором устанавливают в проектное положение. После закрепления трубопровода на опорах вырезают полосу шириной 300 мм изнутри трубы.

ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЕ ОБОРУДОВАНИЕ

Трубопроводные системы снабжены большим количеством технологического оборудования, предназначенного для измерения и регулирования параметров газовой среды — температуры, давления, влажности и др., а также для обеспечения надежной и безопасной эксплуатации. Это задвижки, измерительные диафрагмы, дроссельные клапаны, трубы Вентури, компенсаторы и т. п. Расстановка технологического оборудования определяется эксплуатационными требованиями к трубопроводной системе и увязывается с общими конструктивными решениями. Оборудование должно работать безотказно. Поэтому зачастую некоторые виды его дублируют. Так, на газопроводах-отводах от основных магистралей устанавливают шпиндельную электрифицированную задвижку, за которой располагают листовую задвижку, обеспечивающую плотное надежное отключение газопровода.

Применяемое в газовом хозяйстве отключающее оборудование по плотности перекрытия газа бывает надежное и ненадежное [34]. Надежными отключающими устройствами, применяемыми для газопроводов низкого давления, являются задвижки всех типов: секторные, листовые, поворотные, термические, Клинга и др. Надеж-

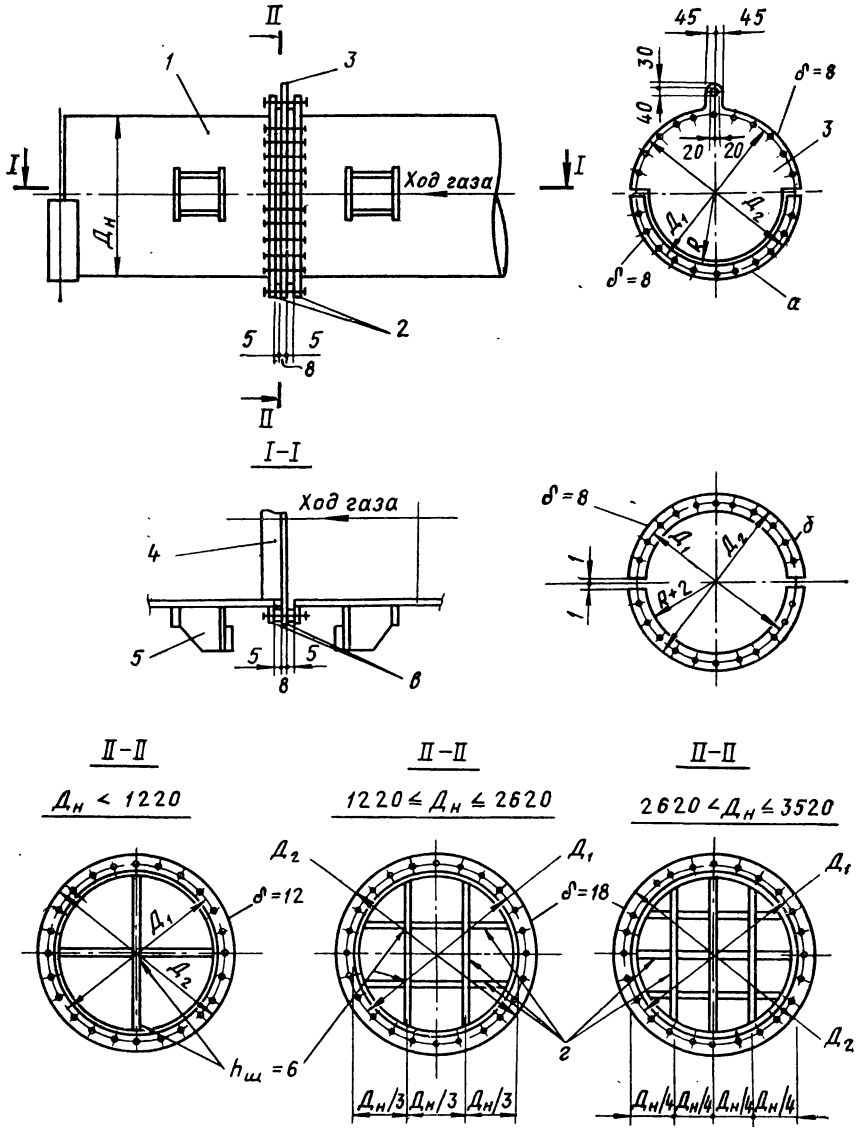


Рис. III.17. Схема установки заглушек:

1 — трубопровод; *2* — фланцы; *3* — заглушка: *4* — ребра жесткости (к заглушкам не приварены); *5* — ребра для разжимных домкратов;
а — полукольцо; *б* — дополнительное полукольцо; *в* — прокладки; *г* — ребра по таблице.

ное отключение обеспечивается также полным перекрытием сечения газопровода металлическим листом — заглушкой, что гарантирует от проникания газа в отключенный участок газопровода. Такие за-

Таблица III.3. Размеры заглушек и соединительных элементов (при давлении до 20 кПа)

Диаметр трубы	Заглушки		Фланцы		Болты		Размер ребер, мм
	D_3	R	D_1	D_2	Диаметр	Количество	
	мм						
630	730	343	770	850	М22	20	120×8
820	940	443	980	1070	М27	24	120×8
1020	1140	543	1180	1270	М27	28	120×8
1220	1340	643	1380	1470	М27	32	120×8
1420	1540	743	1580	1670	М27	36	200×16
1620	1740	843	1780	1870	М27	40	200×16
1820	1940	943	1980	2070	М27	44	200×16
2020	2140	1043	2180	2270	М27	48	200×16
2220	2340	1143	2390	2490	М30	52	200×16
2420	2540	1243	2590	2690	М30	56	200×16
2620	2740	1343	2790	2890	М30	60	200×16
2820	2940	1443	2990	3090	М30	64	200×16
3020	3140	1543	3190	3290	М30	64	240×16
3220	3340	1643	3390	3490	М30	72	240×16
3420	3540	1743	3590	3690	М30	80	250×20
3520	3640	1743	3690	3790	М30	80	250×20

глушки могут быть постоянными и временными. Постоянные устанавливают на концах труб, если известно, что к этому концу в дальнейшем присоединений труб не будет. Временные устанавливают для отсекания участков газовоздуховодов для их ревизии, пропарки, ремонта и испытания, а также в местах предполагаемого перспективного удлинения (рис. III.17, табл. III.3).

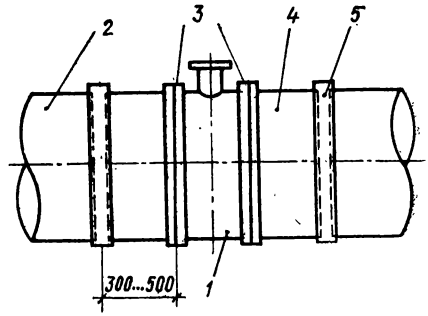


Рис. III.18. Установка технологического оборудования:

1 — оборудование; *2* — трубопровод; *3* — ответный фланец; *4* — патрубок; *5* — полубандаж.

Технологическое оборудование соединяют с трубопроводами при помощи фланцев и бандажей (рис. III.18) или приваркой встык. Фланцы прикрепляют к газовоздухопроводам двумя угловыми швами. Согласно существующему положению все виды запорной арматуры и оборудования, имеющие штуцеры с фланцами для присоединения трубопроводов, поставляют с ответными фланцами. Исключение составляют листовые фланцы для присоединения листовых заглушек, изготавливаемые совместно с трубопроводами. В местах установки оборудования, присоединяемого на фланцах,

предусматривают дополнительные монтажные стыки на бандажах на расстоянии 300...500 мм от фланца. Участки патрубков длиной 300... 500 мм изготавливают на заводе металлоконструкций с незаваренным продольным швом. При монтаже незамкнутый патрубок вставляют во фланец, выверяют и приваривают к нему. После этого заваривают продольный шов патрубка и стык на полубандажах.

Измерительные диафрагмы, представляющие собой плоские диски, входят в комплект средств КИП и автоматики. В ряде случаев их поставляют совместно с примыкающими отрезками трубопровода, длина которых строго регламентируется, исходя из расстояния

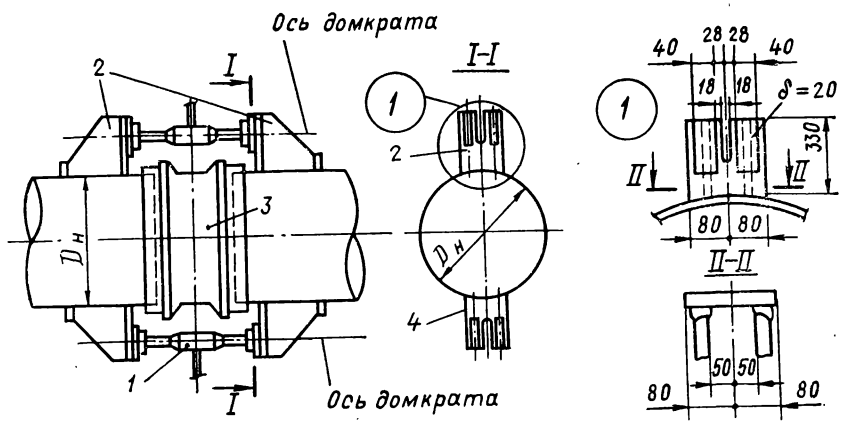


Рис. III.19. Установка разжимных домкратов:
1 — домкрат; *2* — упоры; *3* — оборудование; *4* — распределительные ребра.

от ближайшего поперечного сварного шва до диафрагмы. Для смены технологического оборудования на газовоздухопроводе устанавливают упоры для домкратов, с помощью которых газовоздухопровод разжимают (рис. III.19).

Обслуживают и осматривают трубопровод внутри через специально установленные сварные или литые лазы.

ПЛОЩАДКИ И ЛЕСТНИЦЫ

Для обслуживания оборудования, профилактических осмотров, выполнения антикоррозионных, ремонтных и других работ устраивают специальные площадки и переходные лестницы, которые должны обеспечить возможность быстрой замены оборудования и доступ ко всем его элементам. Как правило, по всей длине трассы располагается сплошная проходная площадка. При диаметре трубы 2 м и более и невысокой температуре ее стенки можно предусматривать проход прямо по трубе с двусторонним ограждением. В местах расположения компенсаторов и кольцевых ребер высотой более 200 мм устраивают переход (обычно пандус).

При диаметре трубы менее 2 м, а также при горячих трубах для прохода делают специальную площадку с ограждением. На-

стил на ней, как правило, принимается просечно-вытяжным, ребристым (из полос или элементов квадратного сечения), что предохраняет от скольжения и исключает скопление пыли. Конструкция площадки не должна нарушать общей статической схемы сооружения. Это имеет особое значение при решении площадок в районе компенсаторов, где их элементы не должны препятствовать температурным перемещениям трубопроводов и опор. Вдоль всех проходных площадок устраивают ограждение из перил высотой не менее 1,2 м со сплошной обшивкой их в нижней части высотой не менее 0,14 м. Зазор между газопроводом или настилом площадки и нижней кромкой обшивки должен быть 40 мм.

Ширина площадок не менее 1 м от выступающих частей оборудования. Настил площадки должен исключать скольжение, а также скопление воды и снега. Для вновь сооружаемых и реконструируемых объектов газового хозяйства лестницы к площадкам постоянного обслуживания оборудования должны иметь уклон не более 45°, а к площадкам периодического обслуживания — не более 60°. Ширина их не менее 0,8 м. При высоте лестниц более 18 м устраивают площадки через каждые 4...6 м.

Для доступа к площадкам периодического обслуживания, расположенным в зданиях цехов на высоте не более 3 м над уровнем пола, допускается устройство вертикальных лестниц шириной не менее 0,6 м. При выборе геометрических размеров и компоновочных решений лестниц и площадок обслуживания необходимо соблюдать требования правил техники безопасности, действующих в данной отрасли промышленности.



Раздел второй

РАСЧЕТ ТРУБОПРОВОДОВ

Глава IV. НАГРУЗКИ И ВОЗДЕЙСТВИЯ

ВИДЫ НАГРУЗОК И ВОЗДЕЙСТВИЙ

Внутренние усилия в ведущем трубопроводе и во всех несущих элементах трубопроводной системы, включая опоры и фундаменты, появляются от внешних и внутренних нагрузок, которые зависят от вида проходящих через трубопроводы газов или жидкостей, их температуры, характеристики окружающей среды, условий проведения испытаний. На трубопровод может одновременно действовать большое количество разных нагрузок: собственный вес, отложение конденсата внутри трубопровода, отложение пыли на его поверхности, внутреннее давление газов, действие ветра. Наряду с нормальными условиями эксплуатации бывают случаи резкого повышения давления, температуры, отложения осадков и конденсата

из-за нарушения технологического процесса. Особенность учета нагрузок на трубопроводные системы состоит в том, что все элементы, входящие в систему, работают совместно, имея неодинаковые жесткость, осадку, режим работы. Поэтому трудно выделить определяющий вид нагрузки при проверке несущей способности сооружения. Специфические условия эксплуатации трубопроводов позволяют классифицировать нагрузки по направлению действия на вертикальные и горизонтальные, вдоль и поперек трассы.

Таблица IV.1. **Нагрузки и воздействия на трубопроводы**

Классификация нагрузок	Составляющие	Коэффициент надежности по нагрузке
Постоянные	Собственный вес отдельно стоящих опор и эстакад с ограждающими конструкциями и обслуживающими площадками. Вес трубопроводов с технологической арматурой и опорными частями	1,1 (0,95)
	Вес изоляции и футеровки	1,2
Временные длительные	Вес транспортируемой жидкой среды при эксплуатации	1* (0,95)
	Вес отложений внутри трубопровода при эксплуатации	1,1
	Температурные технологические воздействия (разность температур)	1,1
	Внутреннее давление транспортируемой среды:	
	газообразной	1,1**
	жидкой	1,15
Кратковременные	Вес людей и ремонтных материалов на площадках и мостиках	1,2
	Вес производственной пыли	1,2
	Снеговая нагрузка	1,4
	Ветровая »	1,4
	Гололедная »	1,3
	Температурные климатические воздействия (разность температур)	1,2
	Вес воды при гидравлических испытаниях	1
	Внутреннее давление при испытаниях	1
Особые	Сейсмическое воздействие	1
	Вес отложений внутри трубопровода при резком нарушении режима эксплуатации	1
	Температурные технологические воздействия (разность температур) при резком нарушении режима эксплуатации	1

* Для воды. Для других жидкостей и отложений коэффициент устанавливается специальными документами.

** Для трубопроводов предприятий черной металлургии 1,15.

К *вертикальным* относятся собственный вес конструкций, труб; вес изоляции, технологического оборудования, обслуживающих площадок, осадков и отложений внутри и снаружи труб; полезная нагрузка на площадках и лестницах.

К *горизонтальным* нагрузкам относятся действие ветра, температурное расширение конструкций, силы трения в местах установки сальниковых компенсаторов на подвижных опорных частях, нагрузки от давления газов и жидкостей.

В соответствии с [37] эти нагрузки классифицируются по времени действия на постоянные, временные длительные, кратковременные и особые. При этом одни и те же нагрузки могут быть разной интенсивности и относиться к разным категориям. Так например, внутреннее давление газовой среды при эксплуатации — это временная нагрузка, давление же при испытании — кратковременная.

В табл. IV.1 приведена классификация нагрузок по длительности воздействия в соответствии с [37], а также указаны коэффициенты надежности по нагрузке.

Если определить вертикальные нагрузки не очень трудно, так как они не зависят от конструктивной формы сооружения, то определение горизонтальных нагрузок требует дополнительных расчетов, учитывающих геометрические параметры сооружения, расположение элементов в системе. Прежде всего это относится к ветровым и температурным воздействиям. Учет ветровых воздействий связан с определением давления ветра, зависящего не только от места расположения сооружения, но и от его динамических характеристик, геометрических размеров трубопроводов, их взаимного расположения.

Температурные деформации возникают в связи с климатическим перепадом температур или нагревом трубопроводов при прохождении через них продуктов. При перепаде температуры трубопровода на 100 °С его длина изменяется на 1,2...1,4 мм на 1 м длины. Компенсация температурных удлинений только за счет их упругого сжатия возможна лишь при изменении температуры до 30 °С.

ОСОБЕННОСТИ ВЕТРОВЫХ ВОЗДЕЙСТВИЙ

Основные параметры ветра — направление и скорость, м/с,— определяют иногда в баллах международной шкалы. Совокупность повторяемости направлений ветра в заданном районе земной поверхности в течение года, откладываемых по румбам в одинаковом масштабе, определяет важную характеристику ветрового потока, называемую розой ветров. Роза ветров позволяет установить преобладающие направления ветрового потока, что непременно учитывают при выборе места расположения сооружений.

Еще один параметр, характеризующий степень равномерности движения потока во времени,— порывистость. Она обусловлена атмосферной турбулентностью, при которой происходит интенсивное перемешивание частиц воздуха в поперечном направлении с последующими беспорядочными завихрениями. Порывы ветра возникают вследствие торможения частиц воздуха о земную поверхность, конвекционного обмена между слоями воздушных масс, трения между движущимися с разной скоростью слоями. Порывистость ветра оценивают с помощью статистических скоростей пульсации ветро-

вого потока: математического ожидания, среднего квадратического отклонения, закона распределения пульсации потока во времени как непрерывной случайной величины. Резкое кратковременное усиление ветра до 20 м/с и более называется шквалом.

Важная характеристика порывов ветра — их размеры. Несмотря на то, что они по высоте и ширине носят случайный характер, все же существуют наиболее вероятные их значения: высота порывов составляет примерно $L/4$, а ширина — $L/15$. Это обстоятельство необходимо учитывать при расчете высотных и протяженных в плане сооружений.

Для территории Советского Союза составлена карта районирования по степени интенсивности ветра. На ней [37] вся территория страны разбита на семь ветровых районов. Отдельно выделены горные массивы. Каждому району соответствует скорость ветра, наблюдаемая раз в пять лет и измеряемая на высоте 10 м над поверхностью земли. Большая часть территории СССР (65 %) относится к I...III ветровым районам и только 8 % — к V...VII районам с особо сильными ветрами; 20 % территории приходится на горные местности. Рельеф местности играет очень важную роль в изменении структуры ветра. Это особенно заметно при сравнении данных о структуре ветра в черте города и в пригороде, в лесной зоне и открытом поле, в резко пересеченной местности, изобилующей оврагами, холмами, и на равнине, в горной местности, насыщенной пиками и вершинами, и в защищенных долинах.

Изменение структуры ветрового потока с увеличением высоты от поверхности земли в пределах нижнего слоя атмосферы находит отражение в вертикальных профилях средних скоростей ветра. Обычно используется степенная зависимость скорости ветра от высоты

$$V(z) = V_{10}\left(\frac{z}{10}\right)^{\alpha} \qquad \text{(IV.1)}$$

или логарифмическая

$$V_z = V_{10}\frac{\ln z/z_0}{\ln 10/z_0}, \qquad \text{(IV.2)}$$

где $V(z)$ и V_{10} — скорость ветра на уровнях соответственно z и 10 м; z_0 — параметр шероховатости (высота, на которой скорость ветра равна нулю); α — параметр, связанный с турбулентностью приземного слоя.

Эти зависимости отражают закон изменения пограничного слоя в непосредственной близости от земли, вызванного трением турбулентного потока о ее поверхность. Таким образом, формирование профиля скорости ветра в пограничном слое атмосферы полностью обусловливается шероховатостью подстилающей поверхности земли. В отечественной научной литературе предпочтение отдается формуле (IV.1), в то время как зарубежные исследователи пользуются формулой (IV.2).

Показатель степени α во многом зависит от шероховатости местности. Так, для равнин значение α меньше, чем для местности, на-

сыщенной разными элементами шероховатости. Для открытой местности с небольшими препятствиями (степи, берега и низкие острова внутренних вод) принимают $\alpha = 0{,}16$. Для местности, равномерно покрытой препятствиями высотой 10...15 м (жилые окраины городов, лесные массивы), $\alpha = 0{,}22$. Для местности с крупными элементами шероховатости (центры больших городов, застроенные многоэтажными зданиями) $\alpha = 0{,}33$.

Ветровое воздействие на многие сооружения столь существенно, что ветровая нагрузка часто играет определяющую роль в создании напряженного состояния сооружений. Поэтому изучение ее действия на тела разной формы имеет первостепенное значение для обеспечения прочности и устойчивости сооружений [29].

Ветровую нагрузку определяют по уравнению кинетической энергии ветрового потока, согласно которому давление ветра (скоростной напор) пропорционально квадрату скорости потока V

$$q = \frac{1}{2}\rho V^2,$$

где ρ — массовая плотность воздуха.

В этой формуле за расчетную скорость V можно принять максимальную скорость ветра, наблюдавшуюся однажды за очень большой отрезок времени (50...100 лет). Однако расчет ветровой нагрузки по абсолютному максимуму неэкономичен. С другой стороны, если ветровую нагрузку рассчитать по средней скорости ветра, то она окажется незначительной, а сооружения, рассчитанные по средней скорости, будут непрочными. Наиболее целесообразно в качестве расчетной принимать максимальную скорость заданной обеспеченности. В зависимости от типа сооружения и срока его предполагаемой эксплуатации используется скорость ветра соответствующей обеспеченности, под которой здесь понимают интегральную повторяемость (или вероятность) скорости ветра более определенного значения. При расчете сооружения на ветровую нагрузку задается степень допускаемого риска R, т. е. вероятность того, что нагрузка превзойдет нормативную хотя бы один раз за n лет

$$R = 1 - \left(1 - \frac{1}{T}\right)^n, \qquad \text{(IV.3)}$$

где T — период повторения норматива, $T = 1/\psi$; ψ — вероятность того, что нагрузка превзойдет нормативную один раз в году.

Связь между обеспеченностью и степенью риска [8]

Вероятность (обеспеченность) норматива ψ, %	50	20	20	10	5	2	1
Период повторения норматива T, годы	2	5	5	10	20	50	100
Длительность эксплуатации сооружения n, годы	2	5	10	10	20	50	100
Вероятность превышения норматива (степень риска) R, % . .	75,0	67,2	89,3	65,2	64,2	63,6	63,4

Формула (IV. 3) позволяет по заданной длительности эксплуатации сооружения (долговечности) n и периоду повторения норма-

тивной нагрузки T определить степень риска R или, наоборот, по заданным значениям R и n вычислить период повторения норматива T.

Ветровую нагрузку определяют с помощью специальных норм. Во многих странах действуют свои региональные нормы. В Советском Союзе это «Строительные нормы и правила. Нагрузки и воздействия».

Скоростные напоры ветра на высоте 10 м над поверхностью земли [37]

Ветровые районы СССР	Ia	I	II	III	IV	V	VI	VII
w_0, кПа	0,17	0,23	0,3	0,38	0,48	0,6	0,73	0,85

Принятое в нашей стране районирование территории по скоростным напорам ветра связано с назначением нормативного показателя скоростного напора, соответствующего значению скорости ветра на высоте 10 м над поверхностью земли (при десятиминутном интервале осреднения), превышаемого в среднем один раз в пять лет ($T = 5$). Кроме того, действуют строительные нормы и правила «Строительная климатология и геофизика» [36], где в разделе о ветре содержатся подробные данные о его повторяемости и средней скорости по направлениям, наибольшей скорости за 1, 5, 10, 15 и 20 лет в разных районах страны.

Если информация о структуре ветра для предполагаемого района строительства в строительных нормах отсутствует или недостаточна, приходится использовать данные наблюдений местных гидрометеорологических служб о скорости ветра с повторяемостью один раз в пять лет. При этом наблюдения проводят на высоте 10 м над уровнем земли с последующим двухминутным осреднением мгновенных значений скорости ветра. Нормативный скоростной напор уточняют по формуле

$$w_0 = 0{,}61 v_0^2, \qquad \text{(IV.4)}$$

т. е. вводят поправочный коэффициент к скорости ветра V_0, полученной по результатам наблюдений по флюгеру.

Поправку к расчетным скоростям ветра по формуле (IV.4) вводят для тех районов, где она превышает 20 м/с на основании того, что расчетные скорости ветра, приведенные в Справочнике по климату СССР, получены по данным наблюдений за ветром с помощью флюгера, который, как правило, завышает скорости сильных ветров по сравнению с их истинными значениями.

Изложенные данные распространяются и на особо ответственные и уникальные сооружения типа магистральных газопроводов, висячих переходов, а также сооружений, строящихся в горных районах, когда районирование по СНиП [37] недостаточно и требуется микрорайонирование зоны строительства.

Плотность атмосферного воздуха ρ зависит от давления, температуры и влажности окружающей среды. Если температура и влажность воздуха могут значительно флуктуировать в течение суток, месяца, года, то давление, в основном, зависит от абсолютных от-

меток строительной площадки. Понижение его, связанное с увеличением высоты местности относительно уровня моря, приводит к уменьшению плотности воздуха. В то же время, при прочих равных условиях, повышение температуры окружающей среды также снижает плотность воздуха. С этими обстоятельствами иногда необходимо считаться. В большинстве случаев принимают $\rho = 1{,}225$ и, соответственно, $w_0 = 0{,}61v_0^2$, Па.

При определении ветровой нагрузки на элементы конструкций, расположенные над поверхностью земли выше 10 м, вводят поправочные коэффициенты (табл. IV.2), за исключением горных мест-

Таблица IV.2. **Поправочные коэффициенты, учитывающие возрастание скоростного напора ветра с увеличением высоты** [37]

Высота Z, м	Значения коэффициентов для типов местности			Высота Z, м	Значения коэффициентов для типов местности		
	A	*B*	*C*		*A*	*B*	*C*
⩽5	0,75	0,5	0,4	150	2,25	1,9	1,55
10	1,0	0,65	0,4	200	2,45	2,1	1,8
20	1,25	0,85	0,55	250	2,65	2,3	2,0
40	1,5	1,1	0,8	300	2,75	2,5	2,2
60	1,7	1,3	1,0	350	2,75	2,75	2,35
80	1,85	1,45	1,15	⩾480	2,75	2,75	2,75
100	2,0	1,6	1,25				

Примечание. При определении ветровой нагрузки типы местности могут быть различными для разных расчетных направлений ветра.

ностей, для которых эти коэффициенты принимают на основе данных специальных обследований и изысканий. Для сооружений, расположенных на высоте до 5 м от поверхности земли, допускается снижение скоростного напора ветра на 25 %.

РАСЧЕТНЫЕ НАГРУЗКИ И СОЧЕТАНИЯ

При расчете трубопроводных систем нормативные значения нагрузок следует принимать по данным технологических заданий и нормативных документов. При отсутствии этих материалов их можно принимать по данным, приведенным ниже и в табл. IV.3 [28].

Материал отложений в трубопроводах	Плотность материала, кг/м³
Пыль колошниковая: отложения грязного и получистого газов в трубопроводах на сплошных площадках и на поверхности труб	2000
Конденсат в трубопроводах чистого газа и в воздухопроводах холодного дутья	1000
Наледь	900
Полезная нормативная нагрузка на площадках и лестницах	
Переходные площадки и лестницы	2 кПа
Площадки обслуживания оборудования	3 »

Таблица IV.3. **Нормативная нагрузка на 1 м длины от веса отложения внутри трубопровода на стадии эксплуатации [28]**

Диаметр газопровода, мм	Нормативная нагрузка, Н, от газа					
	влажного очищенного		сухого очищенного	грязного доменного		
	на горизонтальные газопроводы	на местные пониженные участки газопровода	на горизонтальные газопроводы	на горизонтальные газопроводы и наклонные (под углом не более 30 °)	на наклонные газопроводы (под углом более 40 °)	на газопроводы неблагоприятной конфигурации
620	750	800	150			
720	900	1000	200			
820	1050	1250	220			
920	1200	1500	250			
1020	1350	1750	270			
1120	1500	2000	300			
1220	1600	2200	350	2400	700	6000
1320	1770	2470	380	2200	870	7250
1420	1940	2740	420	3500	1040	8600
1520	2100	3000	450	4000	1200	10 000
1620	2260	3260	480	5000	1500	12 500
1720	2420	3520	510	6000	1800	15 000
1820	2580	3780	540	7000	2100	17 500
2020	2900	4300	600	8000	2400	20 000
2220	3220	4960	660	10 500	3300	26 000
2420	3540	5600	720	13 000	4200	33 000
2620	3860	6420	780	16 000	5000	40 000
2820	4180	7460	840	19 000	5800	48 000
3220	4500	8500	900	22 500	6500	55 000
3520	5400	12 000	1100	27 000	8000	67 000

Примечания: 1. Для газопроводов влажного и сухого очищенного газа, находящихся под углом 10°, нагрузки принимают в размере 50 % от соответствующих значений горизонтальных газопроводов. При углах наклона 0...10 ° нагрузки принимают по линейной интерполяции

2 Для газопроводов грязного доменного газа при углах наклона 30...40° нагрузку принимают по линейной интерполяции Для газопроводов получистого доменного газа нагрузки принимают в размере 50 % соответствующих значений для грязного доменного газа

3. Нормативная нагрузка от веса отложений внутри трубопроводов при резком нарушении режима эксплуатации принимается в 2,5 раза больше соответствующей нагрузки на стадии эксплуатации, но не более веса отложений, занимающих 70 % внутренней вместимости трубопроводов.

Значения углов, соответствующие заполнениям при нормальном режиме эксплуатации и резком его нарушении, приведены в табл. IV.4.

Нормативную нагрузку от массы внешних отложений производственной пыли определяют для трубопроводов и обслуживающих площадок, расположенных на расстоянии не более 100 м от источника выделения пыли и имеющих наклон не более 30°. Нормативную нагрузку принимают равной: для обслуживающих площадок и элементов пролетного строения — 1 КПа, для трубопроводов — 450 Н

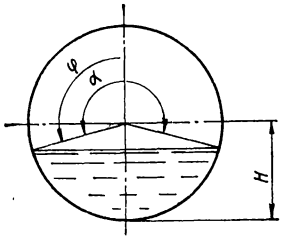


Таблица IV.4. **Значения углов заполнения трубопроводов отложениями**

D, мм	При обычном технологическом процессе		При резком нарушении технологического процесса	
	α, рад	α, град	α, рад	α, град
630	1,959	112°15′	1,306	74°50′
820	2,068	118°29′	1,537	88°04′
1020	2,146	122°57′	1,681	96°19′
1220	2,217	127°01′	1,805	103°25′
1420	2,257	129°19′	1,873	107°19′
1620	2,297	131°36′	1,931	110°38′
1820	2,325	133°13′	1,980	113°27′
2020	2,352	134°46′	2,024	115°58′
2220	2,377	136°12′	2,061	118°05′
2420	2,398	137°24′	2,094	120°00′
2620	2,421	138°43′	2,128	121°56′
2820	2,436	139°34′	2,150	123°11′
3020	2,451	140°26′	2,175	124°37′
3220	2,463	141°07′	2,193	125°39
3420	2,478	141°59′	2,214	126°51′
3620	2,488	142°33′	2,227	127°36′

Нагрузка отложений пыли на трубопроводах (при нормативной нагрузке в соответствии с [28])

D, мм	Нагрузка, Н/м	*D*, мм	Нагрузка, Н/м
720	320	1820	810
820	360	2020	900
920	410	2220	990
1020	450	2420	1080
1120	500	2620	1170
1220	540	2820	1260
1320	590	3020	1350
1420	630	3220	1440
1520	680	3520	1580
1620	720		

на 1 м² их горизонтальной проекции. Для решетчатых площадок нагрузку от пыли не учитывают.

Масса 1 м длины трубопровода приведена в табл. IV.5.

Нормативную разность температур для определения температурных деформаций и усилий вычисляют по формуле

$$\Delta t^{н} = t_{макс} - t_{зам} \quad \text{или} \quad \Delta t^{н} = t_{зам} - t_{мин},$$

Таблица IV.5. Масса 1 м длины труб

D, мм	Масса, кг, при толщине t, мм								
	4	5	6	7	8	9	10	11	12
630	61,7	77,1	92,4	107,5	122,7	137,8	152,9	167,9	182,9
720	70,1	88,2	105,6	123,1	140,5	157,8	175,1	192,3	209,5
820	80,5	100,5	120,4	140,3	160,2	180	199,7	219,4	239,1
920	90,4	112,8	135,2	157,6	179,9	202,2	224,2	246,6	268,7
1020	100,2	125,1	150	174,9	199,6	224,4	249,1	273,7	298,3
1120	110,1	137,5	164,8	192,1	219,4	246,6	273,7	300,8	327,9
1220	119,9	149,8	179,6	209,4	239,1	268,8	298,4	328	357,5
1320	129,8	162,1	194,4	226,7	258,8	291	328	355,1	387,1
1420	139,7	174,5	209,2	243,9	278,6	313,2	347,7	382,2	416,7
1520	149,5	186,8	224	261,2	298,3	335,3	372,4	409,3	446,2
1620	159,4	199,1	238,8	278,4	318	357,5	397	436,5	475,8
1720	169,3	211,5	253,6	295,7	337,7	379,8	421,7	463,6	505,4
1820	179,1	223,8	268,1	313	357,5	401,9	446,3	490,7	535
1920	189	235,1	283	330,2	377,2	424,1	471	517,8	564,6
2020	198,9	248,4	298	347,5	396,9	446,3	495,7	545	594,2
2120	208,7	260,8	312,8	364,7	416,7	468,5	520,3	572,1	623,8
2220	218,6	273,1	327,6	382	436,4	490,7	545	599,2	653,4
2320	228,4	285,4	342,4	399,3	456,1	512,9	569,6	626,3	683
2420	238,3	297,8	357,2	416,5	475,8	535,1	594,3	653,5	112,6
2520	248,2	310,1	372	433,8	495,6	557,3	619	680,6	742,2
2620	258	322,4	386,8	451,1	515,3	579,5	643,6	707,7	771,8
2720	267,9	334,8	401,6	468,3	535	601,7	668,3	734,8	801,4
2820	277,8	347,1	416,4	485,6	554,8	623,9	692,9	762	830,9
2920	287,6	359,4	431,2	502,8	574,5	646,1	717,6	789,1	860,5
3020	297,5	371,7	446	520,1	594,2	668,3	742,3	816,2	890,1
3120	307,4	384,1	460,7	537,4	613,9	690,5	766,9	843,3	919,7
3220	317,2	396,4	475,4	554,6	633,7	712,6	791,6	870,5	949,3
3320	327,1	408,7	490,3	571,9	653,4	734,8	816,2	897,6	978,9
3420	337	421,1	505,1	589,2	673,1	757	840,9	924,7	1008,5
3520	346,8	433,4	519,9	606,4	692,8	779,2	865,6	951,9	1038,1
3620	356,7	445,8	534,7	623,7	712,6	801,4	890,2	979	1067,7

Таблица IV.6. Температура стенок трубопроводов, °С, принимаемая при отсутствии специального задания

Конструкция	Режим эксплуатации	
	нормальный	нарушенный
Газопровод чистого доменного газа	50	80
То же, коксового газа	75	90
Воздухопровод холодного дутья	150	200
Футерованные газовоздухопроводы	100	150

где $t_{макс}$ и $t_{мин}$ — наибольшая и наименьшая температура конструкции при эксплуатации; $t_{зам}$ — температура конструкции в момент замыкания системы.

Нормативную температуру $t_{макс}$ металла для трубопроводов, транспортирующих газ повышенной температуры, принимают по технологическому заданию или при его отсутствии по табл. IV.6. Максимальную и минимальную температуру для опор, а также тру-

бопроводов, транспортирующих газ с температурой наружного воздуха, принимают при расчетной температуре наружного воздуха, определяемой по [36]. Температуру замыкания $t_{зам}$, если неизвестно фактическое время окончания монтажа, определяют по [37].

Коэффициенты трения «сталь по стали» принимают равными [28]:

В скользящих опорных частях:	
максимальный	0,3
минимальный	0,15
В катковых вдоль оси качения	0,1
В перпендикулярном направлении	Как для скользящих опор
В шариковых	0,1

Ветровую нагрузку учитывают только в направлении поперек трубопроводной системы и определяют в соответствии с требованиями [37] по данным, приведенным в гл. IV. Коэффициенты лобового

Таблица IV.7. Снеговая нагрузка на трубопроводы, Н/м (при нормативной нагрузке в соответствии с [37])

D, мм	Для снеговых районов					
	I	II	III	IV	V	VI
630	90	126	180	270	360	450
720	105	147	210	315	420	525
820	120	168	240	360	480	600
920	135	189	270	405	540	675
1020	150	210	300	450	600	750
1120	165	231	330	495	660	825
1220	180	252	360	540	720	900
1320	195	273	390	585	780	975
1420	210	294	420	630	840	1050
1520	225	315	450	675	900	1125
1620	240	336	480	720	960	1200
1720	255	357	510	765	1020	1275
1820	270	378	540	810	1080	1350
2020	300	420	600	900	1200	1500
2220	330	462	660	990	1320	1650
2420	360	504	720	1080	1440	1800
2520	375	525	750	1125	1500	1875
2620	390	546	780	1170	1560	1950
2820	420	588	840	1260	1680	2100
3020	450	630	900	1350	1800	2250
3220	480	672	960	1440	1920	2400
3520	525	735	1050	1575	2100	2625

сопротивления, зависящие от взаимного расположения труб, определяют по [13] и данным гл. IX.

Снеговую нагрузку учитывают только для газопроводов охлажденного газа, температура стенки которых ниже 0 °С; для газопроводов горячего газа ее не учитывают. Если непосредственно над газопроводом расположен другой газопровод или обслуживающая

площадка со сплошным настилом, предотвращающая попадание снегового покрова, снеговую нагрузку также не учитывают.

В табл. IV.7 приведены значения снеговой нагрузки для трубопроводов разных диаметров, определенных по формуле

$$P^{н} = P_0 c D,$$

где P_0 — нормативная снеговая нагрузка для данного снегового района по [37]; c — коэффициент перехода для труб (равен 0,3); D — диаметр трубопровода.

Таблица IV.8. **Комбинации нагрузок [37]**

Нагрузки	Основное сочетание			Особое сочетание
	Коэффициенты сочетаний при вариантах комбинаций			
	I	II	III	I
Постоянные	1	1	1	0,9
Одна кратковременная	0,9	—	—	0,8 **
Две кратковременных	—	0,9 *	—	—
Временные длительные	0,95	0,95	1	0,95
Одна из особых	—	—	—	1

* При учете трех и более кратковременных нагрузок их расчетные сочетания умножают на 1 для первой нагрузки, на 0,8— для второй, на 0,6— для остальных.

** Кроме случаев, оговоренных в нормах проектирования сооружений для сейсмических районов и других нормах проектирования конструкций и сооружений. При этом особую нагрузку следует принимать без снижения.

Гололедные нагрузки определяют в соответствии со СНиП 2.04. 12—86 и [37].

В соответствии с указаниями [37] при одновременном действии на трубопровод нагрузок нескольких категорий следует учитывать коэффициенты их сочетаний. Основываясь на классификации нагрузок, приведенной в табл. IV.1, и руководствуясь коэффициентами их сочетаний (табл. IV.8), определены возможные варианты комбинаций нагрузок для основного и особого сочетаний.

НОРМАТИВНЫЕ КОЭФФИЦИЕНТЫ

Коэффициент условий работы γ_c принимают по [32]:

Наименование конструкций	Коэффициент
Трубопроводы при расчете на прочность	0,9
Трубопроводы в местах возможного появления краевых эффектов:	
при учете концентрации местных напряжений, ...	1,25
без учета » » »	0,85

Предельные прогибы трубопроводов, прокладываемых по балочной схеме, принимают исходя из их эксплуатационного назначения.

Для трубопроводов, которые рассчитывают только по первой группе предельных состояний, прогиб ограничивают 1/200 пролета. Трубопроводы, в которых может скапливаться конденсат, проверяют по второй группе предельных состояний. Их конструктивные характеристики должны обеспечить прогиб, не препятствующий образованию непрерывного одностороннего уклона для стока конденсата, предусмотренного технологическим заданием. С увеличением уклона трубопровода значение критерия прочности по второй группе предельных состояний уменьшается.

Для трубопроводов, прокладываемых по эстакадам или другим несущим конструкциям, прогибы лимитируются допускаемыми перемещениями этих конструкций.

Глава V. СТАТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ТРУБОПРОВОДОВ

ОСОБЕННОСТИ РАСЧЕТНЫХ ПОЛОЖЕНИЙ

Трубопроводы конструкционно представляют собой строительные сооружения, по существу занимают место, близкое к технологическим агрегатам, чем и обусловлены основные особенности их расчета и проектирования. Процесс их формообразования во многом совпадает с аналогичным процессом в строительных металлоконструкциях, однако работа систем в целом существенно отличается от работы строительных сооружений.

Трубопроводные системы компонуют в виде разветвленных сооружений, у которых длина превалирует над остальными геометрическими параметрами. На всем протяжении системы состоят из ряда конструктивных элементов, различных по геометрии, жесткости, схеме работы, конструктивному исполнению. Для таких систем характерны трудности в формализации расчетной схемы и условное соответствие ее принятым концевым закреплениям. Опоры представляют собой стержневые конструкции, которые, как правило, лишь приблизительно соответствуют их назначению. Например, концевые опоры, предназначенные для жесткого восприятия усилий во всех направлениях, на самом деле обладают определенной степенью податливости на изгиб и кручение, которая проявляется сильнее с увеличением жесткости трубопровода. В то же время опоры, предназначенные для обеспечения свободных перемещений трубопровода в определенных направлениях (скользящие, катковые), в разной степени препятствуют этому из-за наличия сил трения, которые не поддаются точной оценке. Опорные закрепления трубопроводов отличаются большой разнотипностью и одна система может включать до пяти-шести их видов с разным характером работы, оказывающим значительное влияние на компоновку расчетной схемы.

Основной стержень системы — несущий трубопровод — работает как тонкостенная цилиндрическая оболочка, подчиняющаяся законам работы пространственных конструкций. Она воспринимает усилия, присущие ей как стержню системы, например, от температур-

ных деформаций, и, вместе с тем, в ней возникают напряжения от непосредственного действия ряда нагрузок — внутреннего давления, массы заполнения и т. п.

Несущий трубопровод, опоры, сопутствующие трубы и другие элементы системы при действии эксплуатационных нагрузок ведут себя индивидуально, что делает неопределенным представление о деформационной схеме сооружения. Так, разные температурные перепады, неодновременность их возникновения, различный характер опорных закреплений не дают возможности точно определить действующие усилия. Некоторые затруднения в их оценке создает также сложность монтажа с минимальными отклонениями от проектных размеров, вызываемая большой длиной сооружений.

Следует также иметь в виду ряд специфических условий эксплуатации трубопроводов, обусловливающих особенности при проектировании систем. Низкое давление газа в промышленных тонкостенных трубопроводах и значительные поперечные нагрузки, приводящие к изгибу, в основном и отличают их от магистральных трубопроводов. Сложность условий работы и неоднотипность конструкций промышленных трубопроводов затрудняют их расчет и проектирование в большей степени, чем магистральных.

Несмотря на большое количество теоретических разработок, расчет трубопроводов как тонкостенных цилиндрических оболочек громоздкий. Поперечная нагрузка и небольшое внутреннее давление приводят к их изгибу и деформации контура поперечного сечения.

Большие значения отношения радиуса трубопровода R к толщине стенки t делают возможной потерю им устойчивости.

Учет отмеченных принципиальных особенностей в работе трубопроводных систем позволяет с достаточной для инженерных расчетов точностью оценить напряженное состояние трубопроводов и других элементов трубопроводных систем.

ПРЕДЕЛЬНОЕ СОСТОЯНИЕ ИЗГИБАЕМЫХ ТРУБОПРОВОДОВ НИЗКОГО ДАВЛЕНИЯ

Основные силовые факторы, определяющие напряженное состояние трубопроводов — это внутреннее давление в трубе, ее собственный вес и нагрузка с учетом заполнения продуктами или отложениями и сопутствующих конструкций. Эти факторы могут быть между собой в разных соотношениях.

При изучении характера напряженного состояния трубопровода очевидно возникновение от внутреннего давления кольцевых растягивающих $\sigma_к$ и продольных напряжений $\sigma_{пр}$ (при закрытых заглушках). Кроме того, поперечная нагрузка вызывает продольные напряжения изгиба $\sigma_{изг}$ — сжимающие для верхней части поперечного сечения и растягивающие для нижней, а также кольцевые напряжения. Таким образом, трубопровод находится в условиях сложного напряженного состояния. Пренебрегая, вследствие их незначительности, радиальными напряжениями, можно ограничиться рассмотрением плоского напряженного состояния.

Если принять условие текучести Сен-Венана, то несущую способность трубопровода можно проверять по формулам

$$|\sigma_1 - \sigma_2| \leqslant \sigma_т; \quad |\sigma_1| < \sigma_т; \quad \sigma_2 = \sigma_т. \tag{V.1}$$

По условию текучести Мизеса проверку можно выполнять по формуле

$$\sqrt{\sigma_1^2 - \sigma_1\sigma_2 + \sigma_2^2} \leqslant \sigma_т,$$

где σ_1 и σ_2 — главные нормальные напряжения; $\sigma_т$ — предел текучести.

Учитывая, что для малоуглеродистой стали, которую в основном применяют для трубопроводов, текучесть наступает между условиями Сен-Венана и Мизеса, тяготея к условию Сен-Венана, можно рассмотреть только условие (V.1) применительно к точке с разнозначными главными напряжениями. Так как кольцевые напряжения от поперечной нагрузки в наиболее напряженных точках поперечного сечения совпадают по знаку с продольными, то при оценке напряженного состояния их не учитывают. Кольцевые напряжения от внутреннего давления в промышленном трубопроводе при максимальных нагрузках составляют менее 10 % продольных напряжений и не превышают 5 % предела текучести. Для точки контура поперечного сечения с разнозначными напряжениями (как правило, такая точка принадлежит верхней образующей) условие Сен-Венана в этом случае

$$\sigma_{пр} - \sigma_к = \sigma_{пр} + 0{,}05\sigma_т \leqslant \sigma_т,$$

следовательно

$$\sigma_{пр} \leqslant 0{,}95\sigma_т. \tag{V.2}$$

В общем виде, с учетом коэффициента надежности по материалу трубы, можно рекомендовать следующее условие прочности:

$$\sigma_{пр} \leqslant \gamma_c K_1 R_y,$$

где R_y — расчетное сопротивление материала труб; γ_c — коэффициент условий работы; K_1 — коэффициент приведения к линейному напряженному состоянию.

Для рассматриваемых трубопроводов низкого давления, исходя из выражения (V.2), следует рекомендовать $K_1 = 0{,}95$. Это позволяет сделать вывод о том, что изгибаемые трубопроводы низкого давления можно рассматривать в условиях линейного напряженного состояния под действием продольных напряжений.

Экспериментальные исследования таких трубопроводов подтверждают превалирующее влияние на их несущую способность продольных напряжений и показывают, что после достижения ими предела текучести дальнейшее увеличение нагрузки приводит к резкому нарастанию прогибов.

Возникновение нормальных сжимающих напряжений вызывает необходимость учета возможной потери устойчивости, влияющей на несущую способность трубопровода.

Критические напряжения потери устойчивости при изгибе нормируются. Так, [37] предусмотрена обязательная проверка на устойчивость замкнутых круговых цилиндрических оболочек в случае внецентренного сжатия. При этом условие устойчивости

$$\sigma_1 < \gamma_c \sigma_{cr1}, \qquad (V.3)$$

где σ_1— расчетное осевое напряжение в оболочке; σ_{cr1}— критическое напряжение потери устойчивости при поперечном изгибе.

$$\sigma_{cr1} = \alpha \sigma_{cr1},$$

где σ_{cr1} — критическое напряжение потери устойчивости при равномерном сжатии параллельно образующим; α — коэффициент повышения критического напряжения при внецентренном сжатии.

$$\alpha = 1 + 0{,}1\left[1 - \frac{\sigma_1'}{\sigma_1}\right],$$

где σ_1 — расчетное осевое напряжение в оболочке; σ_1' — наибольшее напряжение у противоположного конца диаметра с учетом знака.

Для использования ЭВМ при выполнении расчетов приведенные [34] дискретные значения σ_{cr1}, зависящие от табличных данных, удалось заменить непрерывными функциями. Оказалось возможным аппроксимировать такие функции в трех интервалах:

1. $0 < \frac{r}{t} \leqslant 250$

$$\sigma_{cr1} = 0{,}011192\left(\frac{r}{t}\right)^2 - 7{,}2318\left(\frac{r}{t}\right) + 2100{,}8.$$

2. $250 < \frac{r}{t} \leqslant 500$

$$\sigma_{cr1} = 0{,}0051113\left(\frac{r}{t}\right)^2 - 5{,}7362\left(\frac{r}{t}\right) + 2103{,}2.$$

3. $460 \leqslant \frac{r}{t} \leqslant 800$

$$\sigma_{cr1} = 0{,}000866211\left(\frac{r}{t}\right)^2 - 1{,}9624\left(\frac{r}{t}\right) + 1273{,}4.$$

После несложных преобразований выражение для α:

$$\alpha = 0{,}6 + \sqrt{0{,}36 - \frac{\sigma_N}{5\sigma_{cr1}}},$$

где σ_N — осевые напряжения в трубопроводе от температурных деформаций системы.

Полученные значения σ_{cr1} и α позволили по методике, рекомендованной [34], вычислить критические напряжения потери устойчивости, зависимость которых от толщины стенки показана на рис. V.1 для разных диаметров труб. График наглядно подтверждает, что для большинства труб значения критических напряжений

потери устойчивости ниже, чем расчетное сопротивление стали ВСт3сп. Лишь незначительное количество труб можно рассчитать по прочности без учета возможной потери устойчивости.

На рис. V.2 показаны области размеров трубопроводов, предельное состояние которых определяется прочностью и устойчивостью. Принят материал труб ВСт3сп пределом текучести $\sigma_T = 225$ МПа. Полученные данные свидетельствуют о напряженном состоянии, при котором напряжения, вызванные изгибом трубопровода, давлением на заглушку и продольными силами от температурных деформаций достигают значений $\sigma_{0и}$ и стенка трубы разрушается

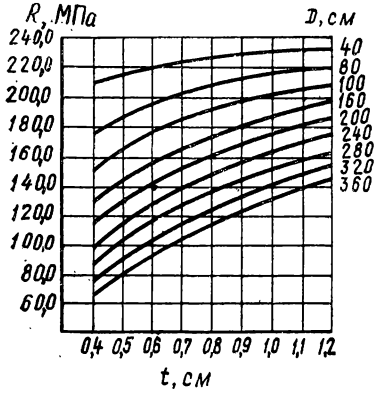


Рис. V.1. Критические напряжения потери устойчивости трубопроводов: D — диаметр труб; t — толщина стенки.

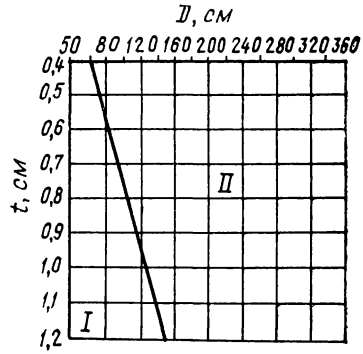


Рис. V.2. Области расчета трубопроводов:
I — по прочности; *II* — по устойчивости.

в результате потери устойчивости при изгибе. Предельное состояние в этом случае

$$\sigma_1 \leqslant \alpha\gamma_c\sigma_{cr1}. \qquad (V.4)$$

Приведенные данные позволяют сделать следующие выводы.

Напряженное состояние изгибаемых трубопроводов низкого давления можно рассматривать как линейное и рассчитывать их следует по теории наибольших нормальных напряжений.

Предельным состоянием изгибаемых трубопроводов низкого давления следует считать такое, при котором продольные напряжения, вызванные поперечным изгибом, давлением на заглушки и продольными силами от температурных деформаций достигают предела текучести, вследствие чего материал трубы начинает работать в упруго-пластической стадии с резким нарастанием прогибов.

Для большинства надземных тонкостенных изгибаемых трубопроводов низкого давления существует предельное состояние, которое характеризуется достижением наибольшими нормальными напряжениями значений критических напряжений потери устойчивости стенки трубы при внецентренном сжатии.

РАСЧЕТ ТРУБОПРОВОДОВ НА ПОПЕРЕЧНУЮ ВЕРТИКАЛЬНУЮ НАГРУЗКУ

Трубопроводы рассчитывают по предельным состояниям: а) по первой группе предельных состояний (по прочности и устойчивости);

б) по второй группе предельных состояний — для трубопроводов, деформация которых может затруднить нормальную эксплуатацию и ограничить возможность их применения.

При расчете трубопроводов и определении напряжений приняты следующие условные обозначения: r — радиус средней поверхности стенки оболочки; $\lambda_l = \frac{l}{r}$ — относительная длина оболочки; l — полудлина ее; x — расстояние вдоль образующей от начального поперечного сечения до произвольной точки на срединной поверхности; $\lambda = \frac{x}{r}$, $\mu = \frac{t}{r}$ — относительные величины; S — расстояние по дуге окружности срединной поверхности от некоторой начальной точки до произвольной точки на этой поверхности; $\beta = \frac{S}{r}$ — относительная величина, центральный угол; I — момент инерции сечения оболочки (пустотелой балки) относительно нейтральной оси; t — толщина стенки оболочки; σ_x — нормальные напряжения, действующие в продольном направлении; σ_s, N_s, Q_s, M_s — соответственно нормальные напряжения; нормальная и поперечная силы; изгибающий момент, действующий в кольцевом направлении; τ — касательные напряжения; M_z^0, M_y^0 — изгибающие моменты пустотелой балки в двух взаимно перпендикулярных плоскостях; $M_{кр}^0$ — крутящий момент в пустотелой балке; Q_z^0, Q_y^0 — поперечные силы в пустотелой балке; N^0 — нормальная сила в пустотелой балке; E — модуль упругости; G — модуль сдвига; μ — коэффициент Пуассона; n — число удерживаемых членов ряда.

Расчет трубопроводов на вертикальные нагрузки, ввиду возможного увеличения изгибающих моментов вследствие неравномерной осадки опор, выполняют по схеме однопролетной балки с пролетом, равным расстоянию между опорами.

При поперечном изгибе в трубопроводе деформируются поперечные сечения и появляются депланации. Деформации сечений связаны с изгибом стенки, что приводит к нарушению круговой формы сечения. Такая специфика в работе конструкции обусловливает резкое отличие напряженного состояния трубопровода от тонкостенной балки с недеформируемым контуром сечения.

Нагрузки, приложенные на трубопровод, по характеру воздействия можно разделить на два типа: вызывающие деформирование контура поперечного сечения трубопровода и не вызывающие этого деформирования. Деформация контура поперечного сечения возникает в трубопроводах там, где нагрузка несимметрична. К симметричной относительно продольной оси можно отнести только нагрузку типа «внутреннее давление» или «собственный вес».

При расчете на прочность от действия таких нагрузок, не вызывающих изменения формы поперечного сечения (собственная масса,

масса изоляции и футеровки, полное заполнение жидкостью), трубопроводы рассчитывают по балочной схеме. Усилиям и напряжениям здесь присвоен нулевой индекс. Напряжения в любом сечении трубы и в любой точке поперечного сечения определяют как в пустотелой балке:

$$\sigma_x^0 = \frac{M_z^0}{\pi r^2 t}\cos\beta + \frac{M_y^0}{\pi r^2 t}\sin\beta + \frac{N^0}{2\pi r t}; \qquad \text{(V.5)}$$

$$\tau_x^0 = \frac{Q_z^0}{\pi r t}\sin\beta - \frac{Q_y^0}{\pi r t}\cos\beta + \frac{M_{кр}^0}{2\pi r^2 t}. \qquad \text{(V.6)}$$

Расчет трубопроводов как балки кольцевого сечения на неосесимметричные нагрузки не отвечает действительному напряженному состоянию трубопроводов, так как при действии на трубопровод неосесимметричной нагрузки закон плоских сечений теряет силу. При действии неосесимметричных нагрузок (внутренние отложения пыли, конденсата, ветровая нагрузка, обледенение) трубопроводы, имеющие обычно вид тонких оболочек, работают не как плоские конструкции, а как пространственные системы (оболочка с жесткими опорными кольцами), находящиеся в условиях двухосного напряженного состояния. На действие таких нагрузок трубопроводы рассчитывают как оболочки на основе гипотез технической (полубезмоментной) теории оболочек.

Напряженное состояние оболочки слагается из основного напряженного состояния пустотелой балки, которая является в данном случае основной системой, и дополнительного напряженного состояния, отражающего статическую неопределимость оболочки и характеризующего в сочетании с первым действительную ее работу.

Изгибающие моменты M_y^0, нормальные силы N_s^0 и поперечные силы Q_x^0 в кольцевом направлении определяют как в кольце от заданной нагрузки, уравновешенной поверхностными силами

$$q = \frac{P}{\pi r}\sin\beta,$$

где P — равнодействующая внешней нагрузки на оболочку в данном сечении.

Значения M_s^0 для разных диаметров труб при наполнении их жидкостью с $\gamma = 1 \cdot 10^3$ кг/м^3 до уровня, соответствующего нарушению режима эксплуатации, приведены в табл. V.1.

Усилия дополнительного напряженного состояния (обозначены буквами с чертой сверху) определяют по следующим формулам:

$$\bar{\sigma}_x = \sum^n \bar{\sigma}_{x_n}; \quad \tau = \sum^n \bar{\tau}_{x_n}; \quad \bar{M}_s = \sum^n \bar{M}_{s_n}; \quad \bar{Q}_s = \sum^n \bar{Q}_{s_n},$$

где все величины, стоящие под знаками суммы, вычисляют по формулам

$$\bar{\sigma}_{x_n} = 2{,}205\frac{1}{t^2}\Phi_n K_1 \cos n\beta; \qquad \tau_{x_n} = 0{,}838\sqrt{\frac{n^2-1}{rt}}\,\Phi_n K_2 \sin n\beta;$$

$$\overline{M}_{s_n} = -0{,}318\Phi_n K_3 \cos n\beta; \quad \overline{Q}_{s_n} = -0{,}318\frac{n}{r}\Phi_n K_2 \sin n\beta;$$

$$\overline{N}_{s_n} = -0{,}318\frac{n^2}{r}\Phi_n K_3 \cos n\beta. \qquad (V.7)$$

За начальную точку отсчета дуговой координаты β (рис. V.3) принимают точку O_1, лежащую на диаметре оболочки, относительна которого рассматриваемая нагрузка симметрична. За начало отсчето

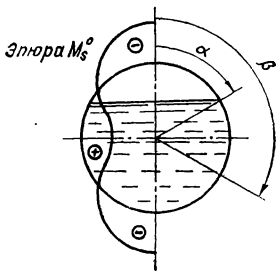


Таблица V.1. **Значения Ф* и M_s^0**

Д, мм	Ф*	Значения M_s^0, Нм/см, для сечения β, град						
		0	30	60	90	120	150	180
630	—0,2	—18	—9	10	17	5	—9	—15
820	—0,22	—45	—24	22	48	21	—22	—44
1020	—0,22	—81	—44	38	91	45	—45	—87
1220	—0,21	—127	—71	55	145	81	—73	—148
1420	—0,19	—196	—113	74	213	132	—103	—220
1620	—0,18	—256	—145	109	300	191	—153	—328
1820	—0,17	—349	—201	136	396	268	—201	—443
2020	—0,16	—437	—251	175	507	354	—265	—590
2220	—0,15	—538	—309	213	638	462	—326	—751
2420	—0,15	—654	—385	261	774	574	—406	—942
2620	—0,14	—787	—455	308	911	696	—481	—1147
2820	—0,13	—939	—546	362	1095	845	—574	—1383
3020	—0,12	—1091	—635	419	1276	942	—668	—1644
3220	—0,12	—1270	—742	483	1487	1184	—770	—1925
3420	—0,11	—1149	—848	548	1695	1356	—870	—2231
3620	—0,11	—1652	—974	630	1948	1581	—1003	—2595

продольной координаты x принимают сечение, лежащее на середине длины оболочки.

Коэффициенты K_1, K_2 и K_3 имеют следующие значения:

$$K_1 = \left(\frac{A_l C_x - C_l A_x}{A_l^2 + 4C_l^2}\right)_n; \quad K_2 = \left(\frac{A_l B_x + 4C_l D_x}{A_l^2 + 4C_l^2}\right)_n;$$

$$K_3 = \left(\frac{A_l A_x - 4C_l C_x}{A_l^2 + 4C_l^2}\right)_n,$$

где

$$A_x = \operatorname{ch}\psi_n x \cos\psi x; \quad B_x = \frac{1}{2}(\operatorname{ch}\psi_n x \sin\psi_n x + \operatorname{sh}\psi_n x \cos\psi_n x);$$

$$C_x = \frac{1}{2} \operatorname{ch} \psi_n x \sin \psi_n x;$$

$$D_x = \frac{1}{4} (\operatorname{ch} \psi_n x \sin \psi_n x - \operatorname{sh} \psi_n x \cos \psi_n x);$$

$$\psi_n = \frac{n}{2{,}632r} \sqrt{(n^2 - 1)\,\mu}.$$

Значения A_x, B_x, C_x и D_x табулированы в [33]. Грузовые коэффициенты Φ_n определяют по формуле

$$\Phi_n = \oint M_s^0 \cos n\beta d\beta.$$

Полные напряжения и усилия:

$$\sigma_x = \sigma_x^0 + \bar{\sigma}_x; \quad \tau_x = \tau_x^0 + \bar{\tau}_x$$

$$M_s = M_s^0 + \bar{M}_s; \quad Q_s = Q_s^0 + \bar{Q}_s; \quad N_s = N_s + \bar{N}_s.$$

В кольцевом направлении действуют напряжения

$$\sigma_s = \frac{N_s}{t} \pm \frac{6M_s^0}{t^2}; \quad \tau = 1{,}5\frac{Q}{t}.$$

Достаточная точность практического расчета оболочки на распределенные нагрузки обычно обеспечивается при удержании в выражениях (V.3) только одного члена с $n = 2$. Тогда

$$\psi_2 = \frac{1{,}316}{r} \sqrt{\mu}; \quad \psi_{2x} = 1{,}316\lambda \sqrt{\mu};$$

$$\Phi_2 = -\frac{2}{9} \gamma r^3 \sin \alpha = \gamma r^3 \Phi_2^*.$$

Значения Φ_2^* для нагрузки, соответствующей уровню заполнения при резком нарушении технологического процесса, см. в табл. V.1.

Приведенный выше метод расчета следует использовать лишь тогда, когда невозможно сохранить форму поперечного сечения конструктивными мероприятиями, например постановкой кольцевых ребер жесткости (шпангоутов). Постановка их в пролете 1...2 шпангоутов резко приближает работу оболочки к работе пустотелой балки кольцевого сечения. В этом случае с достаточной для практических расчетов

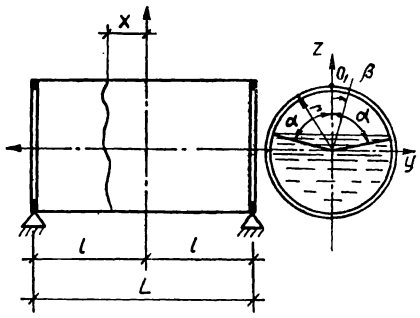


Рис. V.3. Расчетная схема трубопровода.

точностью определение напряжений можно, как правило, ограничить формулами (V.3), (V.4). В гладких неподкрепленных трубопроводах диаметром до 2 м напряжения можно определять так же, как в балке кольцевого сечения.

Учитывая громоздкость и длительность вычислений по определению элементов дополнительного напряженного состояния, для оценки σ_{x_n}, имеющей основное влияние на общий уровень напряжений, можно рекомендовать зависимость

$$\sigma_x = A \exp\left(-\frac{B}{\sqrt{D}}\right), \qquad (V.8)$$

где A и B — безразмерные коэффициенты, принимаемые по табл. V.2; D — диаметр трубопровода, см.

Наибольшие нормальные напряжения, вызванные изменением формы поперечного сечения, наступают при $\lambda = 0{,}82\sqrt{\frac{r}{t}}$. При значении $\lambda = 2{,}38\sqrt{\frac{r}{t}}$ работа таких оболочек описывается работой пустотелой балки кольцевого сечения.

Таблица V.2. **Коэффициенты для определения напряжений**

t, мм	При относительной длине оболочки											
	4		8		10		12		16		20	
	$A \cdot 10^3$	B	$A \cdot 10^3$	B	$A \cdot 10^3$	B	$A \cdot 10^3$	B	$A \cdot 10^3$	B	$A \cdot 10^3$	B
4	2,29	128	12,3	146	56,89	196	28,18	168	204,2	256	309,0	285
6	1,38	128	12,3	172	57,74	232	28,18	203	186,2	298	309,0	352
8	1,20	128	12,3	193	57,54	266	28,18	229	182,0	338	309,0	396
10	9,3	128	12,3	214	60,26	294	28,18	248	186,2	378	309,0	436
12	0,89	139	12,3	226	56,23	315	28,18	270	169,8	403	309,0	500

Контур поперечного сечения трубопроводов диаметром более 4 м можно считать неизменяемым при установке шпангоутов на расстоянии $2{,}5D$, но не более, чем через 5 м. В пролете трубопровода устанавливают не менее одного ребра жесткости минимальным сечением 120 × 8. В местах приложения сосредоточенных нагрузок необходимо также устанавливать кольцевые ребра жесткости.

Пример расчета трубопровода. Определить нормальные напряжения σ_x и σ_s в сечениях оболочки трубопровода с относительными координатами $\lambda = 0$ и $\lambda = 5{,}9$ ($x = 0$ и $x = 7{,}1$ м). Труба $D = 2420$ мм; $t = 6$ мм; пролет $L = 28{,}4$ м. Нагрузка — заполнение до уровня, соответствующего резкому нарушению режима эксплуатации конденсатом плотности $\gamma = 1 \cdot 10^3$ кг/м³ (нагрузка на 1 м длины — $q = 8850$ Н/м). Собственный вес трубы не учитывается из-за незначительности.

Вспомогательные данные:

$$\lambda_l = \frac{l}{r} = \frac{1420}{120} = 11{,}8;$$

$$\psi = -0{,}147; \quad \Phi = -0{,}147\gamma r^3.$$

1. Основное состояние. Изгибающие моменты в кольцевом направлении M_s^0 в основном состоянии не зависят от координаты λ. На рис. V.4 приведена эпюра M_s^0, ординаты которой взяты по табл. V.1. Эти и последующие эпюры построены со стороны растянутых волокон. Положительный момент уменьшает кривизну оболочки.

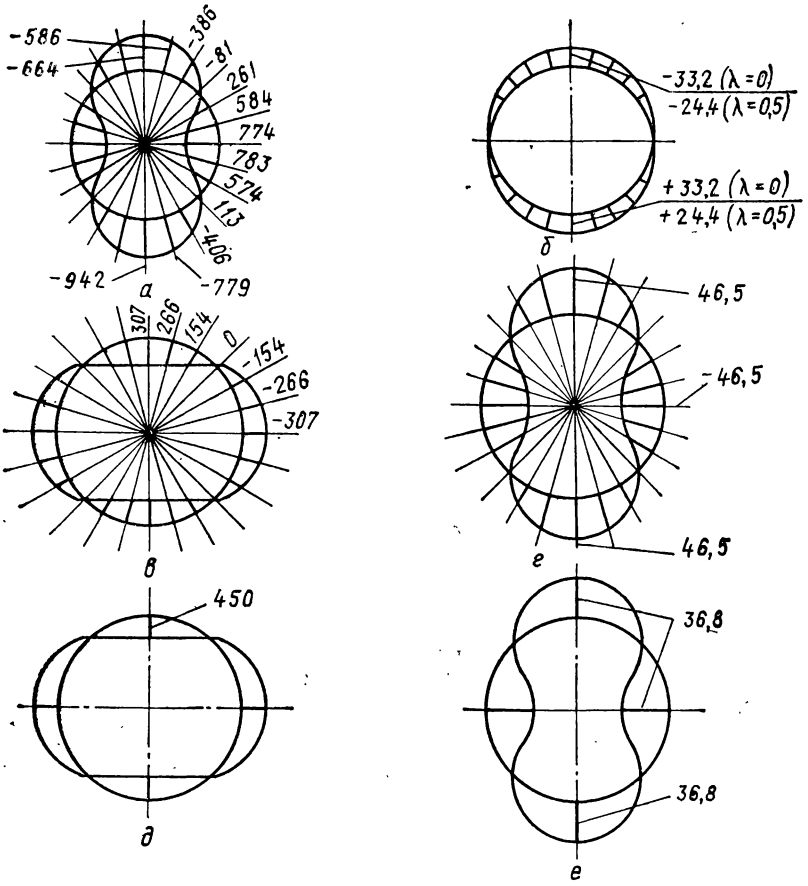


Рис. V.4. Эпюры усилий и напряжений в кольцевых сечениях трубопроводов:

а — эпюра M_s^0; *б* — эпюра σ_x^0; *в* — эпюра M_s ($\lambda = 0$); *г* — эпюра σ_x ($\lambda = 0$); *д* — эпюра M_s ($\lambda = 0{,}5$); *е* — эпюра σ_x ($\lambda = 0{,}5$).

Продольные нормальные напряжения основного состояния определяют как в однопролетной балке кольцевого сечения.

При $\lambda = 0$ $M_z = \dfrac{qL^2}{8} = 9 \cdot 10^9$ Нм,

$$\sigma_x^0 = \frac{M_z}{\pi r^2 t} \cos\beta = \pm 33{,}2\beta \text{ МПа}.$$

При $\lambda = 5{,}9$ $M_z = \dfrac{qL^2}{8} - \dfrac{qL^2}{32} = 6{,}7 \cdot 10^9$ Нм,

$$\sigma_x^0 = \frac{M_z}{\pi r^2 t} \cos\beta = \pm 24{,}4\beta \text{ МПа}.$$

2. Дополнительное состояние. Коэффициенты A_x, B_x, C_x и D_x определяют по [67] в зависимости от аргумента

$$\xi = \psi_2 x = 1{,}316\lambda\sqrt{\mu}.$$

Суммарные напряжения:

А. Продольные нормальные напряжения

При $\lambda = 0$: в точке $\beta = 0$ $\sigma_x = -33{,}2 + 46{,}5 = 13{,}3$ МПа;

в точке $\beta = \frac{\pi}{2}$ $\sigma_x = 0 + 46{,}5 = 46{,}5$ МПа;

в точке $\beta = \pi$ $\sigma_x = +33{,}2 + 46{,}5 = 79{,}7$ МПа;

при $\lambda = 5{,}9$: в точке $\beta = 0$ $\sigma_x = -24{,}4 + 36{,}8 = 12{,}4$ МПа;

в точке $\beta = \frac{\pi}{2}$ $\sigma_x = 0 + 36{,}8 = 36{,}8$ МПа;

в точке $\beta = \pi$ $\sigma_x = +24{,}4 + 36{,}8 = 61{,}2$ МПа.

Б. Нормальные напряжения от изгиба оболочки в кольцевом направлении

При $\lambda = 0$: в точке $\beta = 0$ $\sigma_s = \pm\frac{6(-664 + 307)}{0{,}36} - 59{,}5$ МПа;

в точке $\beta = \frac{\pi}{2}$ $\sigma_s = \frac{6(774 - 307)}{0{,}36} = +77{,}8$ МПа;

в точке $\beta = \pi$ $\sigma_s = \frac{6(-942 + 307)}{0{,}36} = \pm 106$ МПа.

При $\lambda = 5{,}9$: в точке $\beta = 0$ $\sigma_s = \pm 6(-664 + 450) = \pm 35{,}7$ МПа;

в точке $\beta = \frac{\pi}{2}$ $\sigma_s = \pm 6(774 - 450)\,0{,}36 = \pm 54$ МПа;

в точке $\beta = \pi$ $\sigma_s = \pm(-942 + 450)\,0{,}36 = \pm 82$ МПа.

При $\lambda = 0$ ($x = 0$); при $\lambda_l = 11{,}8$:

$$\psi_2 x = 0; \quad \psi_2 l = 1{,}316 \cdot 11{,}8\sqrt{\frac{0{,}6}{120}} = 1{,}1;$$

$$A_x = 1; \quad A_l = 0{,}7568; \quad C_x = 0; \quad C_l = 0{,}5952;$$

$$K_3 = \frac{0{,}7568}{0{,}7568^2 + 4 \cdot 0{,}5952} = 0{,}380;$$

$$K_1 = \frac{0{,}5952}{0{,}7568^2 + 4 \cdot 0{,}5952} = -0{,}299;$$

$$\overline{M}_s = 3{,}07 \cdot 10^4 \cos 2\beta \text{ Нм}; \quad \bar{\sigma}_x = 46{,}5 \cos 2\beta \text{ МПа}.$$

При $\lambda = 5{,}9$ ($x = 710$ см):

$$\psi_2 x = 1{,}316 \cdot 5{,}9\sqrt{\frac{0{,}6}{120}} = 0{,}55; \quad \psi_2 l = 1{,}1;$$

$$A_x = 0{,}9847; \quad A_l = 0{,}7568; \quad C_x = 0{,}1511; \quad C_l = 0{,}5952;$$

$$K_1 = \frac{0{,}7568 \cdot 0{,}1511 - 0{,}5952 \cdot 0{,}9847}{0{,}7568^2 + 4 \cdot 0{,}5952} = -0{,}237;$$

$$K_3 = \frac{0{,}7568 \cdot 0{,}9847 + 4 \cdot 0{,}1511 \cdot 0{,}5952}{0{,}7568^2 + 4 \cdot 0{,}5952} = 0{,}5553;$$

$$\overline{M}_s = 4{,}50 \cdot 10^4 \cos 2\beta \text{ Нм}; \quad \sigma_s = 36{,}8 \cos 2\beta \text{ МПа}.$$

Эпюры действующих усилий см. на рис. V.4.

Таблица V.3. **Геометрическая характеристика поперечного сечения**

D, мм	Моменты инерции $I_x \cdot 10^6$, см⁴, при толщине стенки t, мм								
	4	5	6	7	8	9	10	11	12
630	0,38	0,48	0,57	0,66	0,76	0,85	0,94	1,02	1,11
720	0,56	0,72	0,86	0,99	1,13	1,27	1,40	1,54	1,67
820	0,85	1,05	1,27	1,48	1,68	1,88	2,09	2,29	2,48
920	1,21	1,50	1,79	2,02	2,38	2,67	2,96	3,24	3,52
1020	1,65	2,05	2,46	2,96	3,25	3,65	4,04	4,43	4,82
1120	2,18	2,72	3,26	3,79	4,32	4,84	5,37	5,89	6,40
1220	2,82	3,52	4,21	4,90	5,59	6,27	6,95	7,63	8,30
1320	3,58	4,46	5,34	6,22	7,09	7,96	8,83	9,69	10,54
1420	4,46	5,56	6,66	7,75	8,84	9,93	11,00	12,08	13,15
1520	5,47	6,83	8,17	9,51	10,86	12,19	13,52	14,84	16,15
1620	6,63	8,27	9,90	11,53	13,16	14,77	16,38	17,99	19,59
1720	7,93	9,90	11,86	13,81	15,76	17,69	19,63	21,56	23,47
1820	9,40	11,74	14,06	16,38	18,69	20,99	23,28	25,57	27,84
1920	11,05	13,77	16,58	19,24	21,95	24,66	27,36	30,04	32,72
2020	12,87	16,06	19,24	22,42	25,58	28,74	31,88	35,02	38,14
2120	14,88	18,57	22,25	25,93	25,69	33,24	36,88	40,51	44,13
2220	17,09	21,33	25,56	29,78	33,99	38,19	42,35	46,55	50,71
2320	19,51	24,35	29,19	34,00	38,81	43,61	48,39	53,16	57,92
2420	22,15	27,65	33,14	38,61	44,07	49,52	54,95	60,37	65,78
2520	25,01	31,23	37,43	43,61	49,78	55,94	62,08	68,21	74,32
2620	28,05	35,10	42,07	49,03	55,97	62,89	69,80	76,69	83,57
2720	31,46	39,28	47,09	54,88	62,64	70,40	78,13	85,85	93,55
2820	35,06	43,79	52,49	61,17	69,83	78,41	87,11	95,71	104,30
2920	39,04	48,62	58,29	67,93	77,55	87,16	96,74	106,31	115,85
3020	43,08	53,80	64,49	75,17	85,82	96,45	107,06	117,06	128,22
3120	47,51	59,33	71,13	82,91	94,65	106,38	118,09	129,77	141,44
3220	52,23	65,23	78,21	91,15	104,08	116,98	129,85	142,70	155,53
3320	57,26	71,51	85,73	99,93	114,10	128,25	142,37	156,47	170,54
3420	62,59	78,18	93,73	109,26	124,75	140,22	155,67	171,09	186,47
3520	68,26	85,25	102,21	119,15	136,05	152,92	169,77	186,59	203,38
3620	74,25	92,73	111,19	129,61	148,00	166,37	184,70	203,00	221,27

Таблица V.4. **Геометрическая характеристика поперечного сечения**

D, мм	Моменты сопротивления $W_x \cdot 10^3$, см³, при толщине стенки t, мм								
	4	5	6	7	8	9	10	11	12
630	1,23	1,53	1,83	2,13	2,43	2,72	3,01	3,31	3,59
720	1,61	2,00	2,40	2,79	3,18	3,57	3,96	4,34	4,72
820	2,09	2,61	3,12	3,63	4,14	4,65	5,15	5,65	6,15
920	2,63	0,28	3,94	4,58	5,22	5,87	6,50	7,13	7,77
1020	3,24	4,04	4,84	5,64	6,43	7,22	8,01	8,79	9,59
1120	3,91	4,88	5,85	6,81	7,77	8,72	9,68	10,62	11,57
1220	4,64	5,79	6,94	8,09	9,23	10,36	11,49	12,62	13,75
1320	5,44	6,79	8,13	9,48	10,81	12,15	13,48	14,80	16,12
1420	6,29	7,86	9,42	10,97	12,52	14,07	15,61	17,15	18,68
1520	7,21	9,01	10,80	12,58	14,36	16,14	17,91	19,67	21,43
1620	8,20	10,24	12,27	14,30	16,32	18,34	20,36	22,36	24,37
1720	9,25	11,65	13,84	16,13	18,41	20,86	22,96	25,23	27,49
1820	10,35	12,93	15,50	18,06	20,62	23,18	25,72	28,26	30,80
1920	11,53	14,39	17,26	20,11	22,97	25,81	28,64	31,48	34,30

Продолжение табл. V.4

D, мм	Моменты сопротивления $W_x \cdot 10^6$, см³, при толщине стенки t, мм								
	4	5	6	7	8	9	10	11	12
2020	12,76	15,94	19,11	22,27	25,43	25,58	31,72	34,86	37,99
2120	14,06	17,56	21,06	24,54	28,02	31,49	34,96	38,42	41,87
2220	15,42	19,26	23,09	26,92	30,73	34,55	38,35	42,15	45,94
2320	16,85	21,04	25,23	29,40	33,58	37,75	41,90	46,05	50,19
2420	18,33	22,90	27,46	32,00	36,54	41,08	45,61	50,13	54,64
2520	19,88	24,84	29,78	34,71	39,64	44,56	49,47	54,37	59,27
2620	21,49	26,85	32,19	37,53	42,86	48,18	53,49	58,80	64,09
2720	23,17	28,94	34,70	40,46	46,20	51,94	57,67	63,39	69,10
2820	24,90	31,11	37,31	43,49	49,68	55,85	62,00	68,16	74,30
2920	26,71	33,36	40,01	46,65	53,27	59,89	66,50	73,10	79,69
3020	28,57	35,69	42,86	50,10	56,99	64,07	71,11	78,21	85,26
3120	30,49	38,10	45,69	53,27	60,84	68,40	75,95	83,49	91,02
3220	32,49	40,58	48,67	56,75	64,81	72,87	80,91	88,95	96,98
3320	34,54	43,19	51,74	60,33	68,91	77,48	86,03	94,58	103,12
3420	36,66	45,79	54,94	64,03	73,13	82,23	91,31	100,39	109,45
3520	38,83	48,51	58,18	67,84	77,49	87,12	96,75	106,35	115,97
3620	41,07	51,31	61,54	71,75	81,96	92,15	102,34	112,51	122,67

Геометрические характеристики I и W поперечных сечений трубопроводов для различных геометрических параметров приведены в табл. V.3 и V.4.

РАСЧЕТ ТРУБОПРОВОДОВ НА ВЕТРОВУЮ НАГРУЗКУ

Ветровой поток носит случайный характер и состоит из постоянной части, характеризуемой некоторым средним значением в порыве ветра (превышаемым один раз в пять лет), и флуктуационной части, обусловленной порывистостью (пульсациями) ветра. Поэтому скоростной напор, составляющий среднюю часть, определяет статический расчет конструкций на действие ветровой нагрузки, в то время как динамическую составляющую ветровой нагрузки учитывают только в зависимости от динамических свойств конструкций. Так, для трубопроводов, имеющих период собственных колебаний $T \geqslant \geqslant 0{,}25$с, а также для элементов конструкций высотой более 30 м, проектирование не допускается без учета динамической составляющей ветровой нагрузки.

Расчет на статическую составляющую ветровой нагрузки подробно изложен в [37]. Расчетное значение ветровой нагрузки при статическом воздействии ветра:

$$w_m = w_0 k c \gamma_f, \qquad (V.9)$$

где w_0 — нормативное значение ветрового давления [37]; γ_f — коэффициент надежности по ветровой нагрузке, принимаемый 1,4; c — аэродинамический коэффициент лобового сопротивления; k — поправочный коэффициент, учитывающий изменение ветрового давления в зависимости от высоты и типа местности.

Коэффициент надежности по нагрузке γ_f, вводимый при расчете сооружений по предельным состояниям, отражает возможность превышения принятого нормативного значения скоростного напора. Поскольку не всегда имеются наблюдения достаточной длительности, позволяющие надежно определить расчетные значения скоростного напора, который наблюдается один раз, например в 50 или 100 лет, то в расчеты (в зависимости от предполагаемой длительности эксплуатации) вводят коэффициенты надежности по нагрузке или коэффициенты надежности, обусловливающие определенный запас прочности. Введение в расчет коэффициента надежности по нагрузке соответствует увеличению длительности эксплуатации (долговечности) сооружений по сравнению с нормативной, принятой по [37], равной 5 годам. Например, значение коэффициента $\gamma_f = 1{,}2$ соответствует повышению длительности эксплуатации до 10 лет, $\gamma_f = 1{,}3$ — до 20, а $\gamma_f = 1{,}5$— до 50 лет.

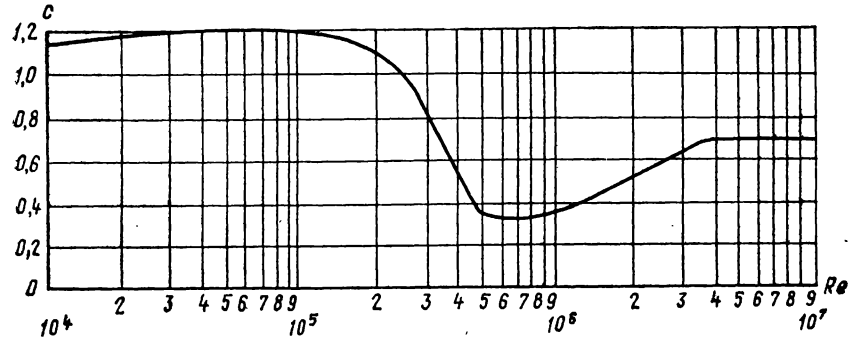


Рис. V.5. Аэродинамический коэффициент лобового сопротивления для круглого цилиндра.

Аэродинамический коэффициент в формуле (V.9) принимают:

как коэффициент давления для отдельной поверхности или точки трубопровода, который учитывают при определении ветровой нагрузки, нормальной к рассматриваемой поверхности и относящейся к единице площади этой поверхности;

как коэффициент лобового сопротивления, который учитывают при определении составляющей сопротивления сооружения или отдельного элемента, действующей по направлению ветрового потока и относящейся к площади проекции сооружения на плоскость, перпендикулярную потоку.

Аэродинамический коэффициент c, определяемый, как правило, экспериментально, во многом зависит от формы поперечного сечения линейных размеров элементов конструкций, направления и значения скорости ветрового потока, а также от многих других факторов. Аэродинамический коэффициент c для круглого цилиндра назначают в соответствии с графиком на рис. V.5 [13]. Как следует из графика, круглоцилиндрическим телам присущ кризис обтекания, т. е. уменьшение сопротивления при увеличении скорости

ветрового потока. Критическая область чисел Рейнольдса, соответствующая кризису обтекания, находится в интервале $\mathrm{Re} = (2{,}5 \div 4{,}5) \cdot 10^5$. Число Рейнольдса

$$\mathrm{Re} = \frac{v_0 d}{\nu},$$

где d — характерный размер поперечного сечения тела (диаметр круглого цилиндра) — играет в аэродинамике огромную роль, выражая в безразмерной форме связь между силами инерции и вязкости (трения). В элементах конструкций с острыми кромками (прокатные профили, коробчатые контуры и другие простые и составные профили, в т. ч. фермы) кризис обтекания не наблюдается. Соответствующие значения коэффициента c, в зависимости от угла атаки, приведены в [36]. Приведенные в [36] аэродинамические коэффициенты установлены на основе аэродинамических испытаний [3]. Значения аэродинамического коэффициента c для некоторых наиболее распространенных типов поперечных сечений и профилей опор трубопроводных систем принимают в соответствии с [36].

Аэродинамические коэффициенты, как и аэродинамическая нагрузка, очень чувствительны к малейшему изменению формы поперечного сечения, шероховатости поверхности тела, наличию близко расположенных тел или предметов. Поэтому требуется очень осторожный подход к оценке этих факторов. Незначительные на первый взгляд детали резко меняют характер обтекания, значения аэродинамических коэффициентов и даже зависимости их от направления и скорости ветра.

Количественные оценки аэродинамического коэффициента, правильное определение неблагоприятных направлений действий ветра в значительной мере определяют прочность и надежность сооружений, работающих в условиях интенсивных ветровых воздействий. Более глубоко вопросы обтекания ветровым потоком элементов конструкций, имеющих различную форму поперечного сечения, описаны в работах Г. А. Савицкого [29], С. М. Горлина [7].

Исследования воздействия турбулентного ветра на высотные сооружения (мачты, башни, дымовые трубы) [2, 3] позволили разработать научно обоснованную методику учета пульсаций ветра как случайного процесса. Флуктуационный характер порывов ветра способствовал разработке такого подхода к расчетам, когда сложные динамические расчеты сводятся к квазистатическим, т. е. определяют инерционные силы, реакция сооружения на которые адекватна реакции на действие реального порыва. В дальнейшем динамические расчеты становятся аналогичными статическим.

Согласно методике расчета на пульсации ветра [3], динамическую составляющую, вызванную последними, учитывают при расчете сооружений с периодом собственных колебаний в направлении действия ветра не менее 0,25 с. Инерционная сила при колебаниях сооружения по i-й форме, приложенная в середине j-го участка:

$$Q_{ij}^{\text{и}} = M_j \eta_{ij} \xi_i \nu,$$

где M_j — масса j-го участка, сосредоточенная в его середине, при условном расчленении сооружения на участки; η_{ij} — приведенное ускорение середины j-го участка при колебаниях сооружения по i-й форме; ξ_i — коэффициент динамичности пульсационной части ветровой нагрузки; ν — коэффициент корреляции пульсаций продольной компоненты скорости потока.

Приведенное ускорение, м/с^2,

$$\eta_{ij} = \frac{\alpha_{ij} \sum_{k=1}^{r} \alpha_{ik} Q_k m_k}{\sum_{k=1}^{r} \alpha_{ik}^2 M_k},$$

где α_{ij} и α_{ik} — относительные ординаты i-й формы колебаний сооружения, соответствующие середине соответственно j-го и k-го участ-

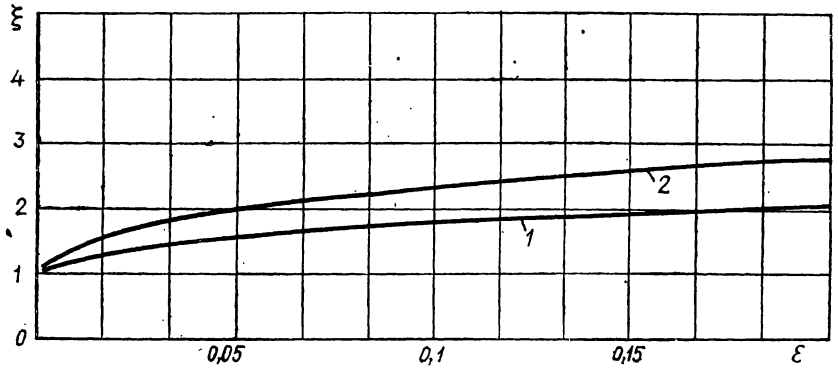


Рис. V.6. Зависимость коэффициента динамичности ξ от безразмерного параметра ε:

1 — для железобетонных и каменных сооружений ($\delta = 0{,}30$); *2* — для стальных башен, мачт, футерованных труб ($\delta = 0{,}15$)

ков; $j, k = 1, 2, \ldots,$ (r — число участков при условном расчленении сооружения); Q_k — нормативное значение статической составляющей ветровой нагрузки (V.9) (без учета коэффициента надежности по нагрузке); m_k — коэффициент пульсаций скоростного напора для середины k-го участка.

Коэффициент динамичности ξ определяют по графику на рис. V.6 [37] в зависимости от безразмерности параметра ε и логарифмического декремента колебаний δ.

Согласно новой методике [37], пульсационную составляющую ветровой нагрузки определяют в зависимости от гибкости конструкции, которая измеряется соотношением между расчетными значениями частот собственных колебаний конструкции f_i в плоскости действия ветрового потока и предельным значением частоты f_l для заданного ветрового района.

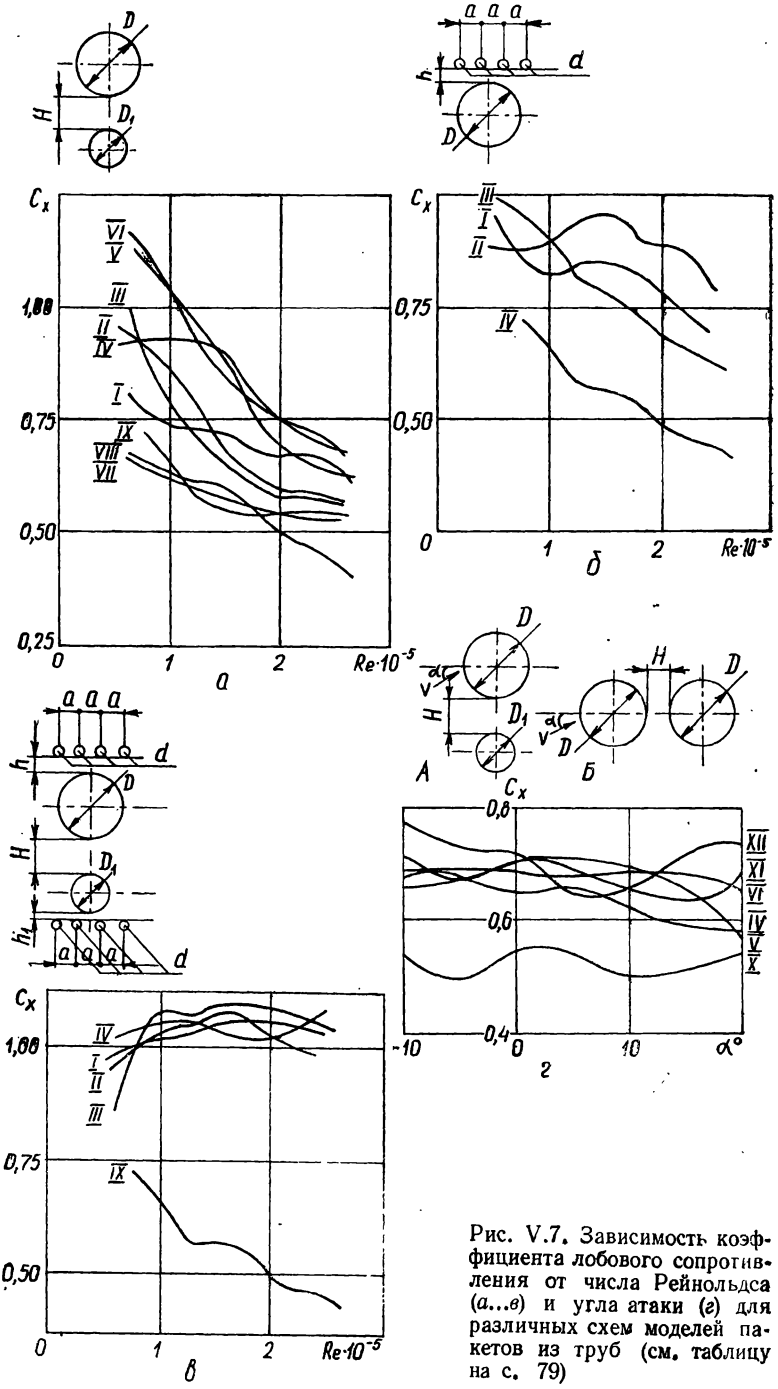


Рис. V.7. Зависимость коэффициента лобового сопротивления от числа Рейнольдса (*а...в*) и угла атаки (*г*) для различных схем моделей пакетов из труб (см. таблицу на с. 79)

Позиция на рисунке	Параметры	Варианты продувок											
		I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII	IX	X	XI	XII
а	H	0,5D	D	1,5D	0,5D	D	1,5D	0,015D	0	∞	—	—	—
	D_1	D	D	D	0,7D	0,7D	0,7D	D	D	—	—	—	—
б	h	0	0,1D	0,2D	∞	—	—	—	—	—	—	—	—
	d	0,1D	0,1D	0,1D	—	—	—	—	—	—	—	—	—
	a	2d	2d	2d	—	—	—	—	—	—	—	—	—
в	H	0,5D	0,5D	D	D	—	—	—	—	∞	—	—	—
	D_1	0,7D	0,7D	0,7D	0,7D	—	—	—	—	—	—	—	—
	h	0,1D	0,1D	0,1D	0,1D	—	—	—	—	∞	—	—	—
	d	0,1D	0,1D	0,1D	0,1D	—	—	—	—	—	—	—	—
	h_1	d	2d	d	2d	—	—	—	—	∞	—	—	—
	a	2d	2d	2d	2d	—	—	—	—	—	—	—	—
г (А)	H	—	—	—	0,5D	D	1,5D	—	—	—	—	—	—
	D_1	—	—	—	0,7D	0,7D	0,1D	—	—	—	—	—	—
г (Б)	H	—	—	—	—	—	—	—	—	—	0,5D	D	1,5D
	D	—	—	—	—	—	—	—	—	—	D	D	D

ВЕТРОВЫЕ НАГРУЗКИ НА ПАКЕТЫ ИЗ ТРУБ

Существующие нормативные документы не позволяют достаточно точно определять аэродинамические нагрузки на пакеты из труб разных диаметров, расположенных в несколько ярусов (см. рис. II. 4). Проведенные по специальной программе экспериментальные исследования восполняют этот пробел и дают возможность рассчитывать нагрузки на заводские трубопроводные магистрали; позволяют решать задачи оптимальной компоновки труб в пакеты. Исследования выполняли в аэродинамической трубе замкнутого типа с открытой рабочей частью. Наибольший диаметр труб в моделях пакетов $D = 100$ мм. Эксперименты проводили в диапазоне чисел Рейнольдса $\mathrm{Re} = (1{,}33 \div 4{,}67) \cdot 10^5$; $\mathrm{Re} = VD/\nu$ при скорости ветрового потока до 35 м/с. Трубы из жести толщиной $\delta = 4$ мм покрыты нитрокраской, что создало шероховатость, соответствующую натурным условиям. Длина труб 500 мм, размер концевых шайб 400 × 500 мм. Назначение последних — исключить краевой эффект обтекания тел малого удлинения. Аэродинамические силы воздействия воздушного потока на пакеты из труб замеряли с помощью специально разработанных и изготовленных трехкомпонентных тензовесов.

Ввиду небольших размеров модели, обусловленных малыми размерами рабочей части аэродинамической трубы, испытания в ней обычно осуществляют в докризисной зоне чисел Рейнольдса. Для получения аэродинамических характеристик, близких к реальным условиям, кризис обтекания круглоцилиндрических тел был смещен

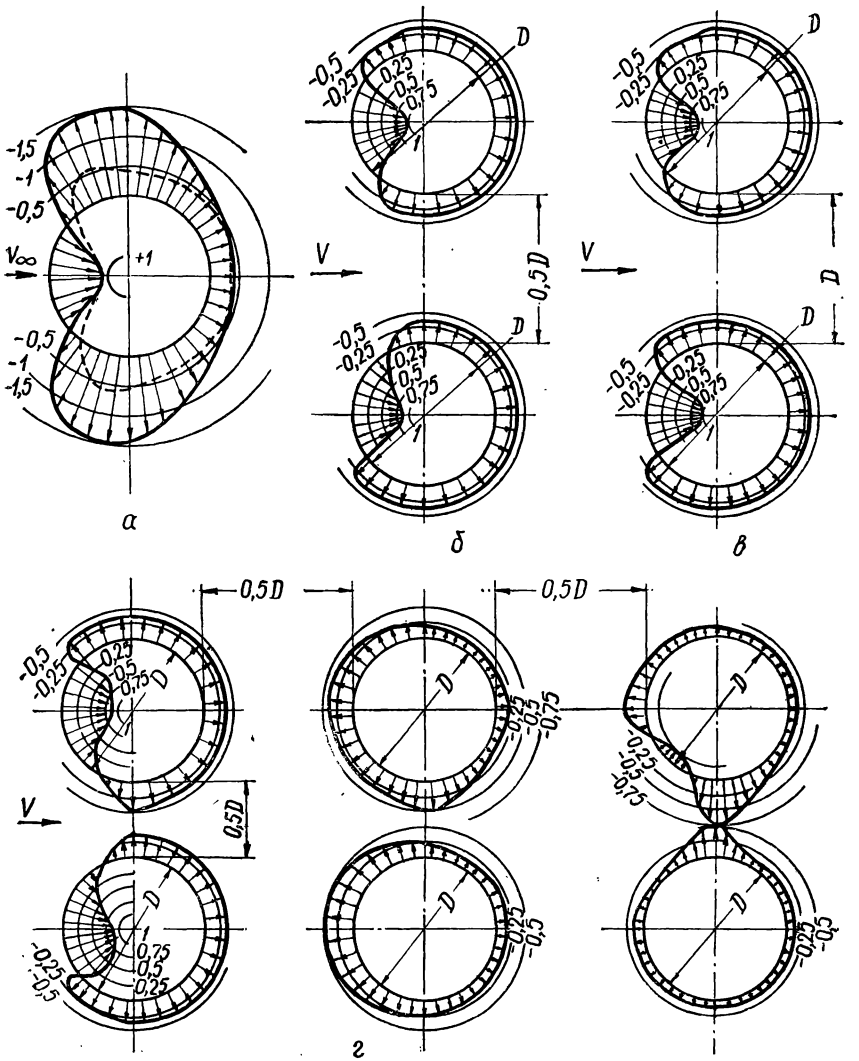


Рис. V.8. Распределение давления по поверхности одиночного цилиндра (*а*); двух цилиндров, расположенных друг под другом (*б*, *в*) и шести цилиндров, расположенных в два яруса (*г*):
а — ———— $Re = 4{,}67 \cdot 10^5$;
— — — — — — $Re = 2 \cdot 10^5$;
б, *в*, *г* — $Re = 2{,}01 \cdot 10^5$.

в сторону меньших значений чисел Рейнольдса турбулизацией воздушного потока в рабочей части трубы специальной стальной сеткой с ячейками 20 × 20 мм (диаметр стальной проволоки 0,3 мм). Расстояние от сетки до модели не превышало 350 мм. Благодаря этому начальная турбулентность потока возросла в 10 раз и достигла значения $\varepsilon = 4{,}5$ %. Эффективное число Рейнольдса: $Re_{эфф} =$

$= k \cdot \mathrm{Re}$, где k — коэффициент, равный отношению критических чисел Рейнольдса для шара в спокойной атмосфере $\mathrm{Re}_{ш1}$ и турбулентном потоке $\mathrm{Re}_{ш2}$. Поскольку $\mathrm{Re}_{ш1} = 385\,000$, а $\mathrm{Re}_{ш2} = 110\,000$ при $\varepsilon = 4{,}5$ %, то $k = 3{,}5$ (см. [7]).

Аэродинамические коэффициенты вычислялись по формулам

$$c_x = \frac{X}{\frac{1}{2}\rho V^2 S}; \quad c_y = \frac{Y}{\frac{1}{2}\rho V^2 S}$$

в поточной системе координатных осей, т. е. когда ось абсцисс совпадает с направлением потока. Здесь X — сила лобового сопротивления; Y — подъемная сила; S — сумма площадей миделевых сечений цилиндров в переднем (относительно потока) ряду.

Зависимости аэродинамических коэффициентов от чисел Рейнольдса и угла атаки α ($\mathrm{Re} = 1{,}17 \cdot 10^5$) для различных схем моделей пакетов из труб представлены на рис. V.7 при турбулентности потока $\varepsilon = 4{,}5$ %. Всюду для сравнения показан график $c_x = f(\mathrm{Re})$ (I) для изолированного цилиндра ($H = \infty$).

Наряду с определением суммарной ветровой нагрузки на пакеты из труб изучали распределение давления по поверхности одиночного цилиндра и группы цилиндров для трех разных схем. По первой схеме определяли распределение давления по поверхности одиночного цилиндра для сопоставления обтекания группы цилиндров и одиночного цилиндра (рис. V.8, *а*). Распределение давления симметрично горизонтальной оси, совпадающей с направлением потока, что свидетельствует о симметричном обтекании одиночного цилиндра. По второй схеме изучали распределение давления по поверхности двух цилиндров, расположенных друг над другом относительно потока (рис. V. 8, *б*). Как видно из диаграммы распределения давления (см. рис. V. 8, *б*) обтекание двух цилиндров несимметрично. Увеличение расстояния между цилиндрами (рис. V.8, *в*) уменьшает несимметрично и обтекание; при расстоянии, равном диаметру трубы, несимметрия обтекания несущественна. По третьей схеме изучали распределение давления по поверхности шести цилиндров, расположенных в два яруса по два цилиндра в каждом (рис. V.8, *в*, *г*). При расстоянии между ярусами цилиндров, равном $D/2$, несимметрия обтекания существенно перераспределяет аэродинамические силы, действующие на каждый цилиндр отдельно. Увеличение расстояния между цилиндрами, как и в предыдущем случае, приводит к уменьшению несимметрии обтекания. Таким образом, при расположении труб в пакете в несколько ярусов распределение давления по их поверхности можно приближенно считать симметричным относительно горизонтальной оси, когда расстояние между ярусами в свету превышает диаметр трубы. В этом случае трубы, расположенные в разных ярусах пакета, не взаимодействуют между собой. Наибольшее взаимодействие между ними наблюдается у наиболее удаленной по потоку пары труб.

ВЛИЯНИЕ КОНСТРУКТИВНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ НА ВЕТРОВЫЕ НАГРУЗКИ

При воздушной прокладке трубопроводных систем для обеспечения нормальной эксплуатации устраивают накаточные пути, предназначенные для перемещений смотровой тележки (рис. V. 9, *а*) и состоящие из продольных балок двутаврового или швеллерного типа, параллельных продольной оси трубопровода. Такие конструктивные элементы искажают характер обтекания потоком цилиндра и приводят к изменению аэродинамических характеристик. Другая особенность наблюдается при надземной прокладке трубопроводов, когда небольшая высота труб над поверхностью земли или уровнем высоких вод может влиять на их аэродинамические характеристики. Наличие «экрана», которым в данном случае служит поверхность земли или воды, искажает симметричность обтекания воздушным потоком трубопроводов, имеющих в поперечном сечении круглоцилиндрическую форму. При этом аэродинамические характеристики для круглого изолированного цилиндра могут значительно изменяться в зависимости от близости «экрана» [13].

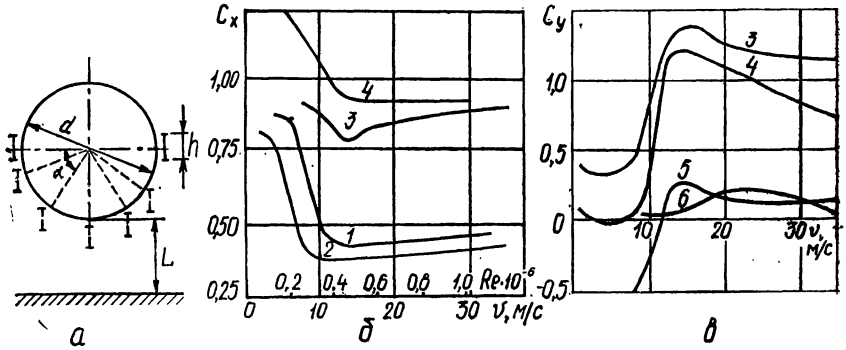


Рис. V.9. Схема надземного трубопровода с накаточными путями — возможные положения их изображены сплошной — $\varphi = 0$ и штриховыми линиями (а); зависимости коэффициента лобового сопротивления (*б*) и подъемной силы (*в*) от числа Рейнольдса или скорости потока:

1 — изолированная модель; *2* — $\varphi = 0...30°$; *3* — $\varphi = 90°$; *4* — $\varphi = 60°$; *5* — $\varphi = 30°$; *6* — $\varphi = 0$.

Ниже приведены результаты экспериментального определения аэродинамических характеристик моделей отсека трубопровода, обладающих описанными выше особенностями. Исследовали два отсека круглого цилиндра диаметром $d_1 = 0{,}5$ м и $d_2 = 0{,}35$ м и длиной $l = 1$ м, изготовленных из тонколистового алюминия АМГ-3п. Для создания условий, близких к плоскому обтеканию, по торцам моделей крепили тонкие шайбы диаметром $D = 1{,}5d$, благодаря которым отсек малого удлинения моделировал в рамках экспериментальной гидроаэромеханики реальный трубопровод, имеющий бесконечное удлинение.

Для моделирования накаточных путей использовали двутавровые или швеллерные балки высотой $h = 0{,}88d$, устанавливаемые попарно в положениях, соответствующих центральным углам φ,

равным 30 и 60°, а в положении $\varphi = 90°$ устанавливали одну балку.

Испытания проводили на весовом приборе 4 КАТ-1 в аэродинамической трубе Т-1 ЦАГИ им. проф. Н. Е. Жуковского. Степень турбулентности потока в трубе Т-1 составляет $\varepsilon \cong 1$ %. Вытеснение потока в рабочей части трубы

$$\Delta = S_м/S_{тр} \cong 7\ \%.$$

Анализ результатов испытаний показал, что при отсутствии экрана ($L = \infty$) влияние конструктивных элементов типа двутавровой или швеллерной балки существенно при установочных углах $\varphi = 60°$ и $\varphi = 90°$ во всем диапазоне исследованных чисел Рейнольдса ($0{,}15 \cdot 10^6 \leqslant \mathrm{Re} \leqslant 0{,}86 \cdot 10^6$). Максимальные значения коэффициента лобового сопротивления c_x на закризисных режимах обтекания соответствуют установочному углу $\varphi = 90°$ и превышают в два раза значения коэффициента c_x для изолированного цилиндра (рис. V.9, *б*). Кризис обтекания изолированного цилиндра наблюдается при числах Рейнольдса $\mathrm{Re} = 0{,}33 \cdot 10^6$. При установке конструктивных элементов в положение $\varphi = 0$ он смещался в сторону меньших чисел Рейнольдса ($\mathrm{Re} \cong 0{,}23 \cdot 10^6$) в связи с турбулизацией потока. Если установочный угол $\varphi = 90°$, кризису обтекания соответствует наибольшее значение числа Рейнольдса ($\mathrm{Re} \cong 0{,}4 \times \times 10^6$) благодаря наличию фиксированной точки отрыва (см. рис. V.9, *б*). Вместе с тем, как видно из рис. V.9, *в*, наличие конструктивных элементов приводит к возникновению значительной подъемной силы при установочных углах $\varphi = 60°$ и $\varphi = 90°$. Минимальное значение коэффициента подъемной силы c_y наблюдается при $\varphi = 0$ и $\varphi = 30°$, а максимальное — при $\varphi = 90°$. Наибольший аэродинамический продольный момент возникает при $\varphi = 30°$.

Влияние «экрана» на аэродинамические характеристики модели отсека трубопровода с разными установочными углами конструктивных элементов показано на рис. V.10. Как видим, положение «экрана» может оказывать существенное влияние на аэродинамические характеристики как для изолированного цилиндра, так и при наличии конструктивных элементов при значениях $\bar{L} < 1$ ($\bar{L} = L/d$). Приближение «экрана» к модели, начиная со значения $\bar{L} = 0{,}5$, значительно увеличивает коэффициент лобового сопротивления c_x при установочных углах $\varphi = 0$ и $\varphi = 30°$, а также для изолированного цилиндра. При $\varphi = 60°$ и $\varphi = 90°$ наблюдается следующее явление. Максимально значение коэффициента c_x при $\bar{L} = 0{,}5$. С приближением или удалением «экрана» относительно такого положения цилиндра коэффициент c_x непременно уменьшается.

Кривые изменения подъемной силы, в зависимости от взаимного расположения трубопровода и «экрана», см. на рис. V.10, *б*. Здесь отмечен эффект, когда при $\bar{L} = 0{,}6...0{,}7$, $c_y = 0$, т. е. подъемная сила равна нулю.

В заключение приведем эмпирические формулы, отражающие влияние «экрана» на коэффициенты лобового сопротивления c_x и

подъемной силы c_y в соответствии с кривыми на рис. V.10, *а*, *б*

$$c_x = c_{x\,\bar{L}\to\infty} + \frac{1}{3+10\bar{L}}; \quad c_y = \frac{1}{1{,}25+3{,}5\bar{L}}.$$

В практике трубопроводных систем часто встречаются случаи близкого взаимного расположения горизонтальной (различные трубопроводы) трубы и вертикальной стены здания. При этом труба может оказывать влияние на распределение ветрового давления по поверхности стены; обнаруживается качественно различный характер разделения потока по поверхности стены после обтекания трубы в зависимости от взаимного расположения трубопровода и здания.

Для изучения этих вопросов были проведены эксперименталь-

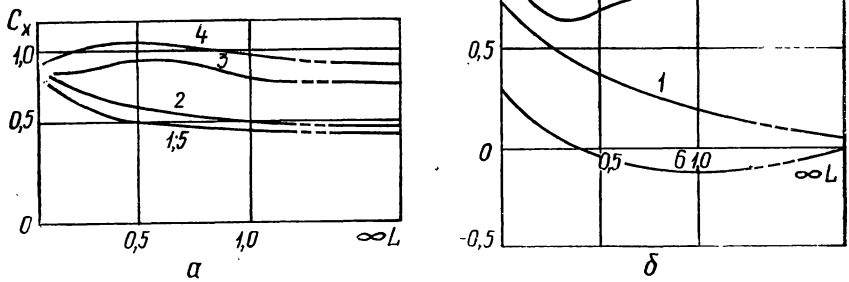


Рис. V.10. Влияние «экрана» на коэффициент лобового сопротивления (*а*) и подъемной силы (*б*) Re = (0,7 ÷ 1,0) 10^6:

1 — изолированная модель; *2* — $\varphi = 0$; *3* — $\varphi = 60°$; *4* — $\varphi = 90°$; *5* — $\varphi = 30°$; *6* — $\varphi = 0 \div 30°$.

ные исследования в аэродинамической трубе со степенью турбулентности потока $\varepsilon = 0{,}4$ %. В качестве модели использовали горизонтально расположенную трубу диаметром $D = 107{,}5$ мм, длиной 750 мм и вертикальную пластинку высотой $h = 300$ мм и шириной $b = 260$ мм (труба располагалась на уровне половины высоты пластинки). В процессе испытаний изменяли расстояние x между продольной осью трубы и пластинкой в пределах $1{,}04 \leqslant \bar{x} \leqslant 6{,}8$, где $\bar{x} = x/D$.

Как показали исследования, характер распределения давления по поверхности вертикальной пластинки, расположенной за круглым цилиндром, определяется зазором между цилиндром и пластинкой. При значительном удалении цилиндра от пластинки наблюдается одноточечное разделение потока (рис. V.11, *а*) по поверхности последней. Точка *C* разделения потока находится на линии пересечения горизонтальной плоскости симметрии цилиндра и вертикальной пластинки. С приближением цилиндра к пластинке обтекание последней характеризуется двухточечным разделением потока (рис. V. 11, *б*). Точки *A* и *B* разделения потока расположены

симметрично относительно оси Ox и с дальнейшим приближением цилиндра к пластинке удаляются от нее. Такое удаление наблюдается вплоть до критического значения зазора $\bar{x} \cong 3$. Последующее уменьшение его связано со сближением точек разделения потока A и B. При $\bar{x} = 0{,}5$ точки A и B находятся одна от другой примерно на расстоянии D.

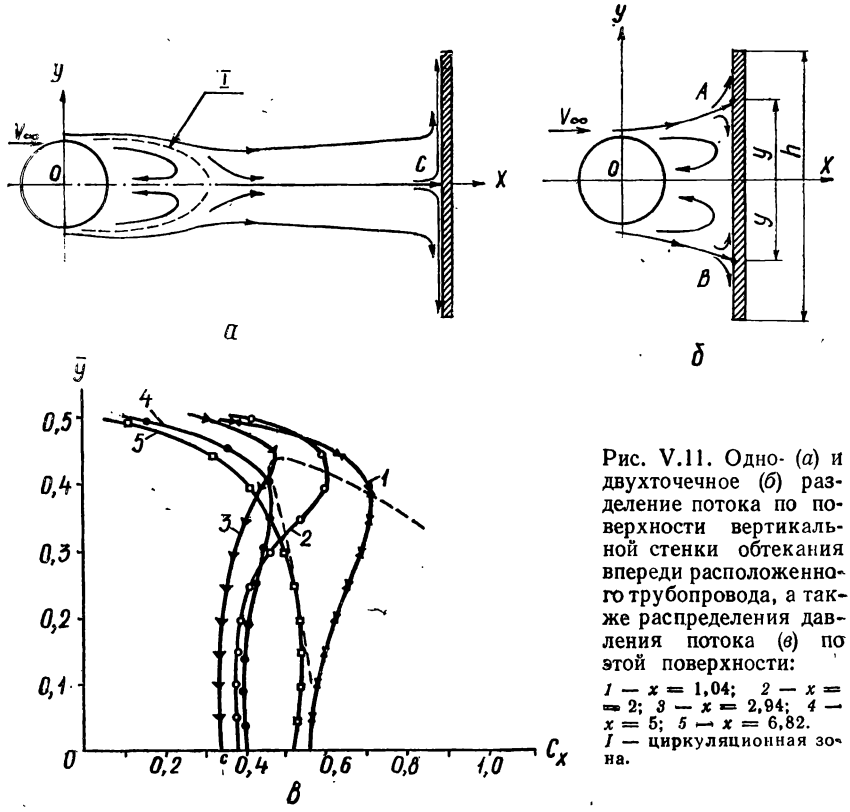


Рис. V.11. Одно- (*а*) и двухточечное (*б*) разделение потока по поверхности вертикальной стенки обтекания впереди расположенного трубопровода, а также распределения давления потока (*в*) по этой поверхности:
1 — $x = 1{,}04$; *2* — $x = 2$; *3* — $x = 2{,}94$; *4* — $x = 5$; *5* — $x = 6{,}82$.
I — циркуляционная зона.

Распределение давления потока по поверхности пластинки для разных расстояний $\bar{x}$ между цилиндром и пластинкой изображено на рис. V.11, *в*. Здесь по оси абсцисс отложен коэффициент давления $\bar{p}$ (лобового сопротивления c_x), а по оси ординат — относительная высота расположения точки на пластинке $\bar{y} = y/h$. Анализ графиков (см. рис. V.11, *в*) $\bar{p} = f(\bar{y})$ показывает, что при значительном удалении цилиндра от пластинки распределение давления по ее поверхности близко к равномерному. Уменьшение расстояния x приводит к уменьшению коэффициента давления в центральной части пластинки, наблюдающемуся вплоть до значения $\bar{x} = 3$. С появлением двух точек разделения потока (см. рис. V. 11, *б*) заметна зона повышенного давления в их окрестностях. Последующее

сближение цилиндра с пластинкой повышает давление также и в центральной части пластинки. Кривая, изображенная на рис. V.11, *в* пунктирной линией, представляет собой геометрическое место точек разделения потока, т. е. зон повышенного давления. Как видно на рис. V.11, *в*, при $\bar{x} = 3$ происходит перестройка течения, что позволяет считать это состояние критическим. Оно характеризуется следующими особенностями: максимальным удалением точек разделения потока от оси *ox;* самым низким значением давления по средней линии пластинки; самым низким значением давления в точках разделения потока. Характер кривых $\bar{p} = f(\bar{y})$ при значениях $\bar{y}$, близких к $\bar{y} = 0{,}5$ (см. рис. V.11, *в*), обусловлен конечными размерами пластинки.

Кривые распределения ветрового давления по поверхности пластинки на рис. V.11, *в* позволяют достоверно определить ветровую нагрузку на стены сооружений или зданий в случаях, когда впереди по потоку расположено сооружение круглоцилиндрической формы типа трубопровода.

Глава VI. ДИНАМИЧЕСКИЕ И АЭРОДИНАМИЧЕСКИЕ РАСЧЕТЫ ТРУБОПРОВОДОВ

ДИНАМИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ТРУБОПРОВОДОВ

Основные динамические характеристики любого инженерного сооружения, в том числе трубопроводных систем — частота свободных незатухающих колебаний и логарифмический декремент колебаний. Они отражают свойства рассматриваемой конструкции и зависят от множества параметров: массы, жесткости, конструктивных особенностей и др. Частота свободных незатухающих колебаний (собственная частота колебаний) характеризует динамическую жесткость сооружения и влияет на поведение системы при действии возмущающих нагрузок. Декремент колебаний определяет способность сооружения в целом к поглощению энергии, которое вызывает затухание колебаний. Ниже приведены методы определения собственных частот колебаний трубопроводов и опор, а также основные сведения о декрементах колебаний.

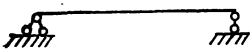
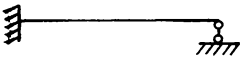
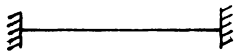
Динамические характеристики надземных трубопроводов определяются в соответствии с принимаемой расчетной схемой. В инженерной практике встречаются одно-, двух- и многопролетные (три пролета и более) трубопроводы балочного типа, а также многопролетные трубопроводные системы с ломаной (в плане) осью. Применяемые в разных случаях опоры подразделяются на жесткие и упруго податливые в вертикальном направлении. В зависимости от подвижности в плане опоры трубопроводов условно подразделяют на неподвижные, продольно подвижные и подвижные в любом направлении. Вертикальные и горизонтальные колебания трубопроводов балочного типа определяют независимо одно от другого,

считая их несвязанными. Собственные частоты изгибных вертикальных колебаний надземных трубопроводов с компенсацией продольных деформаций при равных пролетах с постоянной изгибной жесткостью:

$$\nu_n = \frac{\alpha_n^2}{2\pi} \cdot \frac{1}{l^2} \sqrt{\frac{EI}{m}}, \text{ Гц},$$

где l — длина пролета, м; m — масса 1 м трубопровода, кг · с²/м²; EI — изгибная жесткость трубопровода, кг · м²; $\alpha_n^2/2\pi$ — коэф-

Таблица VI.1. **Частотный коэффициент для однопролетного трубопровода [13]**

Условия закрепления концов трубопровода	Значения частотного коэффициента для формы		
	первой $\alpha_1^2/2\pi$	второй $\alpha_2^2/2\pi$	третьей $\alpha_3^3/2\pi$
	1,57	6,28	14,13
	2,46	7,96	16,63
	3,56	9,82	19,26

фициент, зависящий от числа пролетов, условий закрепления концов трубопровода и формы колебаний.

Наряду с линейной (технической) частотой ν, Гц, очень часто пользуются круговой частотой $\omega = 2\pi\nu$ размерностью 1/с. Вес 1 м длины трубопровода m может состоять из веса 1 м длины транспортируемого продукта и при образовании на трубопроводе обледенения — веса наледи. При этом частота будет характеризовать соответствующее сечение трубопровода.

Рассмотрим вопрос о назначении коэффициента $\alpha_n^2/2\pi$. Для однопролетного трубопровода его определяют по табл. VI.1 в зависимости от формы колебаний ($n = 1, 2, \ldots$) и условий закрепления концов. Частотные коэффициенты для неразрезных равнопролетных трубопроводов определяют в случае двух пролетов по табл. VI.2, а при большем числе пролетов — по табл. VI.3.

Собственные частоты многопролетных систем образуют зоны сгущений, каждая из которых имеет столько значений, сколько пролетов содержит неразрезная балка (трубопровод). Начало каждой зоны или ее нижняя граница в свободно опертых балочных системах характеризуется частотным коэффициентом, совпадающим с частотным коэффициентом соответствующей формы колебаний однопролетной свободно опертой балки. В табл. VI.2 и VI.3 приведены значения частотных коэффициентов для нижней и верхней границ первых двух зон сгущения собственных частот колебаний.

Формы собственных колебаний многопролетных неразрезных балок с равными пролетами приведены в [31]. Для многопролетных трубопроводов с равными пролетами и упруго податливыми опорами

Таблица VI.2. **Частотный коэффициент для двухпролетного трубопровода [13]**

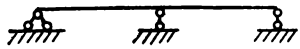
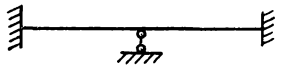
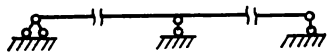
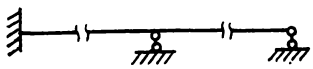
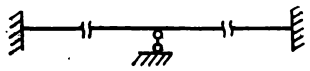
Условия закрепления концов трубопровода	Значения частотного коэффициента для зоны сгущения			
	первой		второй	
	$\frac{\alpha^2_{1H}}{2\pi}$	$\frac{\alpha^2_{1B}}{2\pi}$	$\frac{\alpha^2_{2H}}{2\pi}$	$\frac{\alpha^2_{2B}}{2\pi}$
	1,57	2,46	6,28	7,96
	1,88	3,24	6,81	9,17
	2,46	3,56	7,96	9,82

Таблица VI.3. **Частотный коэффициент для многопролетного трубопровода [13]**

Условия закрепления концов трубопроводов	Число пролетов	Частотный коэффициент для зоны сгущения			
		первой		второй	
		$\frac{\alpha^2_{1H}}{2\pi}$	$\frac{\alpha^2_{1B}}{2\pi}$	$\frac{\alpha^2_{2H}}{2\pi}$	$\frac{\alpha^2_{2B}}{2\pi}$
	3	1,57	2,94	6,28	8,78
	4	1,57	3,17	6,28	9,17
	5	1,57	3,30	6,28	9,38
	6	1,57	3,37	6,28	9,50
	∞	1,57	3,56	6,28	9,82
	3	1,69	3,37	6,54	9,50
	4	1,64	3,45	6,43	9,63
	5	1,62	3,49	6,38	9,70
	6	1,60	3,51	6,35	9,73
	∞	1,57	3,57	6,28	9,82
	3	2,01	3,56	7,16	9,82
	4	1,83	3,56	6,82	9,82
	5	1,74	3,56	6,64	9,82
	6	1,69	3,56	6,54	9,82
	∞	1,57	3,56	6,28	9,82

при компенсации продольных деформаций значения коэффициента $\alpha^2_{1в}/2\pi$, соответствующие верхней границе первой зоны сгущения, можно определять [26] с помощью графика, показанного на рис. VI.1, в зависимости от относительной жесткости опор

$$c = \frac{c_0 l^3}{2EI},$$

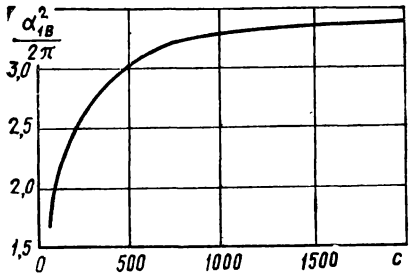


Рис. VI.1. Зависимость частотного коэффициента для многопролетных трубопроводов с равными пролетами и упруго податливыми опорами от относительной жесткости опор c.

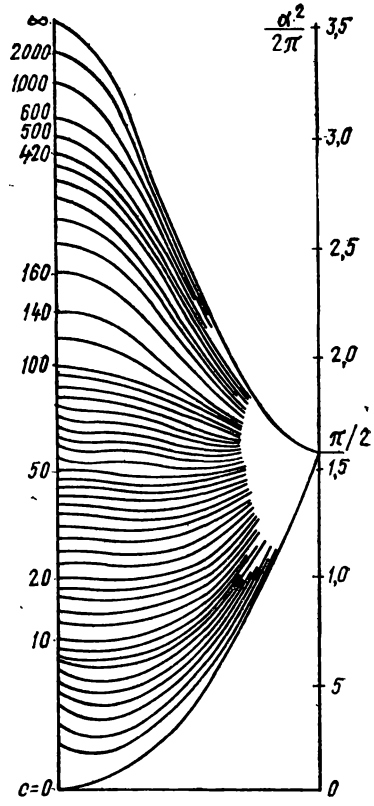


Рис. VI.2. График-номограмма для определения частотных коэффициентов, соответствующих всем частотам первой зоны сгущения.

где c_0 — коэффициент жесткости промежуточной опоры относительно вертикальных перемещений, т. е. вертикальная нагрузка, вызывающая единичное перемещение. При этом предполагается, что концевые опоры шарнирные, а промежуточные — упруго перемещающиеся в вертикальном направлении.

Множество коэффициентов, соответствующих всем частотам первой зоны сгущения, выводят по графику-номограмме (рис. VI.2). Расстояние между вертикальными прямыми (см. рис. VI.2) делят на число частей, равное количеству пролетов. На пересечении границ пролетов с кривой, соответствующей заданному значению относительной жесткости опор c, находят значения коэффициента $\alpha_n^2/2\pi$.

Влияние упругого защемления в грунте участков, примыкающих к однопролетному бескомпенсаторному переходу, на частоту колебаний учитывают, вводя понижающий коэффициент [26]

$$\lambda = \sqrt{\frac{1+\zeta}{1+5\zeta+10\zeta^2+12\zeta^3}},$$

где $\zeta = \frac{2}{l}\sqrt{\frac{4EI}{k_{гр}D}}$ — безразмерный параметр; D — диаметр трубопровода, м; $k_{гр}$ — коэффициент сопротивления грунта поперечным перемещениям.

В первом приближении вместо вычисления коэффициента λ принимают $\alpha_1^2/2\pi \cong 2{,}7$. Защемление в грунте концов многопролетного

трубопровода при числе пролетов более пяти оказывает незначительное влияние на собственные частоты изгибных вертикальных колебаний. Эти частоты у надземных трубопроводов определяются в соответствии с расчетной схемой аналогично частотам вертикальных колебаний. Жесткость (податливость) опор в горизонтальном направлении вычисляют на основе методов строительной механики.

При наличии продольных сил, обусловленных внутренним давлением, повышением температуры и другими факторами, собственные частоты колебаний трубопроводов определяют по формуле

$$\nu_n = \frac{\alpha_n^2}{2\pi} \cdot \frac{1}{l^2} \sqrt{\frac{EI}{m}\left(1 - \frac{S_0}{S_{кр}}\right)},$$

где $S_{кр}$ — критическая Эйлерова сила, $S_{кр} = n^2\pi^2 EI/l^2$, кг[4]; S_0 — разность силы давления на заглушку $P_з = pF_{вн}$, и продольного усилия N_0 ($S_0 = P_з - N_0$), Па; p — внутреннее давление в трубопроводе, Па; $F_{вн}$ — площадь поперечного сечения внутренней полости трубы, см^2; N_0 — продольное усилие (положительно при растяжении трубы), кг.

Продольное усилие N_0 может быть обусловлено протеканием продукта. В этом случае $N_0 = m_0V^2/g$, где m — вес продукта, расположенного на 1 м длины и протекающего по трубопроводу, Па; V — средняя по сечению трубопровода скорость истечения продукта, м/с.

Характерная схема надземного трубопровода — многопролетная балка с ломаной в плане осью и кольцевым поперечным сечением. Переломы оси трубопровода предопределяются наличием препятствий вдоль трассы, устройством компенсаторов либо технологическими требованиями. Места расположения опор трубопровода могут не совпадать с местами перелома оси трубы.

Для надземных трубопроводов ветровое воздействие, а также другие динамические и вызванные этими воздействиями динамические усилия и перемещения существенны, что обусловливает необходимость определения динамических характеристик конструкции (собственных частот и форм колебаний).

Трубопровод испытывает поперечные изгибные колебания в вертикальной и горизонтальной плоскостях, а также крутильные и продольные колебания. Колебания в плоскости трубопровода и из плоскости происходят независимо друг от друга и описываются несвязанными системами уравнений. Необходимость учета как одних, так и других обусловлена тем, что динамическое воздействие может быть направлено под произвольным углом к плоскости трубопровода.

При динамическом расчете трубопровода с достаточной степенью точности можно принять, что характеристики его жесткости (на изгиб EI, на кручение GI_p, на растяжение — сжатие EF) и распределенная по длине масса m постоянны в пределах каждого участка между узлами (местами перелома оси, расположения опор, пересечения с другими трубопроводами). При определении усилий, соответствующих изгибным колебаниям, продольную силу N можно

считать не зависящей от времени, поскольку гармоническая добавка к ней значительно меньше той ее составляющей, которая вызвана внутренним давлением, температурными воздействиями и другими факторами. В связи с этим изгибные колебания стержня можно описать дифференциальным уравнением с постоянными коэффициентами

$$\frac{d^4y}{d\xi^4} + \frac{Nl^2}{EI} \cdot \frac{d^2y}{d\xi^2} - \frac{m\omega^2 l^4}{EI} y = 0, \qquad \text{(VI.1)}$$

где y — прогиб оси стержня; ξ — относительная координата.

Уравнение свободных крутильных колебаний стержня с распределенной массой и уравнение продольных колебаний соответственно:

$$\frac{d^2\theta}{d\xi^2} + a^2\theta = 0; \qquad \text{(VI.2)} \qquad \frac{d^2w}{d\xi^2} + b^2\omega = 0, \qquad \text{(VI.3)}$$

где $a^2 = \frac{\omega^2 m}{GF}$; $b^2 = \frac{\omega^2 m}{EF}$; θ, w — угол поворота и линейная деформация поперечного сечения соответственно вокруг и вдоль оси трубопровода.

В уравнениях (VI.1)...(VI.3) ω — частота свободных колебаний (изгибных, крутильных, продольных).

Определить собственные частоты колебаний многопролетных трубопроводов аналитическим путем математически трудно, особенно нерегулярных и с ломаной осью. Преодолеть эти трудности можно только используя современную вычислительную технику. Для определения спектра собственных частот конкретного трубопровода с помощью ЭВМ пользуются методом перемещений, удачно сочетающим простоту алгоритма с обеспечением требуемой точности вычислений и возможностями качественного анализа результатов расчета. Основная схема метода перемещения получается при введении в узлы заданной системы фиктивных связей, препятствующих их линейным и угловым перемещениям. Реакции и перемещения фиктивных связей определяют с помощью функций влияния метода перемещений для прямолинейного защемленного стержня с учетом геометрических соотношений между усилиями (перемещениями) в узлах. Собственные частоты ω_0 основной системы являются корнями следующих уравнений [13]:

1) $\Delta_0 = 0$ или $\sin al = 0$ — для колебаний из плоскости трубопровода;

2) $\Delta_0 = 0$ или $\sin bl = 0$ — для колебаний в плоскости трубопровода,

где

$$\Delta_0 = 2\lambda_1\lambda_2(1 - \cos\bar{\lambda}_1 \operatorname{ch}\lambda_2) + (\lambda_2^2 - \lambda_1^2)\sin\bar{\lambda}_1 \operatorname{sh}\lambda_2; \quad \bar{\lambda}_1 = i\lambda_1;$$

λ_1, λ_2 — корни характеристического уравнения, соответствующего дифференциальному (VI.1).

По вычисленным значениям ω_0 и количеству отрицательных диагональных элементов в преобразованной (по схеме Гаусса) к треугольному виду матрице реакций легко установить место ω в

спектре собственных частот системы. Последовательно уточняя значение ω, можно найти любую (по номеру) собственную частоту и соответствующую ей форму колебаний. Для часто встречающейся в практике прокладки трубопровода, когда он не закреплен от кручения на опорах вблизи компенсаторов, даже в нижней части спектра собственных частот могут появиться частоты, на которые оказывают влияние крутильные деформации. Эти частоты изменяют привычный характер спектра собственных частот (располагаются между зонами сгущения частот, ниже первой собственной частоты изгибных колебаний и т. п.), что необходимо учитывать при расчете конкретных надземных трубопроводов на динамические воздействия.

При прокладке промышленных трубопроводов в виде висячей системы с вертикальными подвесками частоты собственных вертикальных изгибных колебаний:

$$\omega_n^2 = \frac{n^4\pi^4}{l^4} \cdot \frac{EI_{\text{верт}}}{m} + \frac{n^2\pi^2}{l^2} \cdot \frac{H}{m} + \frac{\pi^4}{ml^3} \cdot \frac{z_0}{n^2},$$

где

$$z_0 = \begin{cases} \left(\frac{2}{\pi}\right)^6 \frac{8f^2E_\text{к}F_\text{к}}{L_\text{к}}, & n = 1, 3, 5, \ldots; \\ 0, & n = 2, 4, 6, \ldots; \end{cases}$$

EI — изгибная жесткость трубопровода в вертикальной плоскости; $E_\text{к}$, $F_\text{к}$ — жесткость несущего кабеля на растяжение; $L_\text{к}$ — полная длина несущего кабеля; f — стрела провеса кабеля.

При радиальной системе вант, наиболее распространенной при подвесных способах прокладки промышленных трубопроводов, частоты собственных колебаний первой зоны сгущения однопролетных внешне распорных трубопроводов можно вычислять по приближенной формуле

$$\omega_n^2 = \frac{\alpha_n^4}{d_0^4} \cdot \frac{EI}{m} + \frac{n^2\pi^2}{l^2} \frac{g}{2f} \sum_{i=1}^{\text{к}} d_i (d_{i+1} - d_{i-1}), \qquad \text{(VI.4)}$$

где α_n — частотный коэффициент. Остальные обозначения показаны на рис. VI.3.

Первый член этой формулы отражает эффект подвешивания трубопровода на вантах в отдельных точках.

Для получения верхней и нижней границ значений частот можно воспользоваться графиком-номограммой (см. рис. VI.2), рассматривая систему с оттяжками как многопролетную неразрезную балку с упруго податливыми опорами. Этот график позволяет быстро и точно определять все частоты первой зоны сгущения для многопролетных балок на упругих опорах, отстоящих на одинаковом расстоянии друг от друга и имеющих равную жесткость (регулярная система). Верхняя граница значений частот получится, если жесткости всех опор принять одинаковыми и равными жесткости, соответствующей самому короткому ванту, а нижняя граница — самому длинному.

Относительная жесткость опор $c_i = \frac{E_к F_{кi}}{EI} \cdot \frac{d_0^3}{l_{кi}} \sin \tau_i$. Найденное по графикам значение $\alpha_n^2 / 2\pi$ при определении круговой частоты по формуле (VI.4) умножают на 2π. Второй член формулы (VI.4) учитывает наличие в системе распора, передающегося от вант на трубопровод дискретно.

Для определения частот собственных колебаний внешне безраспорных многопролетных радиально-вантовых систем трубопроводов (см. рис. II.1) можно пользоваться приближенной формулой

$$\omega^{*2} = \omega^2 - \frac{n^2\pi^2}{l^2} \cdot \frac{N}{m},$$

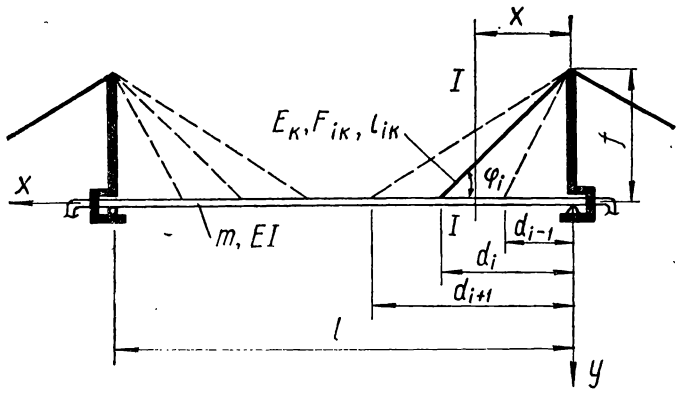


Рис. VI.3. Радиально-вантовая схема системы трубопровода.

где ω — собственная частота внешне распорных систем (см. рис. II.1), определяемая по формуле (VI.4); N — продольная сжимающая сила, равная горизонтальной проекции усилия в оттяжке, заанкеренной на трубопроводе

$$N = \sum_{i=1}^{к} H_i = \frac{mg}{2f} \sum_{i=1}^{к} d_i (d_{i+1} - d_{i-1}).$$

Собственные частоты горизонтальных колебаний подвесных трубопроводов:

$$\omega_n^2 = \frac{n^4\pi^4}{l^4} \cdot \frac{EI}{m} + \frac{g}{h},$$

где h — расстояние от трубопровода до точки крепления кабеля на пилоне. Второй член этой формулы g/h учитывает эффект маятника в висячих системах при горизонтальных колебаниях. В самом деле, полагая, что $EI = 0$, получим систему, движения которой аналогичны колебаниям математического маятника. Эффект маятника возникает благодаря восстанавливающим горизонтальным силам, создаваемым провисающим кабелем или вантами. Более подробно расчетные схемы для вычисления собственных частот изгибных вертикальных и горизонтальных колебаний описаны в [13].

При колебаниях надземных и подвесных трубопроводных систем, вследствие возникновения различных неупругих сопротивлений, происходит рассеивание энергии, обусловливающее демпфирующие свойства сооружений. Рассеиваемая при колебаниях энергия не только переходит из одного вида в другой (из потенциальной в кинетическую и обратно), но также расходуется на образование пластических деформаций, превращается в другие формы: из механической — в тепловую, звуковую, рассеивается в окружающей среде. Поэтому собственные колебания надземных и подвесных трубопроводов затухающие.

Сопротивление среды учитывают при составлении дифференциальных уравнений колебаний сооружений, работающих на ветровую нагрузку. Все остальные факторы отражаются при назначении логарифмического декремента колебаний δ. Декрементом колебаний затухающего процесса называется натуральный логарифм отношения предыдущей амплитуды a_i к последующей a_{i+1} : $\delta = \ln |a_i/a_{i+1}|$.

Анализ большого количества построенных надземных и подвесных магистральных и промышленных трубопроводов свидетельствует об очень слабых демпфирующих свойствах этих сооружений, представляющих собой цельносварные конструкции. Так, экспериментальные значения логарифмического декремента колебаний, несмотря на значительный разброс, находятся в интервале $0{,}004 < \delta < 0{,}06$.

МЕТОДЫ АЭРОДИНАМИЧЕСКОГО РАСЧЕТА ТРУБОПРОВОДОВ

Рассмотрим обтекание кругового цилиндра плоскопараллельным потоком идеальной (невязкой) жидкости или газа (воздуха). Набегающий поток характеризуется скоростью V_0 и статическим давлением в бесконечно удаленной точке p_0. Циркуляция скорости вокруг цилиндра, определяемая по формуле $\Gamma = \oint_s V_s ds$, равна нулю.

Возникающее при обтекании кругового цилиндра невязкой жидкостью симметричное распределение давления по его поверхности указывает на отсутствие сопротивления движению цилиндра со стороны потока. В реальных условиях при обтекании жидкостью или газом на цилиндр всегда будет действовать сила сопротивления — гидродинамическая сила. Это противоречие известно под названием парадокса Даламбера — Эйлера, сущность которого в неучете вязкости реальной жидкости или газа (воздуха).

В действительности, благодаря вязкости потока, возникает пограничный слой, прилипающий на одних участках поверхности цилиндра и отрывающийся на других, как правило, задних. Такое обтекание тел потоком называется отрывным. Позади тела возникает вихреобразное движение потока. Циркуляция скорости вокруг цилиндра не равна нулю, что обусловливает возникновение силы лобового сопротивления. Таким образом, учет вязкости реального

потока вносит существенные качественные изменения в характер обтекания тел.

При обтекании кругового цилиндра образуются вихри правого и левого вращения, которые, вследствие отрывного характера обтекания, срываются с поверхности цилиндра и уносятся потоком. Симметрично срывающиеся вихри — вихри Феппля — устойчивы при значениях чисел Рейнольдса $Re < 100$. Вихри, попеременно срывающиеся в шахматном порядке [13], устойчивы при числах Рейнольдса $Re > 150$ и наблюдаются даже при числах Рейнольдса $Re \cong 1 \cdot 10^7$.

Совокупность отрывающихся вихрей, постепенно рассеивающихся вдали от цилиндра, образует вихревую дорожку Кармана с устойчивым шагом вихрей вдоль нее. Частота срыва вихрей, играющая огромную роль в аэроупругости, связана с числом Струхаля Sh соотношением $n = \mathrm{Sh}\frac{V}{d}$, Гц, т. е. определяется геометрией тела и скоростью потока. Число Струхаля для кругового цилиндра $\mathrm{Sh} = 0{,}2$.

Срывающиеся вихри в перпендикулярном потоку направлении создают переменную (периодическую) силу, которая создает начальное возмущение упругого круглоцилиндрического тела, смещая его относительно положения равновесия. Когда частота срыва вихрей близка или равна одной из собственных частот упругого тела, обтекаемого потоком, наблюдаются интенсивные колебания [13].

В теории колебаний плохо обтекаемых тел в вихревом потоке сложились две концепции: вынужденных колебаний и автоколебаний. Наибольшее распространение для объяснения механизма колебаний цилиндрических тел в потоке газа (воздуха) получила концепция автоколебаний. Она наиболее правильно отражает действительный характер движения тела. Многочисленные наблюдения указывают на взаимодействие между колебаниями и механизмом вихреобразования, что несомненно подтверждает автоколебательный характер процесса.

При вибрации круглоцилиндрических тел в тяжелой жидкости (воде) правдоподобен механизм вынужденных колебаний. В то же время, для цилиндров, колеблющихся в потоке воздуха, вибрации близки по типу к автоколебаниям.

Математическая модель аэроупругих колебаний круглоцилиндрических тел в ветровом потоке [11], как и математическая модель Г. А. Савицкого [29], рассматривает круглоцилиндрическое тело как механическую систему с одной степенью свободы, наделенную всеми упругими и неупругими свойствами, присущими исходной системе, т. е. рассматриваемому телу. Естественное дальнейшее развитие — рассмотрение эквивалентной механической системы с двумя степенями свободы и континуальной системы. В первом случае наиболее целесообразным представляется сообщить вторую степень свободы одномассовой системе в направлении потока. При этом возможно математическое описание пространственных форм движения круглоцилиндрического тела, связывающих колебатель-

ные движения вдоль потока с аналогичными движениями поперек него.

Во втором случае при рассмотрении континуальных систем необходимы новые гипотезы о распределении по длине тела сил вихревой природы, о внутреннем трении в таких телах, аэродинамическом демпфировании и др.

Для нормальной эксплуатации сооружений, расположенных в ветровом потоке, необходимо обеспечить аэродинамическую устойчивость в целом, а также отдельных их элементов. Действие ветра на гибкие сооружения круглоцилиндрической формы типа надземных и висячих трубопроводов носит двойственный характер. С одной стороны, ветровой поток вызывает изгиб трубопровода в направлении действия потока, т. е. в горизонтальной плоскости. С другой — в вертикальной плоскости наблюдаются колебания, обусловленные аэродинамическими силами [11, 13]. Поэтому для анализа аэродинамической устойчивости надземных и висячих трубопроводов, помимо обычного расчета их на ветровую нагрузку с учетом порывистости ветра (см. гл. V.), выполняют дополнительный расчет на ветровой резонанс, поскольку рассматриваемые сооружения гибкие, и в них возможно возникновение интенсивных колебаний в направлении, перпендикулярном ветровому потоку. Ветровым резонансом называется интенсивное нарастание амплитуд колебаний в плоскости, перпендикулярной плоскости ветрового потока, вызываемое совпадением частоты колебаний тела с частотой срыва вихрей Кармана и с одной из собственных частот сооружений. Единым нормативным документом, содержащим метод расчета на ветровой резонанс гибких сооружений круглоцилиндрической формы, в том числе трубопроводов, является [37]. В практике проектирования надземных и подвесных трубопроводов обычно используется эта же методика расчета [10, 13]. Особого внимания заслуживает вопрос о назначении аэродинамического коэффициента подъемной силы (согласно терминологии [37]). Разброс значений этого коэффициента велик, однако в большинстве случаев находится в пределах 0,5...0,7 [4, 9].

Амплитуды резонансных колебаний элементов конструкций поперек потока [37] связаны с логарифмическим декрементом колебаний соотношением

$$a = \frac{\pi}{\delta} y_{ст},$$

где a — амплитуда колебаний, м; δ — логарифмический декремент колебаний; $y_{ст}$ — прогиб от статически приложенной аэродинамической нагрузки вихревого происхождения, м.

Рассматривая случай шарнирного опирания упругого кругового цилиндра типа трубопровода, получим

$$\bar{a} = \frac{a}{d} = \frac{c_y \rho d^2}{0{,}8m} \cdot \frac{1}{\delta}, \qquad \text{(VI.5)}$$

где d — диаметр цилиндра, м; c_y — коэффициент подъемной силы;

ρ — плотность воздуха, Па; m — масса единицы длины упругого цилиндра.

Здесь предлагается принимать $c_y = 0{,}25$. В [29] для амплитуды получено выражение

$$a = \frac{4}{\pi\omega_0} \cdot \frac{\varepsilon_4 V_{кр}^2}{\varepsilon_1 + \varepsilon_2 V_{кр}}, \qquad \text{(VI.6)}$$

где ω_0 — собственная частота поперечных колебаний цилиндра, кол/с; ε_1 — параметр, учитывающий вязкое трение среды;

$$\varepsilon_2 = \frac{c_x \rho d}{4m}; \quad \varepsilon_4 = \frac{c_y \rho d}{4m};$$

c_x — коэффициент лобового сопротивления.

Здесь конструктивное демпфирование принято равным нулю, поэтому при пренебрежении вязким трением среды ($\varepsilon_1 = 0$) нормализованная амплитуда колебаний принимает постоянное значение $\bar{a} \cong 0{,}4$ с точностью до условного соотношения $c_y = 0{,}4c_x$ [30].

Предложенная в [11] математическая модель аэроупругих колебаний (ветрового резонанса) устанавливает более сложную связь между амплитудой колебаний, демпфирующими свойствами и прочими параметрами системы:

$$a^5 - 1{,}2(1 - 1{,}1c_x)\frac{v_{кр}^2}{\omega_0^2} a^3 + \\ + 9{,}6\left[\frac{0{,}74m}{\pi\rho d}\delta - (1 - 0{,}37c_x)\frac{v_{кр}}{\omega_0}\right]\frac{v_{кр}^3}{\omega_0^3} a = 4{,}5\frac{v_{кр}^5}{\omega_0^5} c_y. \qquad \text{(VI.7)}$$

Результат сравнительного анализа приведенных выше методов расчета амплитуд аэроупругих колебаний представлен на рис. VI.4. Он свидетельствует о более низких значениях амплитуд колебаний, вычисленных по формулам (VI.5) и (VI.6), по сравнению с аналогичными, определенными по (VI.7). В качестве примера рассмотрим однопролетный участок трубопровода на шарнирных опорах, диаметр которого 2,5 м при толщине стенки трубы $t = 30$ мм и, соответственно, масса $m = 200$ кг $\cdot$ с^2 $\cdot$ м$^{-2}$; $c_x = 0{,}7$. На рис. VI.5 пунктиром выделена кривая $\bar{a} = f(\delta)$, вычисленная по формуле (VI.5), но при $c_y = 1$.

Сопоставление (рис. VI.6) теоретических зависимостей максимально нормализованных амплитуд аэроупругих колебаний a с данными экспериментов над моделями упругих стержней на шарнирных опорах, консольно защемленных жестких цилиндров на упругих опорах и тросах [9] свидетельствует о том, что формула (VI.7) дает верхнюю границу возможных амплитуд колебаний и в то же время подтверждает, что формула (VI.5) дает заниженную оценку амплитуд колебаний. На рис. VI.6 приняты следующие обозначения: $\bar{a}_{пр}$ — приведенная нормализованная амплитуда колебаний, $\bar{a}_{пр} = \bar{a}/\gamma_п$; $\gamma_п$ — безразмерный параметр формы колебаний,

зависящий от способа опирания элементов конструкций, для стержня на шарнирных опорах $\gamma_п = 1{,}155$ (значения коэффициента $\gamma_п$ для других случаев приведены в работе [9]); $\delta_{пр}$ — приведенное демпфирование, $\delta_{пр} \cong 0{,}2m\delta/\rho d^2$.

Для подавляющего большинства конструкций значения логарифмического декремента $\delta > 0{,}02$ [13]. Кроме того, предельная амплитуда индуцированных вихрями колебаний $\bar{a} = 1$. В силу изложен-

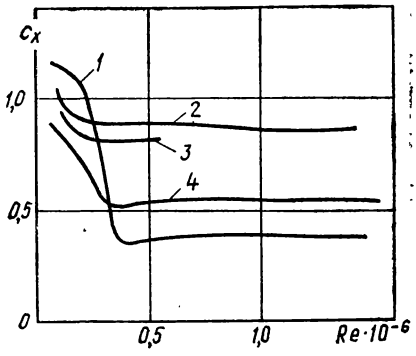


Рис. VI.4. Влияние навивки на коэффициент лобового сопротивления:
1 — без гасителя; *2, 3, 4* — с гасителем d/D равно соответственно 3/80, 1/80, 1/160.

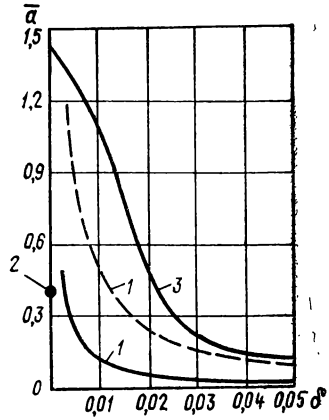


Рис. VI.5. Зависимость амплитуд колебаний от логарифмического декремента:
1 — по формуле (VI.5); *2* — по формуле (VI.6); *3* — по формуле (VI.7).

ного формула (VI.7) может быть упрощена при сохранении достаточной точности в предположении $\delta > 0{,}02$

$$\bar{a} = \frac{c_y}{\frac{2m\pi^2\,\mathrm{Sh}^2}{\rho d^2}\,\delta - 1{,}35\,(1 - 0{,}37c_x)\,\pi^2\,\mathrm{Sh}}.$$

Эта формула справедлива для цилиндрического стержня с произвольной формой поперечного сечения. В частном случае поперечного сечения круговой формы при $\mathrm{Sh} = 0{,}2$ и $c_x = 0{,}7$ зависимость $\bar{a} = f(\delta)$ описывают выражением

$$\bar{a} = \frac{c_y}{\frac{0{,}8m}{\rho d^2}\,\delta - 2}.$$

При обтекании трубопроводов ветровым потоком в определенных условиях возникают интенсивные колебания, характеризующиеся значительными амплитудами, способными разрушить трубопровод. В механике подобный режим называется автоколебаниями, а системы, в которых он возможен — автоколебательными. Концепция автоколебаний, положенная в обоснования явлений, возникающих при обтекании трубопровода ветровым потоком, позволяет

не только вскрыть механизм колебаний, но и найти пути обеспечения аэродинамической устойчивости надземных трубопроводов, т. е. их способности противостоять ветровым нагрузкам.

Зависимость $\bar{a} = f(\delta)$, представленная формулой (VI.7), отражает нелинейные свойства автоколебательных систем рассматриваемого типа и полностью подтверждается экспериментальными данными (см. рис. VI.6), в то время как формула (VI.5) соответствует концепции классической модели вынужденных колебаний линейных систем. Таким образом, предложенная в работе [11] математическая модель аэроупругих колебаний элементов конструкций круговой цилиндрической формы дает амплитуды, хорошо согласующиеся с экспериментальными данными, и может служить надежной основой для аэродинамических расчетов.

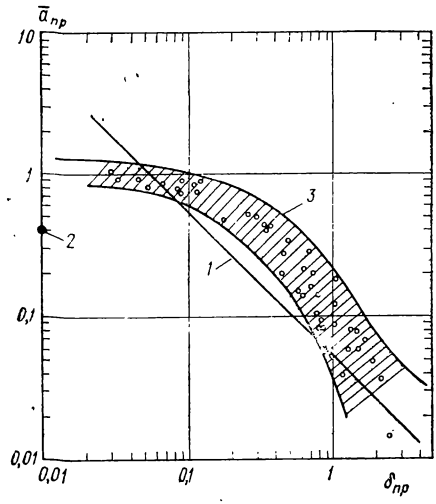


Рис. VI.6. Сопоставление экспериментальных и теоретических зависимостей нормализованных амплитуд колебаний от приведенного демпфирования:

1 — по формуле (VI.5); *2* — по формуле (VI.6)— экспериментальные значения; *3* — по формуле (VI.7)

МЕРЫ БОРЬБЫ С ВИБРАЦИЯМИ ТРУБОПРОВОДОВ

Часто наблюдаются вибрации трубопроводов, имеющих висячие и надземные участки. Причины их возникновения различны и могут быть обусловлены как механикой движущегося продукта (движение и пульсации давления жидкого или газообразного продукта), так и свойствами окружающей среды. Последние объясняются специфическим характером обтекания надземных и висячих трубопроводов, имеющих круглоцилиндрическую форму поперечного сечения, воздушным потоком [27].

Способы защиты сооружений от вибраций можно условно разделить на два типа: пассивный и активный. При пассивном путем изменения основных параметров сооружения изменяют его собственную частоту, чтобы предотвратить резонансные явления. Однако таким образом добиться эффективных результатов невозможно, так как само явление не устраняется, а происходит смещение значения критической скорости ветра, соответствующей ветровому резонансу. Активные способы виброзащиты, уменьшающие амплитуду колебаний, осуществляют путем устройства механических или аэродинамических гасителей колебаний. Принципиальная разница между механическими и аэродинамическими гасителями в том, что послед-

ние устраняют причину возникновения ветрового резонанса, существенно изменяя характер обтекания сооружения ветровым потоком. В практике виброзащиты линий электропередачи, кабельной и воздушной связи и магистральных трубопроводов [24] широко распространены механические гасители колебаний типа колодочного демпфера [13].

Затухание колебаний обусловлено потерями энергии колебательной системы, в т. ч. на внутреннее трение. Увеличение декремента колебаний, приводящее к снижению динамического коэффициента,

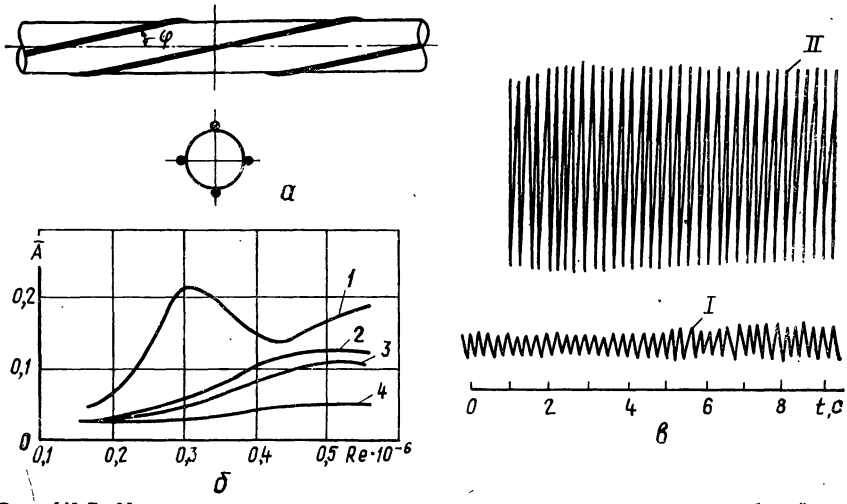


Рис. VI.7. Навивка проволоки на цилиндр как средство гашения колебаний:
а — схема навивки ($\varphi = 9 \div 11°$); *б* — влияние числа навиваемых проволок на эффективность гашения колебаний (*1* — без гасителя; *2, 3, 4* — с гасителем соответственно $n = 8$; 3 и 4; $\varphi = 11°$, $d/D = 1/200$); *в* — осциллограммы колебаний цилиндра с проволочными гасителями *(I)* и без них *(II)*.

т. е. коэффициента возрастания амплитуд при резонансных колебаниях, может быть достигнуто установкой гидравлических демпферов вблизи опорных частей или (в случае висячих трубопроводов) в местах крепления подвесок к трубопроводу. Несмотря на то, что искусственное повышение затухания колебаний надземных трубопроводов — очень эффективный способ ликвидации ветрового резонанса, оно, к сожалению, часто имеет индивидуальный характер и бывает связано с конкретными конструкторскими проработками. Аэродинамическое гашение колебаний, идея которого заключается в нарушении правильного вихреобразования при обтекании сооружения ветровым потоком, позволяет устранить основную причину возникновения ветрового резонанса. Определение оптимальных параметров аэродинамических гасителей связано с экспериментальными исследованиями в аэродинамических трубах.

Для гашения колебаний тел круглоцилиндрической формы (трубопроводы, дымовые трубы, башни, элементы конструкций) предложены устройства и приспособления [12, 13]. Наиболее эффективны следующие из них.

Для гашения колебаний горизонтальных трубопроводных систем предложены [13] специальные приспособления в виде турбулизатора, прикрепляемого к наружной поверхности трубопровода в горизонтальной плоскости симметрии. Передний относительно потока элемент турбулизатора рассекает его, фиксируя точки отрыва пограничного слоя, а задний элемент нарушает периодичность вихреобразования и существенно уменьшает переменную аэродинамическую поперечную силу, что обуславливает резкое снижение амплитуд поперечных колебаний трубопроводов. Это устройство, получившее название турбулизирующих панелей или рассекателей,

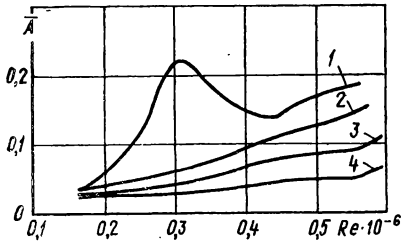


Рис. VI.8. Влияние угла навивки проволок φ на эффективность гашения колебаний:

1 — без гасителя; *2, 3, 4* — с гасителем соответственно φ = 6, 7, 11°; *n* = 4; *d/D* = = 1/200.

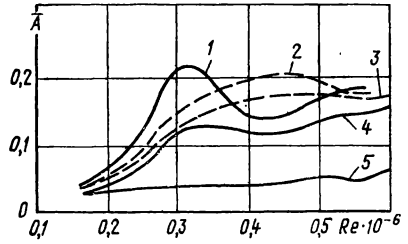


Рис. VI.9. Влияние диаметра проволок на эффективность гашения колебаний:

1 — без гасителя; *2, 3, 4, 5* — с гасителем соответственно *d/D* = 3/100; 1/100, 1/500, 1/200; φ = 11°; *m* = 4.

широко применяют в практике виброгашения надземных и висячих трубопроводных систем.

Проведенные в ЦАГИ им. Жуковского исследования, связанные с поиском оптимальных параметров навивки проволоки на круглоцилиндрические тела (рис. VI.7, *а*), позволили дать * рекомендации по эффективному гашению колебаний, вызванных ветровым потоком, надземных трубопроводов. Отсутствие обобщений и конкретных рекомендаций по выбору параметров навивки не позволяет применять в практике виброгашения этот экономичный способ. При проведении исследований по определению оптимальных параметров навивки варьировали количеством проволок, навиваемых по винтовой линии (рис. VI.7, *б*), угол навивки относительно продольной оси цилиндра (рис. VI.8) и диаметр проволок (рис. VI.9). Одновременно большое внимание было уделено влиянию навиваемых проволок на лобовое сопротивление цилиндра.

При режиме ветрового резонанса амплитуда колебаний уменьшается в несколько раз. Вблизи резонанса, когда происходит захват частоты срыва вихрей частотой колебаний цилиндра, амплитуда уменьшается более чем в пять раз. Кроме того, при наличии проволочных гасителей область чисел Струхаля, при которых наблюдаются интенсивные колебания модели, существенно сужается.

* А. с. 365524 СССР, КМИ³ *F* 16 *L* 55/00. Устройство для гашения колебаний надземных трубопроводов / *Л. Х. Блюмина, В. Н. Гребенников, М. И. Казакевич.*— Опубл. 15.09.73. Бюл. № 6.

На рис. VI.7, *в* приведены осциллограммы колебаний цилиндра с проволочными гасителями и без них в режиме, близком к режиму ветрового резонанса (Sh = 0,17). При использовании гасителей амплитуда колебаний уменьшается более чем в пять раз.

Навивка проволок может существенно повысить коэффициент лобового сопротивления цилиндра. С этим следует считаться при выборе диаметра навиваемой проволоки. Наиболее оптимальны с позиции аэродинамического сопротивления и эффективности гашения колебаний круглого цилиндра следующие параметры:

Количество проволок	4
Угол навивки проволок	9...12°
Диаметр навиваемых проволок	$d/D \cong 0{,}5$ %

Преимущество этого способа гашения аэроупругих колебаний перед навивкой жестких ребер — значительно меньшая концентрация напряжений в местах прикрепления приспособлений к поверхности цилиндра, а перед установкой рассекателей Бэрда — отсутствие дополнительного источника теплоты, также приводящего к повышению напряжений в местах прикрепления рассекателей к поверхности цилиндра.

Для снижения уровня вибраций можно использовать динамические гасители, присоединение которых к колеблющемуся телу позволяет изменить динамические характеристики системы. При этом статические характеристики ее не изменяются, так как масса гасителей обычно незначительна по сравнению с массой колеблющейся конструкции. В практике виброгашения инженерных сооружений очень распространены динамические устройства, не входящие в состав несущих элементов конструкций, а, как правило, включающиеся в работу только при воздействии на сооружения динамических нагрузок. Существует три типа подобных устройств:

поглотители колебаний, представляющие собой массу, присоединенную к основной системе при помощи элемента трения (амортизатора);

динамические гасители колебаний, представляющие собой массу, присоединенную к основной системе при помощи упругого элемента или по схеме маятника;

динамические гасители колебаний с трением, в которых дополнительная масса присоединяется к основной системе при помощи упругого и вязкого элементов.

Простейший динамический гаситель колебаний представляет собой массу, присоединенную к колеблющемуся телу при помощи упругой связи. Если основная конструкция может быть условно представлена в виде системы с одной степенью свободы (с собственной частотой Ω), то в результате присоединения гасителя образуется система с двумя степенями свободы. Две новые собственные частоты Ω_1 и Ω_2 системы определяются из выражения

$$\left(\frac{\Omega_{1,2}}{\Omega}\right)^2 = 1 + \frac{\mu}{2} \pm \sqrt{\mu + \frac{\mu^2}{4}},$$

где μ — отношение массы гасителя к массе основной конструкции, из которого можно сделать вывод, что гаситель без демпфирования эффективен лишь при воздействиях с фиксированной частотой или при узкополосном спектре воздействия.

Большинство динамических воздействий (ветровое, от электромоторов и др.) — широкополосные или имеют нестабильную частоту. Применение динамических гасителей без демпфирования в подобных случаях не приводит к положительным результатам, т. е. избежать резонанса невозможно. Наиболее действенное средство виброгашения при гармоническом воздействии с нестабильной частотой — гаситель с оптимальным демпфированием. Диссипативные свойства его могут быть обусловлены наличием вязкого демпфера, внутренним трением в упругой связи, конструкционным демпфированием, сухим трением в элементах.

Для конструкций с малым внутренним сопротивлением (к которым можно отнести трубопроводы) оптимальные параметры гасителей, подобранные без учета внутреннего сопротивления в основной конструкции, будут незначительно отличаться от подобранных с учетом этого сопротивления. Поэтому динамические гасители рассчитывают обычно без учета сопротивления в основной конструкции. Однако при этом расчетная эффективность (отношение амплитуд колебаний конструкции без гасителя к амплитудам системы с гасителем) оказывается завышенной по сравнению с фактической. Увеличение сопротивления в основной конструкции снижает эффективность виброгашения, а для конструкций из материалов с большим внутренним сопротивлением невозможно создать динамический гаситель большой эффективности, так как масса его окажется непомерно большой.

Кроме демпфирования, для расширения диапазона частот, в котором гаситель эффективен, иногда вводят элементы с нелинейными характеристиками (нелинейно-упругие связи, предварительный натяг, зазоры, приводящие к возникновению ударов, и др.). При большом диапазоне частот воздействия применение демпфирования для указанной цели — наиболее простое и эффективное средство.

В работе [13] представлены конструктивные и расчетные модели некоторых типов динамических гасителей колебаний, которые могут быть использованы для снижения вибраций строительных конструкций, в т. ч. трубопроводов.

Глава VII. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПРЕДЕЛЬНОГО ПРОЛЕТА ТРУБОПРОВОДА

ФАКТОРЫ, ОПРЕДЕЛЯЮЩИЕ ПРОЛЕТ ТРУБОПРОВОДА

Если при эстакадной прокладке трубопроводов размер пролета не имеет существенного значения, то при балочной схеме этот фактор оказывает значительное влияние на рациональность решения. С увеличением пролетов трубопроводов и, следовательно, умень-

шением числа опор, значительно сокращается расход материалов и повышаются темпы производства работ. Кроме того, при уменьшении числа опор облегчаются проектирование и строительство сложного подземного хозяйства промышленных предприятий. Поэтому вопросы рациональной расстановки опор и определения предельных пролетов трубопроводов — в числе основных при компоновке систем.

Требования, предъявляемые к размерам предельных пролетов, можно разделить на расчетные, эксплуатационные и компоновочные. Расчетные состоят в необходимости обеспечения надежности конструкции в целом, т. е. выбранный предельный пролет должен удовлетворять условиям прочности и устойчивости с учетом всех одновременно действующих нагрузок.

Эксплуатационные требования состоят в обеспечении необходимых условий эксплуатации при работе всей системы. Для трубопроводов, транспортирующих среду, в которой может выпадать конденсат, таким требованием, в частности, является необходимость обеспечения заданного непрерывного одностороннего уклона для его стока.

Компоновочные требования обеспечиваются возможностью размещения на генеральном плане опор, соответствующих выбранным предельным пролетам.

При определении предельного пролета достаточно учесть основные силовые факторы, оказывающие решающее влияние на его размер. В первую очередь к ним относятся:

поперечная нагрузка, включающая собственную массу трубы с оборудованием, массу изоляции и транспортируемого продукта, заполнения пылью или выпадающим конденсатом, массу сопутствующих трубопроводов с опорными конструкциями;

внутреннее давление газовой среды;

усилия от температурных деформаций трубопроводов.

РАСЧЕТ ПО ПЕРВОЙ ГРУППЕ ПРЕДЕЛЬНЫХ СОСТОЯНИЙ

Первая группа предельных состояний конструкций характеризуется предельной несущей способностью элемента, находящегося под воздействием силовых факторов. Разное технологическое назначение определяет наличие тех или иных нагрузок на трубопроводы. В зависимости от этого их можно разделить на трубопроводы с нагрузками, не вызывающими деформирования контура поперечного сечения, и вызывающими его деформирование.

К первым относятся трубопроводы, находящиеся под воздействием внутреннего давления газовой среды и поперечной нагрузки, симметричной относительно продольной оси. Ко вторым — все, в которых возникает поперечная нагрузка, неосесимметричная относительно продольной оси (заполнение сечения — пыль, конденсат и пр.).

Проследим последовательность определения предельных пролетов для первой группы трубопроводов. Приняв полученное в гл. V

выражение для предельного состояния тонкостенного трубопровода, условие прочности запишем

$$\sigma_{пр} \leqslant \gamma_c K_1 R_y, \qquad \text{(VII.1)}$$

где $\sigma_{пр}$ — суммарные продольные напряжения, возникающие под влиянием всех действующих силовых факторов; R_y — раечетное сопротивление материала трубы; γ_c — коэффициент условий работы;

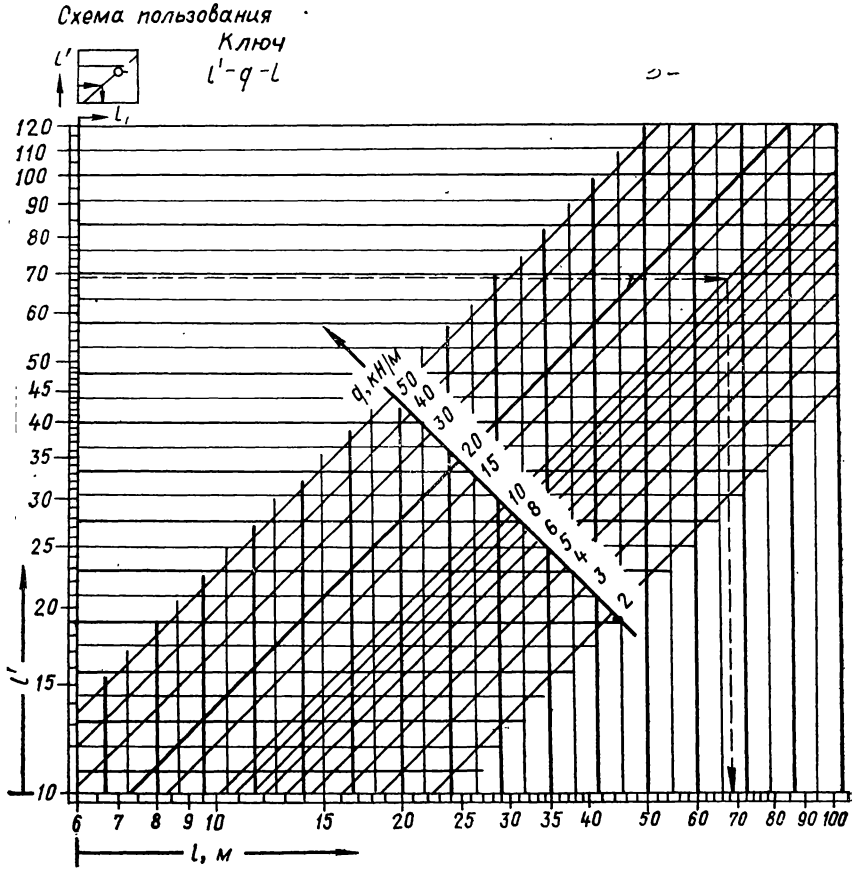


Рис. VII.1. Номограмма для расчета трубопроводов по первой группе предельных состояний.

K_1 — коэффициент приведения к линейному напряженному состоянию.

С учетом возможной потери местной устойчивости стенки, второе условие прочности

$$\sigma_{пр} \leqslant \sigma'_{cr1}, \qquad \text{(VII.2)}$$

где σ'_{cr1} — критическое напряжение потери устойчивости при изгибе.

С учетом возможности появления осевых напряжений от температурных деформаций системы, которые могут суммироваться с продольными напряжениями от изгиба, условия прочности принимают вид

$$\sigma_{пр} \leqslant \gamma_c K_1 R_y - \sigma_N; \qquad \sigma_{пр} \leqslant \sigma'_{cr1} - \sigma_N. \tag{VII.3}$$

Вводя полученный коэффициент приведения при линейном напряженном состоянии $K_1 = 0{,}95$, получим $\sigma_{пр} \leqslant 0{,}95\gamma_c R_y - \sigma_N$. Кроме того, принимаем $\sigma_N = 20$ МПа. Соответствующая этому напряжению сжимающая сила заведомо больше сил, которые могут возникнуть в реальных трубопроводных системах от температурных деформаций. Отсюда $\sigma_{пр} \leqslant 0{,}95\gamma_c R_y - 20$.

Таблица VII.1. **Значения l'**

D, мм	l' при значениях t, мм				
	4	6	8	10	12
600	11,2	14,0	16,2	18,1	19,8
800	14,2	19,2	21,6	24,1	27,2
1000	16,9	22,5	27,0	30,2	34,8
1200	19,5	26,1	31,7	36,4	39,8
1400	21,7	29,5	36,4	41,7	46,3
1600	23,9	32,8	40,3	46,8	52,6
1800	26,9	35,8	44,4	51,6	58,4
2000	28,0	38,6	48,0	56,4	63,7
2200	29,2	41,4	51,6	60,6	69,0
2400	30,4	43,7	55,1	65,0	74,0
2600	31,1	46,4	58,4	62,1	79,0
2800	31,8	48,9	61,5	73,8	83,6
3000	32,3	51,4	64,7	76,8	88,1
3200	32,9	52,7	67,5	80,5	92,2
3400	33,3	54,1	69,6	84,0	92,4
3600	33,9	55,6	73,2	87,6	102,1

При $R_y = 225$ МПа

$$\sigma_{пр} \leqslant 0{,}86\gamma_c. \tag{VII.4}$$

Используя записанные условия прочности и учитывая, что

$$\sigma_{пр} = \frac{M}{W} = \frac{ql^2}{2\pi D^2 t},$$

получим выражение для определения размеров предельных пролетов по условию прочности

$$l = 79D/\sqrt{\frac{tR_y}{q}}.$$

Размер предельного пролета по условию устойчивости определится из выражения

$$l = 79D\gamma_c \sqrt{\frac{t(\sigma'_{cr1} - \sigma_N)}{q}}, \tag{VII.5}$$

где q — расчетная (или эквивалентная) нагрузка, Н/м; D — диаметр трубопровода, м; t — толщина стенки трубы, м; σ_{cr1} — критическое напряжение потери устойчивости, МПа; R_y — расчетное сопротивление материала трубы, МПа; σ_N — нормальные напряжения от продольной силы, МПа (сжатие считается положительным).

Построенная по результатам расчета номограмма для приведенного расчетного сопротивления $R' = \gamma_c R = 0{,}86R = 193$ показана на рис. VII.1. Значения вспомогательной величины l' приведены в табл. VII.1.

Пример. Дано: $D = 2\,800$ мм; $t = 8$ мм; $q = 10$ кН/м.
Находим:
1) по табл. VII.1 $l' = 61{,}5$ м;
2) по номограмме $l = 60$ м.

РАСЧЕТ ПО ВТОРОЙ ГРУППЕ ПРЕДЕЛЬНЫХ СОСТОЯНИЙ

Для многих надземных трубопроводов, прокладываемых по балочной схеме, расчетным может быть второе предельное состояние. К ним относятся газопроводы, в которых при определенном технологическом режиме может образоваться конденсат. В этом случае трубопроводу придают уклон за счет разности отметок труб на смежных опорах. Поэтому одно из основных эксплуатационных требований, предъявляемое к размерам пролетов, состоит в обеспечении непрерывного одностороннего уклона трубопровода для стока конденсата. Если этим требованием пренебречь, то накапливающийся конденсат образует «мешок», уменьшая тем самым живое сечение трубопровода и его пропускную способность. Это требование может быть обеспечено соответствующим прогибом трубопровода, который при заданном уклоне не вызывает образования «мешка». В связи с этим размер предельного пролета трубопровода должен быть связан со значением прогиба, которое, в свою очередь, определяется требуемым уклоном. Уклон i зависит от состава и направления движения газа, климатических условий, технологических режимов и задается обычно отношением $\frac{h}{l}$. При установлении зависимости предельного прогиба от заданного уклона примем, что скапливание конденсата исключено. Постоянное наличие конденсата в виде «мешка» приводит к износу труб и значительно сокращает срок их службы. Считают возможным заполнение труб конденсатом на высоту 0,02 D [25].

Для определения указанных зависимостей рассмотрим однопролетную разрезную балку с равномерно распределенной нагрузкой. Уравнение изогнутой оси балки:

$$y = \frac{qL_{n_x}^3}{24El}\left(1 - \frac{2x^2}{L_{n_x}^2} + \frac{x^3}{L_{n_x}^3}\right), \qquad \text{(VII.6)}$$

где q — равномерно распределенная нагрузка на трубу, Н/м; E —

модуль упругости материала трубы, Па; x — текущая координата; I — момент инерции трубы, м^4; L — пролет трубы, м.

Необходимый уклон будет обеспечен, если угол поворота оси балки на нижней опоре α_0 будет не больше значения заданного уклона i, т. е.

$$\alpha_0 = \frac{ql^3}{24EI} \leqslant i. \qquad \text{(VII.7)}$$

Так как уклон обычно не превышает 0,01, то можно принять $i = \operatorname{tg}\alpha$. На основе этой зависимости можно определить минимальный уклон трубопровода, обеспечивающий непрерывный сток конденсата.

Наибольший прогиб (в середине пролета), выраженный через угол поворота опорного сечения, определится

$$f_{\text{макс}} = \frac{5ql^4}{384EI} = 0{,}313\alpha_0 L_n.$$

Так как предельное значение $\alpha_0 = i$, то $\frac{f_{\text{макс}}}{i} = 0{,}313L_n$.

Обозначив $n = \frac{L_n}{f_{\text{макс}}}$, получим $n = \frac{3{,}2}{i}$.

Из полученной формулы следует, что с увеличением уклона требования к жесткости трубопровода снижаются и могут быть допущены большие прогибы. На рис. VII.2 видно, что при уклонах более 0,005...0,006 допустимые прогибы резко возрастают. Увеличивая уклон, можно повысить использование несущей способности трубопроводов и увеличить пролеты, приблизив их к размерам, определяемым первым предельным состоянием.

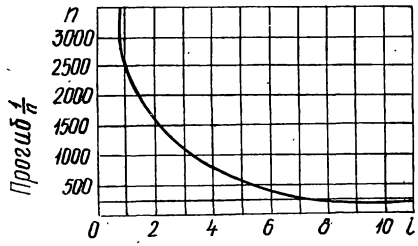


Рис. VII.2. Зависимость прогибов трубопроводов от их уклонов:
i — уклон в тысячных.

Для получения формулы предельного пролета по второму предельному состоянию рассмотрим выражение (VII.1). С учетом значения n,

$$\frac{f}{L} = \frac{5}{384} \cdot \frac{q}{1{,}15} \cdot \frac{L^3}{EI} = \frac{i}{3{,}2} n.$$

Принимая $I = 0{,}3926\, D^3 t$ и $E = 2{,}1 \cdot 10^6$, получим

$$L^3 = \frac{iD^3 t}{q} \cdot \frac{384 \cdot 1{,}15 \cdot 2{,}1 \cdot 10^6 \cdot 0{,}3926}{3{,}2 \cdot 5},$$

где 1,15 — усредненный коэффициент перехода к нормативным нагрузкам.

Отсюда

$$L = 132 \sqrt[3]{\frac{it}{q}}, \text{ м}; \qquad \text{(VII.8)}$$

D, м; t, м; q, Н/м.

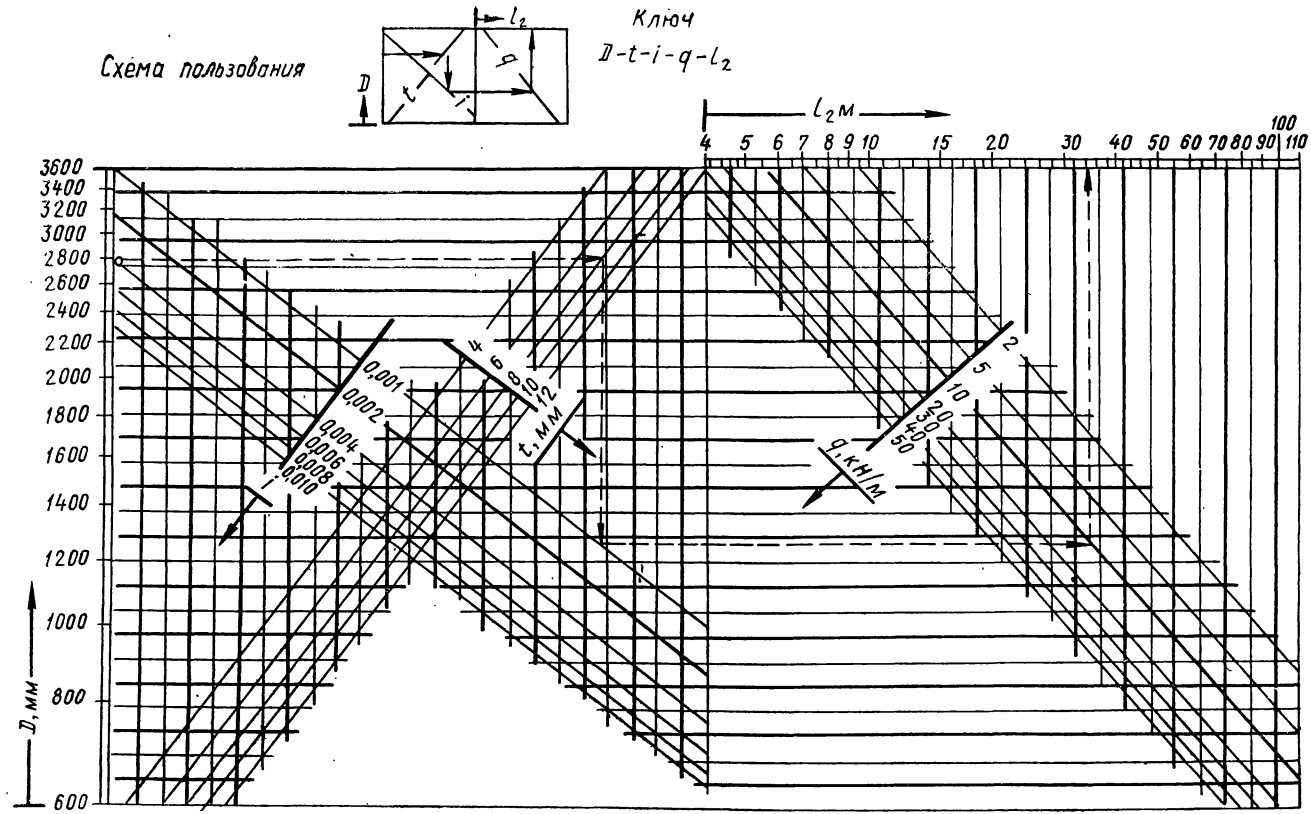


Рис. VII.3. Номограмма для расчета трубопроводов по второй группе предельных состояний.

На рис. VII.3 приведена номограмма для определения предельных пролетов по второму предельному состоянию.

Пример. Дано: $D = 2800$ м; $t = 8$ мм; $q = 10$ кН/м; $i = 0{,}001$.
По номограмме находим $l_2 = 34{,}2$ м.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОПТИМАЛЬНОГО РАЗМЕРА ПРОЛЕТА

При проектировании трубопроводных систем существенное значение имеет оптимальность принятых конструктивных решений. Наиболее общий экономический критерий оптимальности конструкций — их стоимость. Отсюда — одно из важнейших требований, предъявляемых к трубопроводным системам,— минимальность их стоимости. Это требование обеспечивается рациональной компоновкой элементов системы, выбором оптимальных конструктивных форм и т. п. Одна из основных задач проектирования — поиск экономичной компоновочной схемы — оптимального шага промежуточных опор внутри температурного блока.

Основные параметры, оказывающие решающее влияние на стоимость трубопроводной системы,— толщина оболочки трубопровода и расстояние между опорами (пролет). Диаметр трубопровода, который всегда заранее задан,— функция технологических требований (с учетом унификации).

При компоновке и расчете трубопроводных систем одним из основных оказывается вопрос допускаемого предельного пролета трубопровода. С его увеличением сокращается число опор и фундаментов, что, в свою очередь, создает благоприятные условия для сооружения подземного хозяйства. С другой стороны, увеличение пролетов вызывает необходимость применения большей толщины оболочки трубопровода, приводя к росту металлоемкости, что сказывается на стоимости всего сооружения. Поэтому целесообразен поиск оптимального пролета трубопровода, обеспечивающего минимальную стоимость сооружения.

Задача поставлена следующим образом. Для рассматриваемой системы известны диаметр трубопровода D, характеристики материала конструкций — модуль упругости E и расчетное сопротивление R_y, плотность фундаментов, процент армирования, высота опор H и характеристика сечений их поясов $\rho = \frac{r}{\sqrt{F}}$ (r — радиус инерции сечения; F — площадь сечения). Заданы также вертикальная нагрузка на трубопровод интенсивностью q и требуемый технологический уклон i.

Нужно найти такие значения расстояний между опорами l и толщины оболочки трубопровода t, при которых стоимость всего сооружения была бы минимальной. Описанная задача математически сводится к нахождению минимума целевой функции C, определяемой общей зависимостью стоимости сооружения от параметров системы:

$$C = C_1 + C_2 + C_3,$$

где C_1 — стоимость трубопровода; C_2 — стоимость опор; C_3 — стоимость фундаментов.

Ограничивая конструктивно минимальную толщину стенки трубопровода некоторым заданным значением t^*, получим C в виде

$$C_1 = K_1 D t^* + K_1 D (l - t^*),$$

где K_1 — коэффициент, зависящий от прейскурантных цен и геометрических характеристик.

Для определения C_2 выражение для площади сжатой ветви

$$F = \frac{N}{R_y} + \frac{\alpha H^2}{\rho},$$

где N — продольное усилие в ветви; α — величина, аппроксимирующая коэффициент продольного изгиба φ и определяемая в зависимости от марки стали.

Объем поясов всех опор можно представить в виде

$$V = \left(\frac{qlH}{R_y} + \frac{2\alpha H^3}{\rho^2}\right)\frac{1}{l} = \frac{qH}{R_y} + \frac{2\alpha H^3}{\rho^2 l}. \qquad \text{(VII.9)}$$

Учитывая увеличение массы за счет решетки и других элементов, получим из (VII.3) стоимость опор

$$C_2 = K_2\left(\frac{qH}{R_y} + \frac{2{,}5\alpha H^3}{\rho^2 l}\right),$$

где K_2 — коэффициент, зависящий от прейскурантных цен.

Для центрально сжатого фундамента C_3 определяется зависимостью $C_3 = K_3 q$, где K_3 — коэффициент, зависящий от расчетных характеристик грунта, глубины заложения фундамента, объемной массы бетона, процента армирования и прейскурантных цен. Теперь

$$C = K_1 D t^* + K_1 D (t - t^*) + K_2\left(\frac{qH}{R_y} + \frac{2{,}5\alpha H^3}{\rho^2 l}\right) + K_3 q.$$

Определение минимального значения ограничено следующими условиями

$$t_{\text{мин}} \leqslant t \leqslant t_{\text{макс}}; \quad l_{\text{мин}} \leqslant l \leqslant l_{\text{макс}}, \qquad \text{(VII.10)}$$

$$l \leqslant AD\sqrt{\frac{tR_y}{q}}, \text{ м}; \quad l \leqslant AD\sqrt{\frac{t\sigma'_{cr1} - \sigma_N}{q}}, \text{ м};$$

$$l \leqslant BD\sqrt[3]{\frac{lt}{q}}, \text{ м}. \qquad \text{(VII.11)}$$

Условия (VII.10) ограничивают геометрические размеры, а (VII.11) — требования критериев предельных состояний, в которых A и B — коэффициенты, зависящие от геометрических характеристик.

В зависимостях (VII.10) и (VII.11) R_y — расчетное сопротивление материала; σ'_{cr1} — критические напряжения потери устойчивости при изгибе; σ_N — нормальные напряжения от продольной силы в трубопроводе, вызванные температурными деформациями.

Полученная задача рассматривалась как задача нелинейного программирования и решена одним из методов математической оптимизации — методом случайного поиска. По результатам вычислений получены оптимальные параметры трубопроводов, приведенные в табл. VII.2. Они обеспечивают минимальную стоимость сооружения при удовлетворении требований предельных состояний.

При расчете приняты следующие данные: материал трубопровода и опор — сталь с $\sigma_т = 225$ МПа; минимальный технологический

Таблица VII.2. **Оптимальные параметры трубопроводов**

Параметры	Значения																	
D, м	1,01			1,62			2,02			2,42			3,02			3,62		
H, м	8	12	18	8	12	18	8	12	18	8	12	18	8	12	18	8	12	18
	При нагрузке 5 кН/м																	
l, м	21	21	21	33	33	33	41	41	41	48	48	48	48	48	48	48	48	48
t, мм	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4
	При нагрузке 10 кН/м																	
l, м	16	16	16	26	26	26	31	31	31	34	34	34	36	36	36	36	36	36
t, мм	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4
	При нагрузке 30 кН/м																	
l, м	11	11	11	15	15	15	18	18	18	19	19	19	21	21	21	22	22	22
t, мм	4	4	5	5	5	5	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4
	При нагрузке 50 кН/м																	
l, м	8	11	11	12	12	14	14	14	14	15	15	16	16	16	16	17	17	17
t, мм	4	5	6	4	4	6	4	5	5	4	4	5	4	4	4	4	4	4

уклон $i = 0{,}005$; бетон для фундаментов класса М150; конструктивно минимальная толщина оболочки 4 мм.

Анализ результатов расчета позволил сделать вывод об экономической целесообразности, в большинстве случаев, применения трубопроводов с толщиной стенки, находящейся на нижнем пределе, что всегда уменьшает стоимость сооружения.

Глава VIII. РАСЧЕТ ОПОРНЫХ КОЛЬЦЕВЫХ РЕБЕР ЖЕСТКОСТИ

РАСЧЕТНАЯ СХЕМА И ДЕЙСТВУЮЩИЕ НАГРУЗКИ

Опорные ребра жесткости трубопроводов предназначены для передачи опорных реакций оболочки. При существенных реакциях в тонких стенках трубопроводов возникают значительные сдвигающие силы, которые могут привести к искривлению круговой формы сечения на опоре и вдавливанию стенки.

Конструктивно опорные ребра выполняют в виде полосы, элемента таврового сечения или двух элементов. При этом, в случае посадки трубы на стальное седло, последнее должно быть включено

в работу опорного ребра и соответствующим образом с ним соединено. Опорные ребра всегда выполняют замкнутыми, приваренными к оболочке с двух сторон непрерывными швами. Рассчитывают их на вертикальную реакцию от всех нагрузок, действующих на трубопровод. Горизонтальными реакциями, вследствие незначительности их влияния на усилия в ребре, обычно пренебрегают.

Выбор расчетной схемы опорного ребра зависит от типа опорной части трубопровода, назначаемой при решении статической схемы всей системы. При опирании трубопровода через седло на сквозные плоские (или пространственные) опоры ребро рассматривается опертым на две точки (ветви опоры) и нагруженным вертикальной нагрузкой.

При опирании трубопровода через подвижную опорную часть (катки, шарики, скольжение) ребро рассматривается опертым на сплошную поверхность, которая создает равномерно распределенную реакцию. Жесткость опорных ребер принимается постоянной, изменением ее за счет увеличенной жесткости седла пренебрегают.

Рассчитывают опорные ребра-шпангоуты на группу внешних нагрузок, приложенных в их плоскости. Эти нагрузки уравновешиваются потоком касательных усилий оболочки q. От произвольной системы внешних сил в сечении шпангоута действуют внутренние усилия: изгибающий момент M, сжимающая или растягивающая сила N, поперечная сила Q. В качестве расчетной схемы шпангоута принимается замкнутое кольцо, диаметр которого равен диаметру нейтральной линии шпангоута D_k. Действие оболочки заменяется потоком касательных усилий, которые определяются из условия равновесия системы.

Шпангоут, как замкнутое кольцо,— трижды статически неопределимая система. Раскрывают неопределимость в общем случае с учетом следующих допущений:

малая жесткость оболочки на изгиб по сравнению с жесткостью шпангоута принимается равной нулю;

не учитывается высота сечения шпангоута, так как по сравнению с радиусом кривизны она незначительна;

не учитывается изменение круговой формы шпангоута под нагрузкой.

При действии на шпангоут сосредоточенных сил основными внутренними усилиями, оказывающими решающее значение на несущую способность и массу, являются изгибающие моменты. Поэтому эффективной формой шпангоута было бы кольцо переменной жесткости, так как вдали от мест приложения нагрузки внутренние усилия затухают быстро и снижаются в три-четыре раза по сравнению с максимальными. Однако по конструктивным соображениям шпангоуты переменного сечения в строительной практике не находят широкого применения. Наиболее экономичное сечение шпангоута можно получить при расположении опорных элементов по ширине на расстоянии, равном диаметру нейтральной оси шпангоута, т. е. с опорным углом $2\alpha = 180°$.

Опорное ребро находится в равновесии под действием касательных усилий (со стороны трубы) и двух опорных реакций P. Точки приложения реакции P определяются углом α, зависящим от конструкции опоры. Суммарная нагрузка на шпангоут $A = 2P$.

Учитывая сложность прямого решения, т. е. раскрытия статической неопределимости, расчетные усилия M, N и Q находят так называемым методом наложения простейших схем, при котором заданную общую схему нагружения разделяют на ряд простейших, имеющих готовое решение. В соответствии с расчетной схемой шпангоутов, принятой выше, такими простейшими схемами являются:

а) замкнутое кольцо, нагруженное равнодействующей A, равной сумме опорных реакций, уравновешенное потоком касательных усилий;

б) замкнутое кольцо, нагруженное внешними силами.

Усилия, соответствующие работе кольца по схеме *а*, приведены в табл. VIII.1, а усилия, соответствующие работе кольца по схеме *б* — в табл. VIII.2. Расчетные усилия M, N и Q в шпангоуте определяют в следующем порядке:

1. В зависимости от характера действующих внешних нагрузок вычисляют усилия M_0, N_0 и Q_0 по формулам табл. VIII.1.

2. В зависимости от характера и схемы приложения нагрузок вычисляют усилия $M_р$, $N_р$ и $Q_р$ по формулам табл. VIII.2.

3. Окончательные усилия определяют как суммы $\bar{M} = M_0 + M_р$; $\bar{N} = N_0 + N_р$; $\bar{Q} = Q_0 + Q_р$. При суммировании знак усилий от сдвигающих сил следует принимать так, чтобы сумма равнодействующих опорных реакций была равна нулю.

Пример 1. Шпангоут, нагруженный вертикальной силой P, опирается на плоскую опору с разносом ветвей a. Заданную схему раскладываем на две простейшие, для которых в табл. VIII.1 и VIII.2 приведены готовые решения. По схеме 1 табл. VIII.1 определяем усилия M_0, N_0 и Q_0, по схеме в табл. VIII.2 — усилия $M_р$, $N_р$ и $Q_р$.

Напряжения в шпангоуте заданного сечения определяют по формулам

$$\sigma^н = \frac{\bar{M}}{W^н} + \frac{\bar{N}}{F} = (\bar{\sigma}^н_м + \bar{\sigma}_N);$$

$$\sigma^в = -\frac{\bar{M}}{W^в} + \frac{\bar{N}}{F} = (-\bar{\sigma}^н_м + \bar{\sigma}_N),$$

где $\sigma^н$ и $\sigma^в$ — соответственно напряжения наружной и внутренней точек кольца; $W^н$, $W^в$, F — геометрические характеристики поперечного сечения ребра; $\bar{M}$, $\bar{N}$, $\bar{Q}$, $\bar{\sigma}_м$ и $\bar{\sigma}_N$ — соответственно усилия и напряжения от единичной нагрузки A = = 10 кН указанных геометрических параметров.

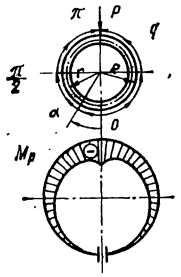
Наибольшая суммарная нагрузка на шпангоут заданного сечения

$$A = \frac{R_y}{\sigma_{макс}},$$

Таблица VIII.1. **Внутренние усилия в разрезанном кольце от внешних нагрузок [15]**

Схема нагружения	Расчетные формулы

1. Кольцо под действием радиальной силы



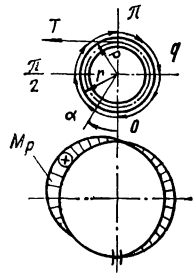
$$q = \frac{P}{\pi R} \sin\alpha$$

$$M_p = -\frac{Pr}{2\pi}\left[\frac{2R}{r}(1-\cos\alpha) - \alpha\sin\alpha\right]$$

$$N_p = -\frac{P}{2n}\alpha\sin\alpha$$

$$Q_p = -\frac{P}{2n}(\sin\alpha - \alpha\cos\alpha)$$

2. Кольцо под действием касательной силы



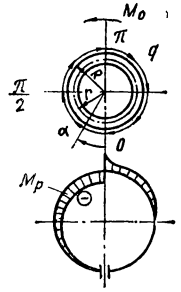
$$q = \frac{Tr}{2\pi R^2} - \frac{T}{\pi R}\cos\alpha$$

$$M_p = \frac{Tr}{2n}\left[\left(\frac{r}{R} + \frac{2R}{r} - 1\right)\sin\alpha - (1+\cos\alpha)\alpha\right]$$

$$N_p = \frac{T}{2\pi}\left[\left(1 - \frac{r}{R}\right)\sin\alpha + \alpha\cos\alpha\right]$$

$$Q_p = \frac{T}{2\pi}\left[\alpha\sin\alpha + \frac{r}{R}(\cos\alpha - 1)\right]$$

3. Кольцо под действием момента



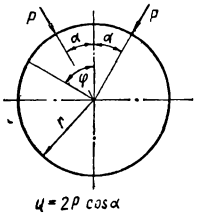
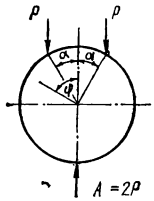
$$q = \frac{M_0}{2\pi R^2}$$

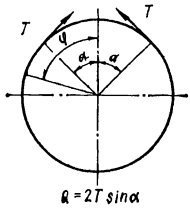
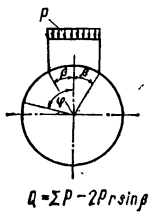
$$M_p = -\frac{M_0}{2\pi}\left(\alpha - \frac{r}{R}\sin\alpha\right)$$

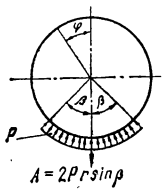
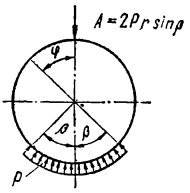
$$N_p = -\frac{M_0}{2\pi R}\sin\alpha$$

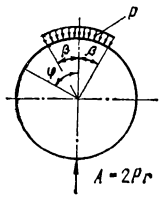
$$Q_p = -\frac{M_0}{2\pi R}(1-\cos\alpha)$$

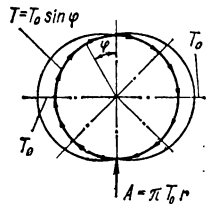
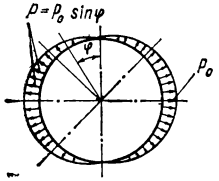
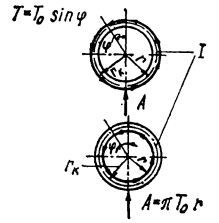
Таблица VIII.2. **Усилия**

Расчетная схема	Расчетные усилия
	$0 \leqslant \varphi \leqslant \alpha$ $M = \left[\frac{1+\cos\alpha}{\pi} - \frac{\pi-\alpha}{\pi}\sin\alpha\cos\varphi\right] Pr$ $\alpha \leqslant \varphi \leqslant \pi$ $M = \left[\frac{1+\cos\alpha}{\pi} + \frac{\alpha}{\pi}\sin\alpha\cos\varphi - \cos\alpha\sin\varphi\right] Pr$
	$0 \leqslant \varphi \leqslant \alpha$ $N = -\frac{(\pi-\alpha)}{\pi}\sin\alpha\cos\varphi P$ $\alpha \leqslant \varphi \leqslant \pi$ $Q = -\left[\frac{\alpha}{\pi}\sin\alpha\sin\varphi + \cos\varphi\cos\alpha\right] P$
	$0 \leqslant \varphi \leqslant \alpha$ $M = \frac{Pr}{\pi}[1 + \cos\alpha - (\pi-\alpha)\sin\alpha + \sin^2\alpha\cos\varphi]$ $\alpha \leqslant \varphi \leqslant \pi$ $M = \frac{Pr}{\pi}[1 + \cos\alpha + \alpha\sin\alpha + \sin^2\alpha\cos\varphi - \pi\sin\varphi]$
	$0 \leqslant \varphi \leqslant \alpha$ $N = \frac{P\sin^2\alpha}{\pi}\cos\varphi$ $\alpha \leqslant \varphi \leqslant \pi$ $N = \frac{P}{\pi}[\sin^2\alpha\cos\varphi - \pi\sin\varphi]$
	$0 \leqslant \varphi \leqslant \alpha$ $Q = -\frac{P}{\pi}\sin^2\alpha\sin\varphi$ $\alpha \leqslant \varphi \leqslant \pi$ $Q = -\frac{P}{\pi}(\sin^2\alpha\sin\varphi + \pi\cos\varphi)$

Расчетная схема	Расчетные усилия
	$0 \leqslant \varphi \leqslant \alpha$ $M = \frac{Tr}{\pi}(\pi - \alpha - \sin\alpha - [(\pi - \alpha)\cos\alpha + \sin\alpha]\cos\varphi)$ $\alpha \leqslant \varphi \leqslant \pi$ $M = -\frac{Tr}{\pi}[\sin\alpha + \alpha + (\sin\alpha - \alpha\cos\alpha)\cos\varphi - \pi\sin\alpha\sin\varphi]$
	$0 \leqslant \varphi \leqslant \alpha$ $N = -\frac{T}{\pi}[(\pi - \alpha)\cos\alpha + \sin\alpha]\cos\varphi$ $\alpha \leqslant \varphi \leqslant \pi$ $N = \frac{T}{\pi}[\pi\sin\alpha\sin\varphi - (\sin\alpha - \alpha\cos\alpha)\cos\varphi]$
	$0 \leqslant \varphi \leqslant \alpha$ $Q = \frac{T}{\pi}[(\pi - \alpha)\cos\alpha + \sin\alpha]\sin\varphi$ $\alpha \leqslant \varphi \leqslant \pi$ $Q = \frac{T}{\pi}[(\sin\alpha - \alpha\cos\alpha)\sin\varphi + \pi\sin\alpha\cos\varphi]$
	$0 \leqslant \varphi \leqslant \beta$ $M = \frac{Pr^2}{\pi}\left[\frac{3}{8}\sin 2\beta + \frac{\beta}{4} + \sin\beta - (\pi - \beta)\frac{\sin^2\beta}{2} + \frac{\sin^2\beta}{3}\cos\varphi - \frac{\pi\sin^2\varphi}{2}\right]$ $\beta \leqslant \varphi \leqslant \pi$ $M = \frac{Pr^2}{\pi}\left[\frac{3}{8}\sin 2\beta + \frac{\beta}{4} + \sin\beta + \beta\frac{\sin^2\beta}{2} + \frac{+\sin^2\beta\cos\varphi}{3} - \pi\sin\beta\sin\varphi\right]$
	$0 \leqslant \varphi \leqslant \beta$ $N = \frac{Pr}{\pi}\left[\frac{\sin^2\beta}{3}\cos\varphi - \pi\sin^2\varphi\right]$ $\beta \leqslant \varphi \leqslant \pi$ $N = \frac{Pr}{\pi}\left[\frac{\sin^2\beta}{3}\cos\varphi - \pi\sin\beta\sin\varphi\right]$

Расчетная схема	Расчетные усилия
	$0 \leqslant \varphi \leqslant \beta$ $Q = -\frac{Pr}{\pi}\left[\frac{\sin^2\beta}{3}\sin\varphi + \pi\sin\varphi\cos\varphi\right]$ $\beta \leqslant \varphi \leqslant \pi$ $Q = -\frac{Pr}{\pi}\left[\frac{\sin^2\beta}{3}\sin\varphi + \pi\sin\beta\cos\varphi\right]$
	$0 \leqslant \varphi \leqslant (\pi - \beta)$ $M = \frac{Pr^2}{\pi}[\beta - \sin\beta + (\beta\cos\beta - \sin\beta)\cos\varphi]$ $(\pi - \beta) \leqslant \varphi \leqslant \pi$ $M = \frac{Pr^2}{\pi}[(\beta - \sin\beta - \pi) + (\beta\cos\beta - \sin\beta - \pi\cos\beta)\cos\varphi + \pi\sin\beta\sin\varphi]$
	$0 \leqslant \varphi \leqslant (\pi - \beta)$ $N = \frac{Pr}{\pi}[\beta\cos\beta - \sin\beta]\cos\varphi$ $(\pi - \beta) \leqslant \varphi \leqslant \pi$ $N = \frac{Pr}{\pi}[(\beta\cos\beta - \sin\beta - \pi\cos\beta)\cos\beta + \pi\sin\beta\sin\varphi - \pi]$
	$0 \leqslant \varphi \leqslant (\pi - \beta)$ $Q = -\frac{Pr}{\pi}[\beta\cos\beta - \sin\beta]\sin\varphi$ $(\pi - \beta) \leqslant \varphi \leqslant \pi$ $Q = \frac{Pr}{\pi}[\pi\sin\beta\cos\varphi - (3\cos\beta - \sin\beta - \pi\cos\beta)\sin\varphi]$
	$0 \leqslant \varphi \leqslant (\pi - \beta)$ $M = \frac{Pr^2}{\pi}[\sin\beta + \beta + (\beta\cos\beta - \sin\beta)\cos\varphi - \pi\sin\varphi\sin\beta]$ $(\pi - \beta) \leqslant \varphi \leqslant \pi$ $M = \frac{Pr^2}{\pi}[\sin\beta - (\pi - \beta)(1 + \cos\beta\cos\varphi) - \sin\beta\cos\varphi]$

Расчетная схема	Расчетные усилия
	$0 \leqslant \varphi \leqslant (\pi - \beta)$ $N = \frac{Pr}{\pi}[(\beta \cos\beta - \sin\beta)\cos\varphi - \pi \sin\beta \sin\varphi]$ $(\pi - \beta) \leqslant \varphi \leqslant \pi$ $N = \frac{Pr}{\pi}[(\beta \cos\beta - \sin\beta - \pi\cos\beta)\cos\varphi - \pi]$
	$0 \leqslant \varphi \leqslant (\pi - \beta)$ $Q = -\frac{Pr}{\pi}[(\beta \cos\beta - \sin\beta)\sin\varphi + \pi \sin\beta \cos\varphi]$ $(\pi - \beta) \leqslant \varphi \leqslant \pi$ $Q = \frac{Pr}{\pi}[(\pi - \beta)\cos\beta + \sin\beta]\sin\varphi$
	$0 \leqslant \varphi \leqslant \beta$ $M = \frac{Pr^2}{\pi}\left[2\sin\beta + (\pi - \beta)\cos\beta + \beta - \left(\pi - \frac{\beta}{2}\right) \times \right.$ $\left. \times \cos\varphi - \frac{\sin 2\beta \cos\varphi}{4} - \pi\varphi \sin\varphi\right]$ $\beta \leqslant \varphi \leqslant \pi$ $M = \frac{Pr^2}{\pi}\left[2\sin\beta - \beta\left(\cos\beta - 1 - \frac{\cos\varphi}{2} + \right.\right.$ $\left.\left. + \pi \sin\varphi\right) - \frac{\sin 2\beta \cos\varphi}{4}\right]$
	$0 \leqslant \varphi \leqslant \beta$ $N = Pr\left[\left(\beta - \frac{\sin 2\beta}{2}\right)\frac{\cos\varphi}{2\pi} - \varphi \sin\varphi\right]$ $\beta \leqslant \varphi \leqslant \pi$ $N = Pr\left[\left(\beta - \frac{\sin 2\beta}{2}\right)\frac{\cos\varphi}{2\pi} - \beta \sin\varphi\right]$
	$0 \leqslant \varphi \leqslant \beta$ $Q = \frac{Pr}{\pi}\left[\frac{\sin 2\beta \sin\varphi}{4} - \frac{\beta}{2}\sin\varphi - \pi\varphi\cos\varphi\right]$ $\beta \leqslant \varphi \leqslant \pi$ $Q = \frac{Pr}{\pi}\left[\frac{\sin 2\beta \sin\varphi}{4} - \frac{\beta}{2}\sin\varphi - \pi\beta\cos\varphi\right]$

Расчетная схема	Расчетные усилия
	$0 \leqslant \varphi \leqslant \pi$ $M = T_0 r^2 \left[\frac{1}{2} - \frac{\cos\varphi}{4} - \frac{\varphi \sin\varphi}{2} \right]$ $N = T_0 r \left[\frac{3}{4} \cos\varphi - \varphi \frac{\sin\varphi}{2} \right]$ $Q = -T_0 r \left[\frac{\sin\varphi}{4} + \varphi \frac{\cos\varphi}{2} \right]$
	$0 \leqslant \varphi \leqslant \pi$ $M = \left[\frac{\sin\varphi}{2} + \left(\frac{\pi}{4} - \frac{\varphi}{2} \right) \cos\varphi - \frac{2}{\pi} \right] P_0 r^2$ $Q = -\left(\frac{\pi}{4} - \frac{\varphi}{2} \right) \sin\varphi \, P_0 r$ $N = \left[\frac{\sin\varphi}{2} + \left(\frac{\pi}{4} - \frac{\varphi}{2} \right) \cos\varphi \right] P_0 r$
	$0 \leqslant \varphi \leqslant \pi$ $M = T_0 r_k r \left[\frac{1}{2} - \frac{\cos\varphi}{4} - \frac{\varphi \sin\varphi}{2} \right]$ $Q = -T_0 r \left[\left(\frac{r}{r_k} - \frac{3}{4} \right) \sin\varphi + \varphi \frac{\cos\varphi}{2} \right]$ $N = T_0 r \left[\left(\frac{r}{r_k} - \frac{1}{4} \right) \cos\varphi - \varphi \frac{\sin\varphi}{2} \right]$

Примечание. P — нагрузка на единицу длины; I — нейтральная ось.

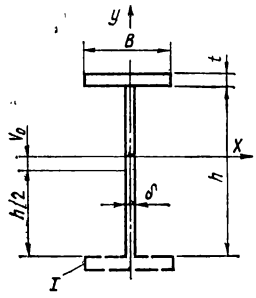


Таблица VIII.3. Сортамент опорных ребер *

Номер профиля	Размеры, мм				V_0, см	F, см²	S, см³	I_x, см⁴	$W_{x_н}$, см³	$W_{x_в}$, см³
	h	δ	t	B						
1	120	8			—3,34	20,4	34,9	316,9	33,9	97,1
2	120	10			—2,98	22,8	40,32	369,6	41,1	102,2

* При определении геометрических характеристик в сечение включали часть стенки трубы площадью 10,8 см².

Продолжение табл. VIII.3

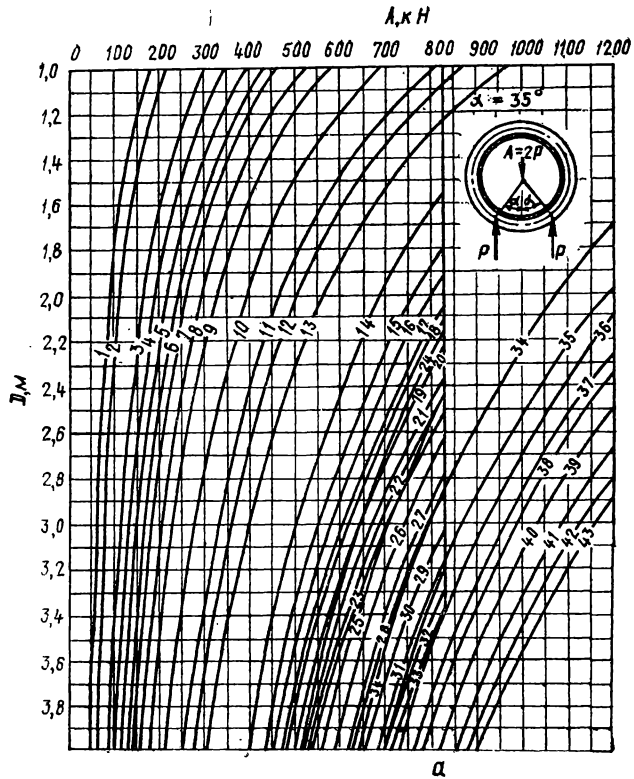
Номер профиля	Размеры, мм				V_0, см	F, см²	S, см³	I_x, см⁴	$W_{x_н}$, см³	$W_{x_в}$, см³
	h	δ	t	B						
3	150	10			—3,27	25,8	58	663,3	61,6	137,2
4	150	12			—2,92	28,8	65,14	748,2	71,8	144,6
5	150	14			—2,65	31,8	72,11	827,6	81,5	151,8
6	150	16			—2,42	34,8	78,77	903,2	91,0	159,0
7	180	12			—3,10	32,4	87,84	1205,9	99,7	185,5
8	180	14			—2,79	36,0	97,3	1334,3	113,2	195,2
9	180	16			—2,54	39,6	106,53	1456,9	126,3	206,2
10	180	20			—2,15	46,8	124,32	1690,5	151,7	226,8
11	200	20			—2,19	50,8	148,6	2235,5	183,3	265,8
12	200	22			—2,03	54,8	159,2	2386,7	198,4	278,5
13	200	25			—1,83	60,8	174,95	2609,0	220,5	297,5
14	200	12	12	100	0,34	46,8	179,10	3288,6	302,8	300,6
15	200	12	16	100	1,21	50,8	199,80	3737,4	359,8	316,4
16	200	12	20	100	1,98	54,8	219,28	4149,9	414,4	329,8
17	200	12	25	100	2,04	59,8	268,27	4695,5	479,1	344,2
18	200	12	20	150	3,38	64,8	254,89	4837,3	560,9	346,1
19	200	12	25	150	4,30	72,3	280,11	5357,1	653,1	359,6
20	200	12	20	200	4,40	74,8	282,8	5340,8	702,3	356,2
21	200	12	25	200	5,32	84,8	309,64	5873,0	818,1	368,9
22	200	12	25	250	6,08	97,3	332,34	6255,3	975,0	374,9
23	200	12	25	300	6,67	109,8	350,15	6551,0	1123,9	379,3
24	250	12	12	100	0,36	52,8	241,31	5384,5	403,6	400,1
25	250	12	16	100	1,31	56,8	265,73	6064,4	474,3	420,8
26	250	12	20	100	2,17	60,8	290,63	6691,5	542,6	438,3
27	250	12	25	100	3,12	65,8	318,54	7416,6	624,4	457,2
28	250	12	20	150	3,77	70,8	337,6	7794,4	726,3	462,1
29	250	12	25	150	4,82	78,3	370,27	8603,0	845,1	480,1
30	250	12	20	200	4,97	80,8	375,22	8624,0	905,1	477,2
31	250	12	25	200	6,05	90,8	409,96	9463,0	1057,2	494,2
32	250	12	25	250	6,98	103,8	441,41	10115,0	1261,3	503,7
33	250	12	25	300	7,71	115,8	466,76	10625,0	1457,9	510,5
34	300	12	12	100	0,38	58,8	310,8	8140,3	514,3	509,6
35	300	12	16	100	1,39	62,8	341,7	9100,4	598,5	535,5
36	300	12	20	100	2,32	66,8	370,1	9989,0	680,3	557,5
37	300	12	25	100	3,36	71,8	403,5	11021,0	779,2	581,4
38	300	12	20	150	4,10	76,8	428,3	11618,0	900,6	589,8
39	300	12	25	150	5,27	84,3	468,6	12791,0	1045,8	612,9
40	300	12	20	200	5,47	86,8	475,7	12871,0	1116,3	610,9
41	300	12	25	200	6,69	96,8	520,0	14104,0	1304,4	632,8
42	300	12	25	250	7,78	109,3	560,7	15116,0	1555,1	646,5
43	300	12	25	300	8,65	121,8	594,2	15921,0	1798,9	656,5

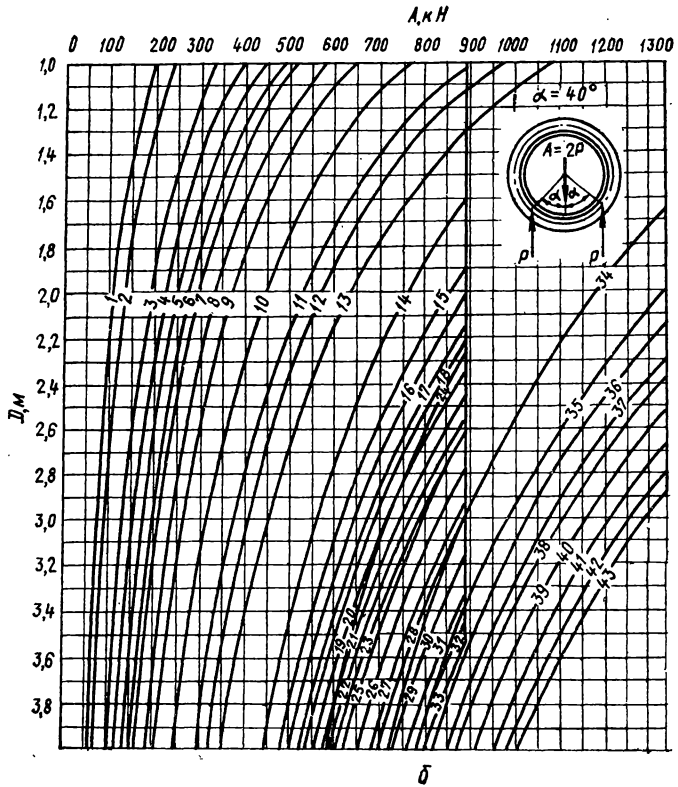
Примечание. t — стенка трубы.

где $\sigma_{макс}$ — наибольшее по абсолютному значению напряжение в шпангоуте; R_y — расчетное сопротивление материала шпангоута.

В связи с тем, что расчет по указанной методике громоздкий и сопряжен с длительными вычислениями, на рис. VIII.1 показаны графики несущей способности опорных ребер для ряда диаметров труб и нагрузок до 2500 кН. В табл. VIII.3 приведен сортамент опорных ребер *. Для расчетов принят материал шпангоутов — сталь

* Сортамент шпангоутов и графики для подбора сечений разработаны *инж.* В. Ф. Сафронковым.


A, кН
0 100 200 300 400 500 600 700 800 900 1000 1100 1200
D, м
1,0 1,2 1,4 1,6 1,8 2,0 2,2 2,4 2,6 2,8 3,0 3,2 3,4 3,6 3,8
α = 35°
A=2P
P
P
а


A, кН
0 100 200 300 400 500 600 700 800 900 1000 1100 1200 1300
D, м
1,0 1,2 1,4 1,6 1,8 2,0 2,2 2,4 2,6 2,8 3,0 3,2 3,4 3,6 3,8
α = 40°
A=2P
P
P
б

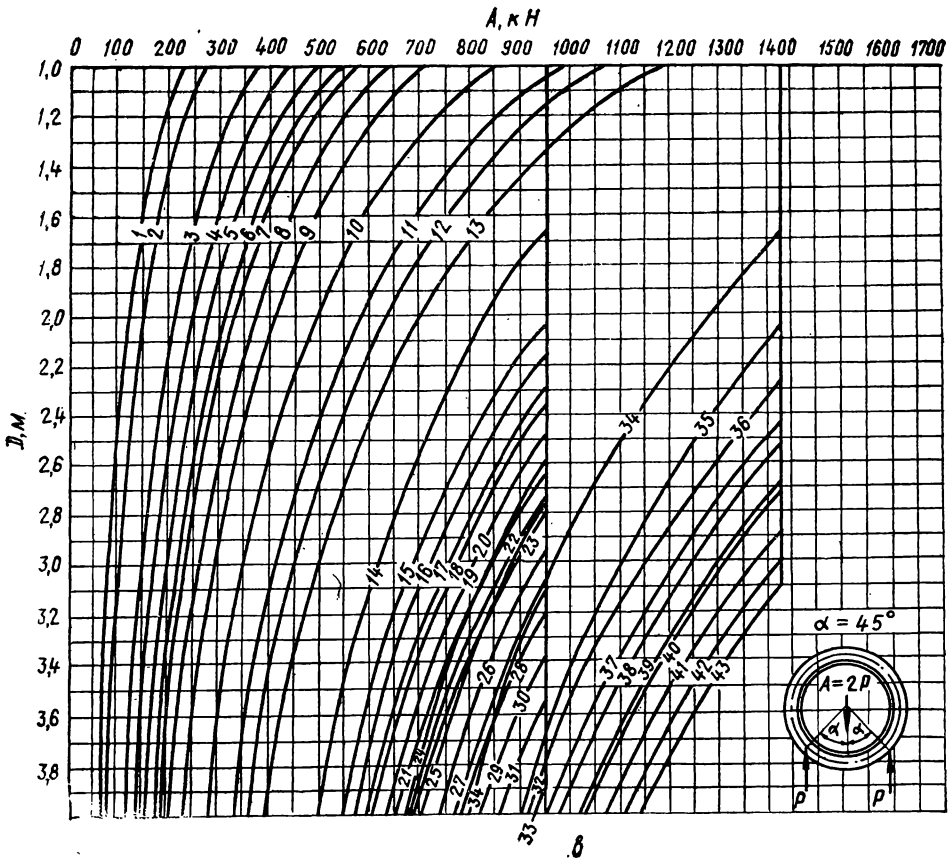
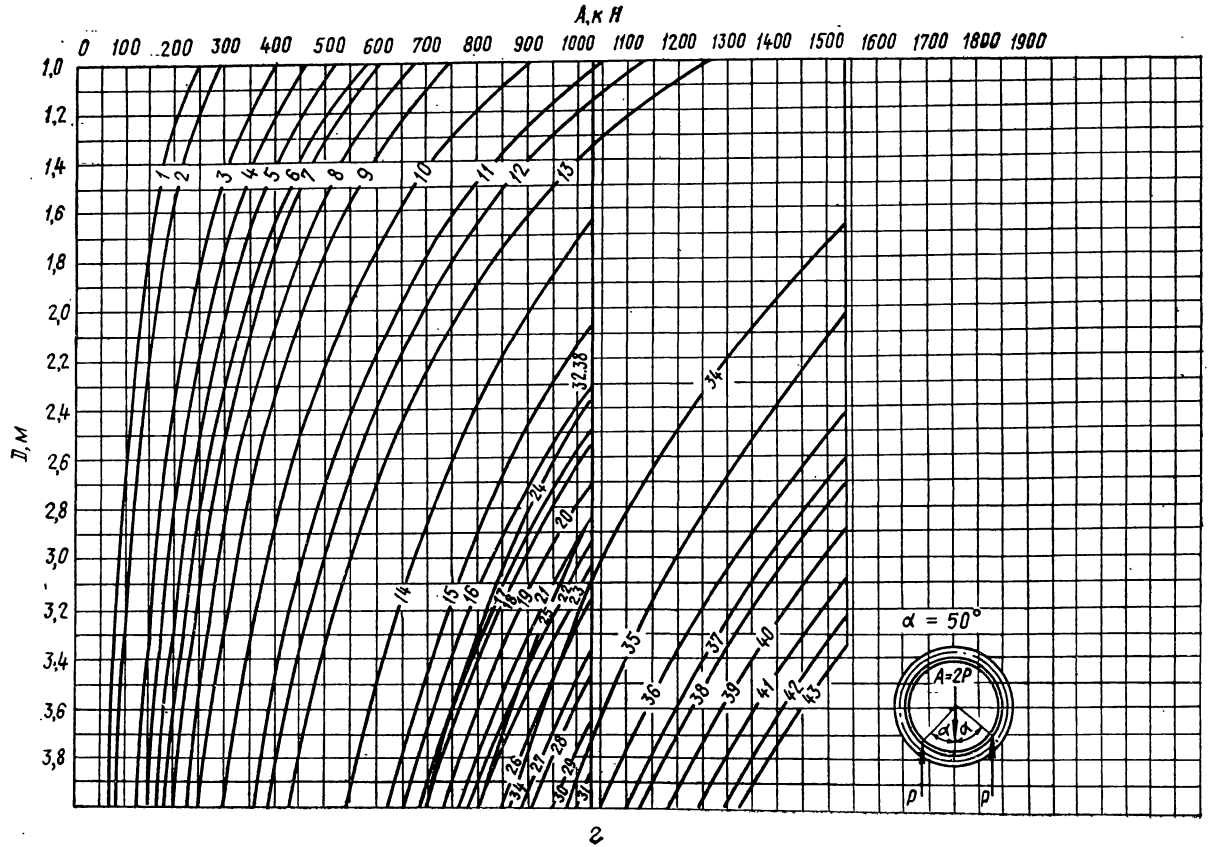
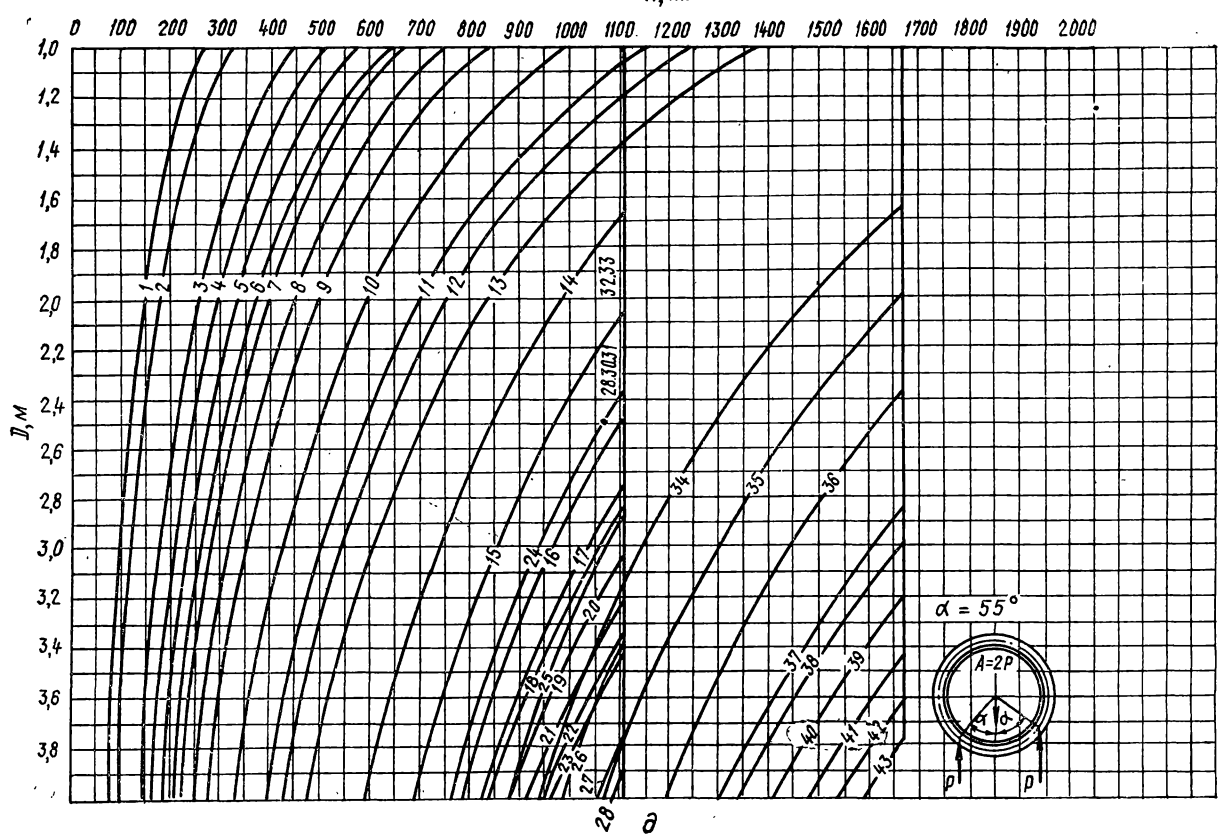
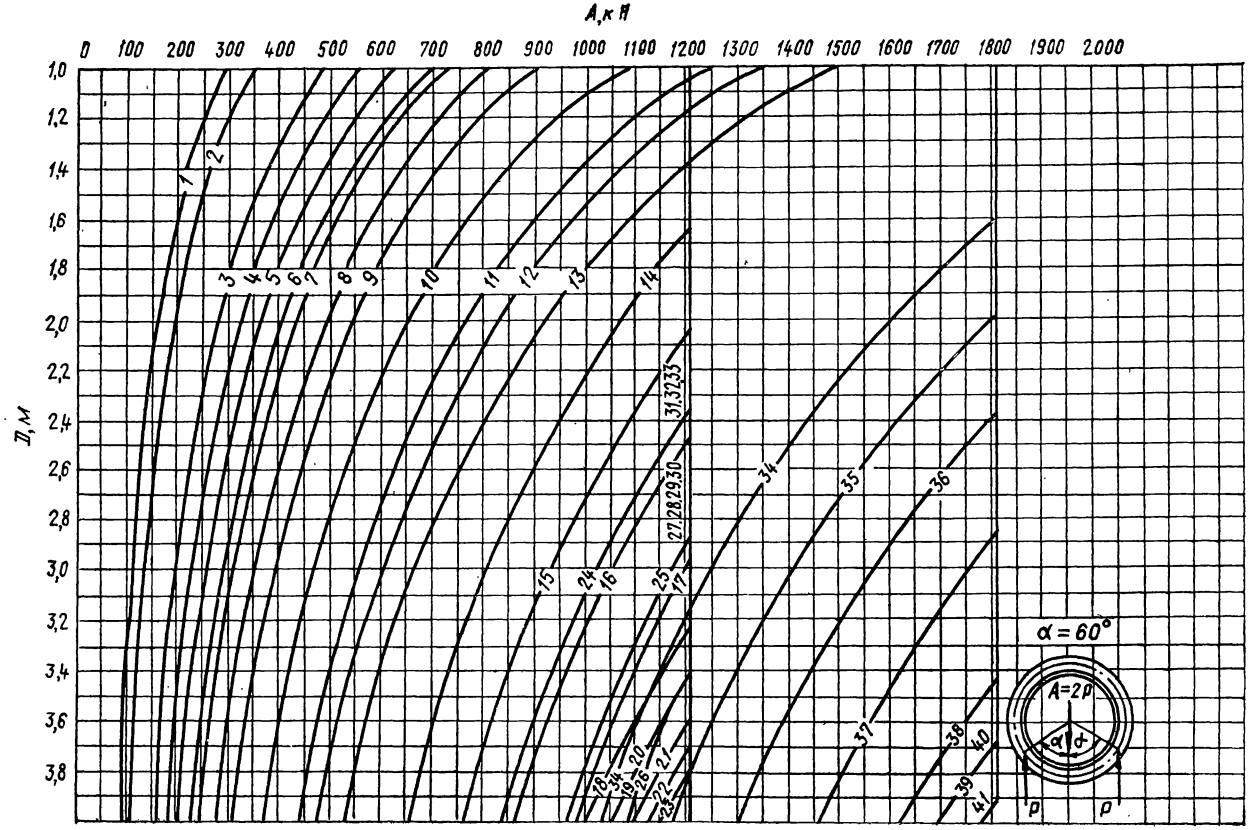
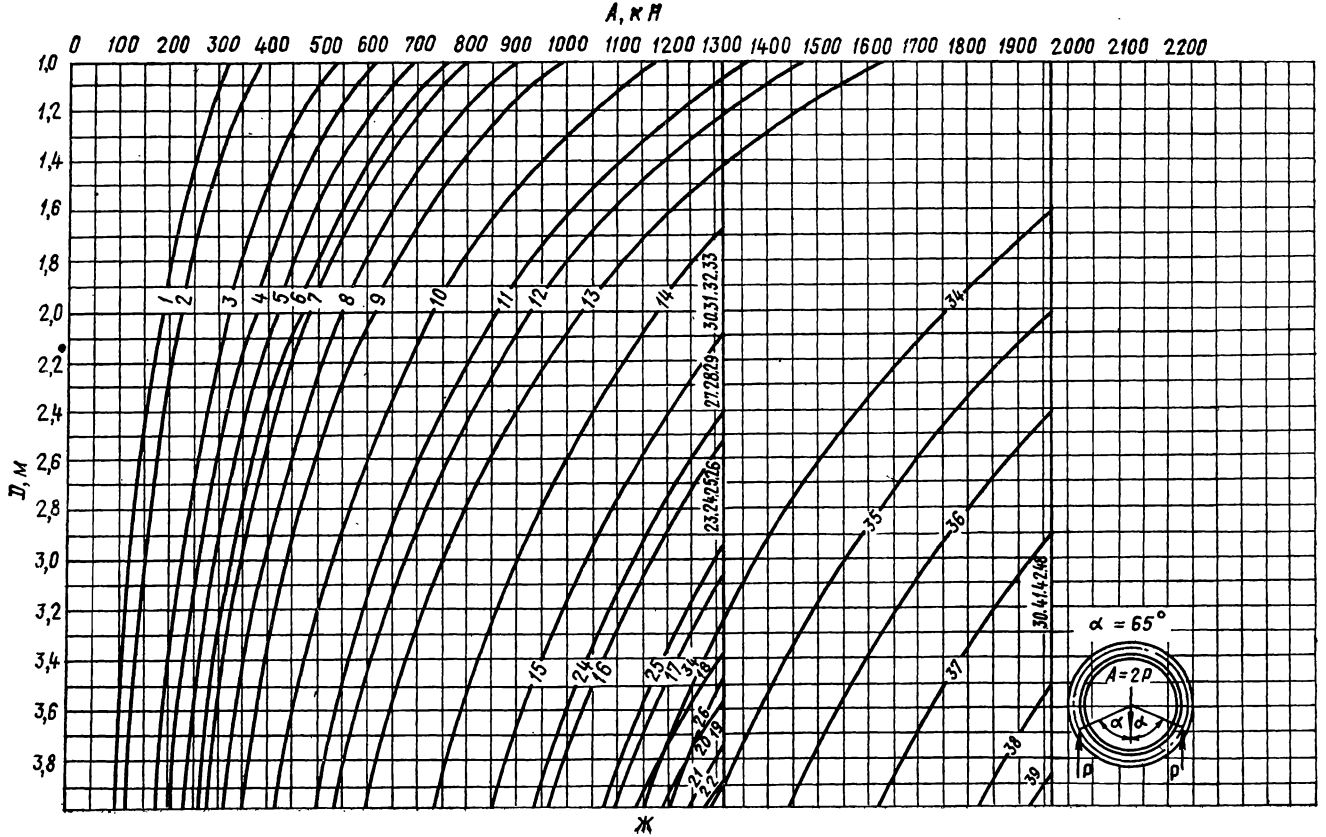


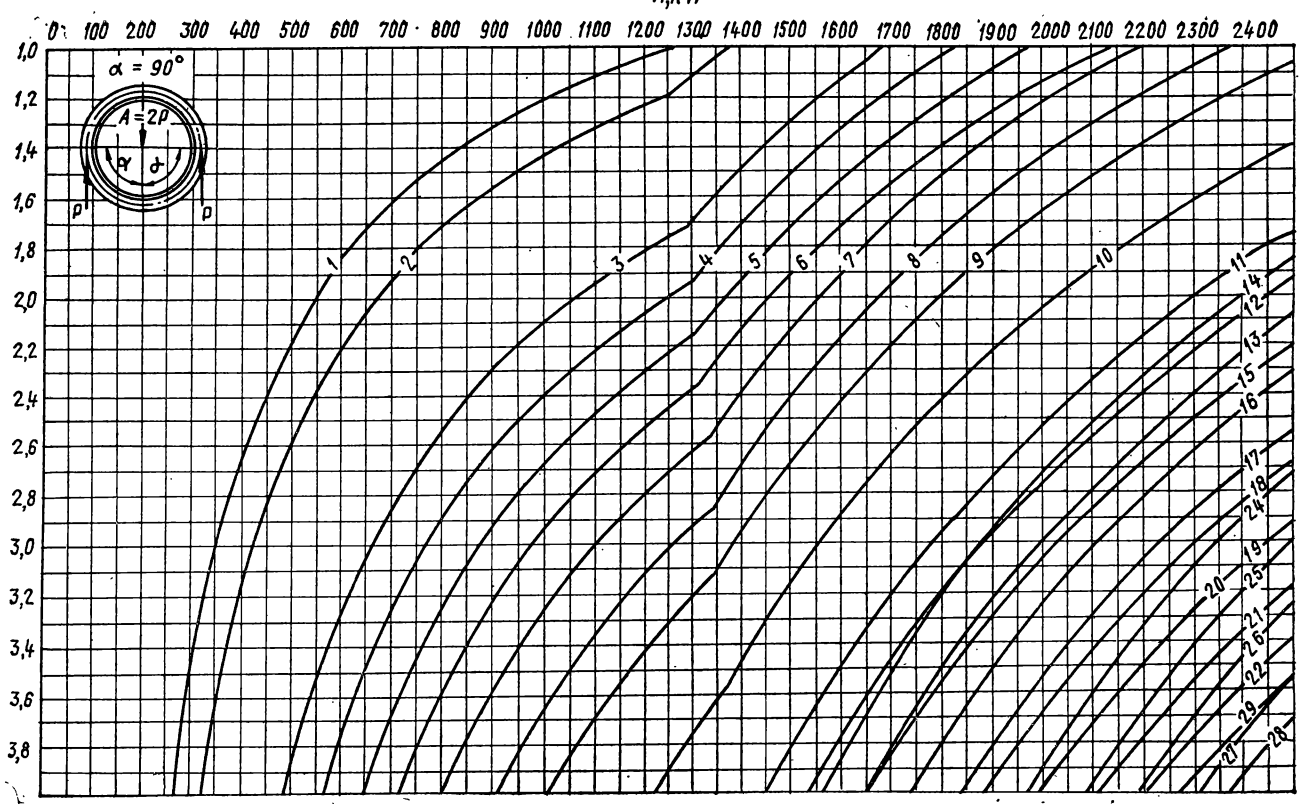
Рис. VIII.1. Графики для подбора сечения опорного шпангоута (*а* ... *k*):
А — несущая способность опорного ребра; Д — диаметр оболочки.

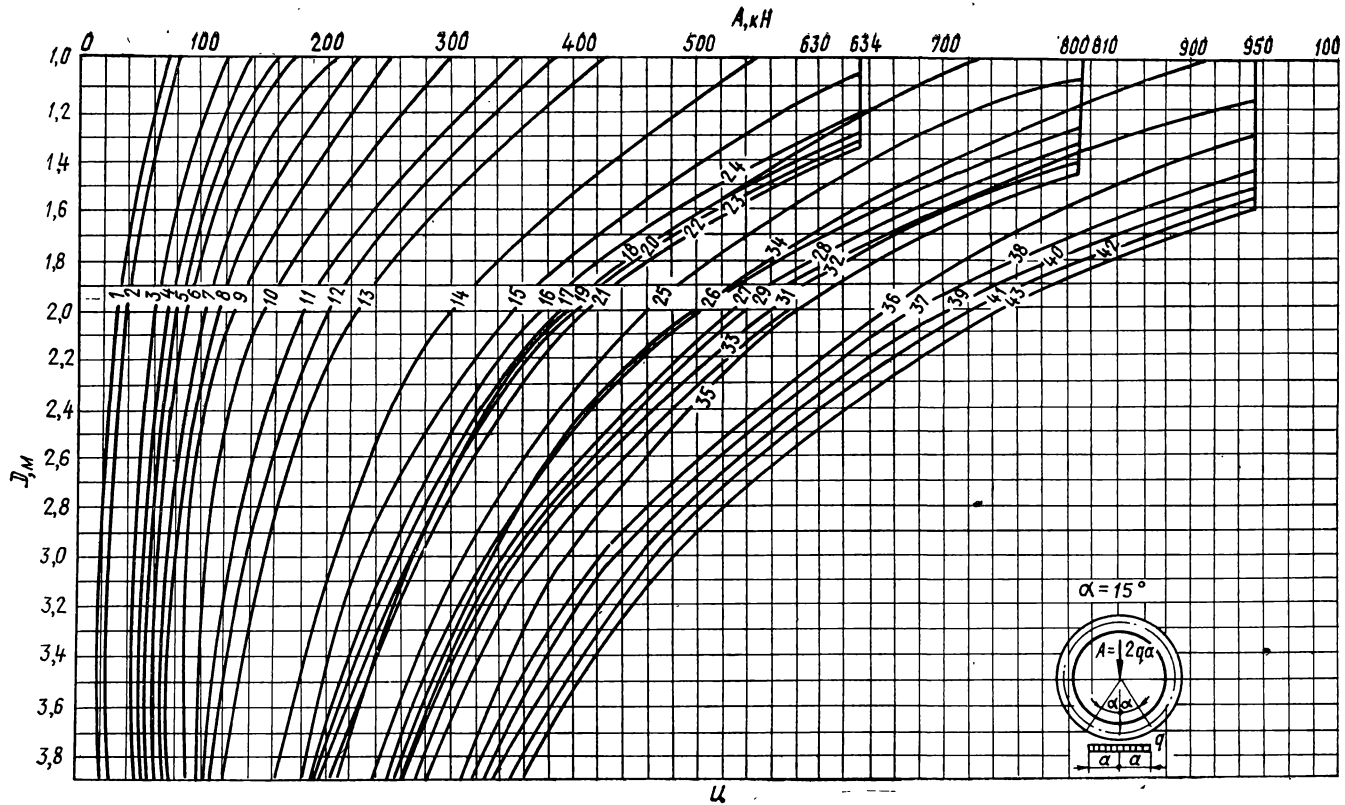

A, кН
0 100 200 300 400 500 600 700 800 900 1000 1100 1200 1300 1400 1500 1600 1700 1800 1900
1,0 1,2 1,4 1,6 1,8 2,0 2,2 2,4 2,6 2,8 3,0 3,2 3,4 3,6 3,8
Д, м
1 2 3 4 5 6 7 8 9 10 11 12 13 14 15 16 17 18 19 21 23 24 25 26 27 28 29 30 31 32 33 34 35 36 37 38 39 40 41 42 43
α = 50°
A=2P
α
α
P
P

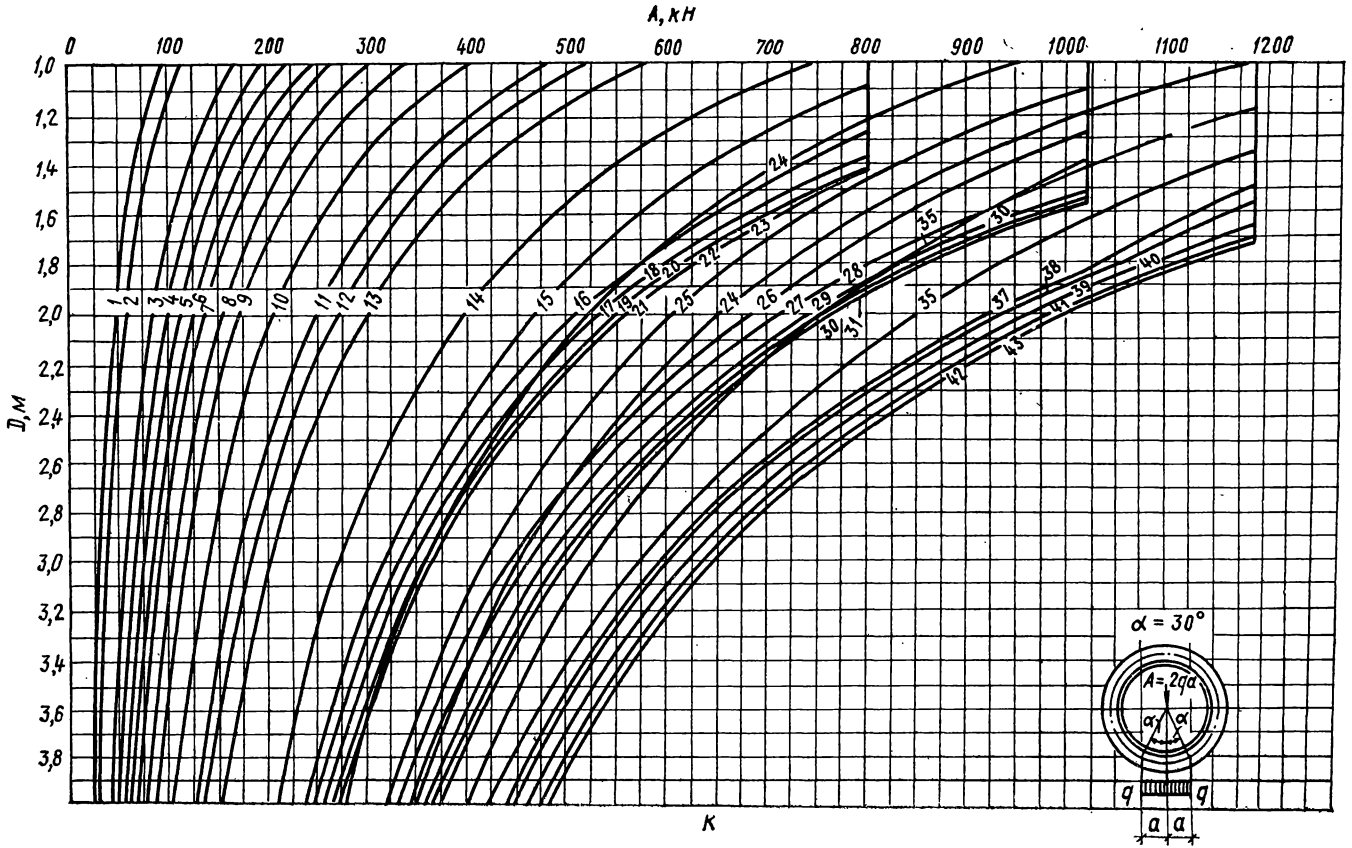

A, кН
0 100 200 300 400 500 600 700 800 900 1000 1100 1200 1300 1400 1500 1600 1700 1800 1900 2000
D, м
1,0 1,2 1,4 1,6 1,8 2,0 2,2 2,4 2,6 2,8 3,0 3,2 3,4 3,6 3,8
1 2 3 4 5 6 7 8 9 10 11 12 13 14 32,33 28,303 15 24 16 17 20 18 25 19 21 22 23 26 27 28
34 35 36 37 38 39 40 41 42 43
α = 55°
A=2P
α α
P P
д


A, кН
0 100 200 300 400 500 600 700 800 900 1000 1100 1200 1300 1400 1500 1600 1700 1800 1900 2000
1,0 1,2 1,4 1,6 1,8 2,0 2,2 2,4 2,6 2,8 3,0 3,2 3,4 3,6 3,8
Д, м
1 2 3 4 5 6 7 8 9 10 11 12 13 14 15 16 17 18 19 20 21 22 23 24 25 26 27 28 29 30 31 32 33 34 35 36 37 38 39 40 41
α = 60°
A=2p
α
α
p
p


A, кН
0 100 200 300 400 500 600 700 800 900 1000 1100 1200 1300 1400 1500 1600 1700 1800 1900 2000 2100 2200
1,0 1,2 1,4 1,6 1,8 2,0 2,2 2,4 2,6 2,8 3,0 3,2 3,4 3,6 3,8
D, м
Ж
1 2 3 4 5 6 7 8 9 10 11 12 13 14 30.31.32.33 27.28.29 23.24.25.26 34 35 36 30.41.42.43 37 38 39 15 24 16 25 17 18 26 19 20 21 22
α = 65°
A = 2P
α α
P P


A, кН
0 100 200 300 400 500 600 700 800 900 1000 1100 1200 1300 1400 1500 1600 1700 1800 1900 2000 2100 2200 2300 2400
1,0 1,2 1,4 1,6 1,8 2,0 2,2 2,4 2,6 2,8 3,0 3,2 3,4 3,6 3,8
α = 90°
A = 2P
P
P
1 2 3 4 5 6 7 8 9 10 11 14 12 13 15 16 17 18 24 19 25 20 21 26 22 29 27 28


A, кН
0
100
200
300
400
500
630
634
700
800
810
900
950
1000
1,0
1,2
1,4
1,6
1,8
2,0
2,2
2,4
2,6
2,8
3,0
3,2
3,4
3,6
3,8
D, м
1
2
3
4
5
6
7
8
9
10
11
12
13
14
15
16
17
19
21
18
20
22
23
24
25
26
27
29
31
28
30
32
34
33
35
36
37
39
41
38
40
42
43
α = 15°
A = 2qa
α
α
q
a
a
u


A, кН
0
100
200
300
400
500
600
700
800
900
1000
1100
1200
D, м
1,0
1,2
1,4
1,6
1,8
2,0
2,2
2,4
2,6
2,8
3,0
3,2
3,4
3,6
3,8
K
α = 30°
A = 2qa
α
α
q
q
a
a

с расчетным сопротивлением $R_y = 225$ МПа. Коэффициент условий работы принят $\gamma_c = 1$. При исходных данных, отличных от принятых, следует линейно корректировать определяемую по графикам несущую способность опорного ребра.

$$A = \bar{A}\frac{\gamma_c R_y}{225},$$

где $\bar{A}$ — несущая способность шпангоута по графику, Н.

Опорные ребра приваривают к трубе двумя сплошными угловыми швами высотой, равной толщине стенки трубы. Поясные швы тавровых ребер необходимо принимать в зависимости от толщины вертикального элемента ребра:

$\sigma_р$, мм	8	10	12	14	16	20	25
$h_ш$, мм	5	6	8	9	10	12	16

Глава IX. РАСЧЕТ ЭЛЕМЕНТОВ ТРУБОПРОВОДНЫХ СИСТЕМ

ОПРЕДЕЛЕНИЕ НАГРУЗОК, ДЕЙСТВУЮЩИХ НА ОПОРЫ

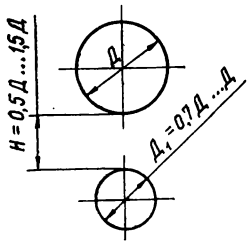
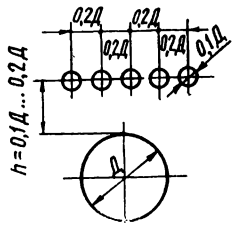
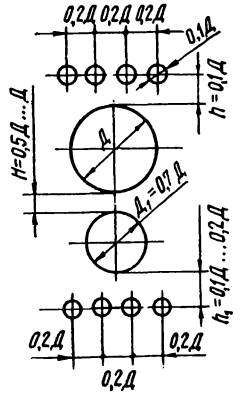
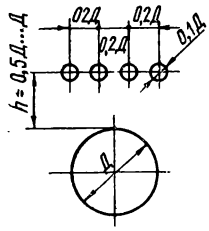
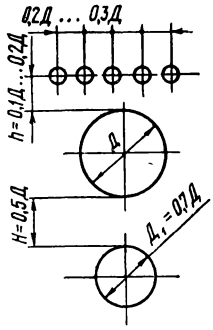
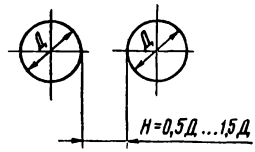
Для определения вертикальных нагрузок на опоры при известных значениях количества, диаметров, а также компоновки трубопроводов, за основное исходное значение принимают нормативную вертикальную нагрузку на 1 м длины трассы. Нагрузки определяют на основе проектных материалов, а при их отсутствии — по данным гл. IV или [28].

Горизонтальные нагрузки вдоль трассы трубопровода передаются, как правило, на концевые неподвижные опоры и определяются в зависимости от принятой схемы компоновки трубопроводов, входящих в систему, и характера их опорных закреплений. При решении трубопроводной системы по балочной схеме горизонтальные нагрузки определяются, прежде всего, от усилий, вызванных температурными деформациями ведущего трубопровода. При схеме с компенсаторами эти усилия равны суммарному значению его отпора и усилию от неуравновешенного давления.

При самокомпенсирующей схеме усилия, вызванные температурными деформациями ведущего трубопровода, определяют как реакции концевых опор на его удлинение. Участок трубопровода, ограниченный концевыми опорами, рассчитывают на действие температуры. При этом все опоры, входящие в него, принимают конкретной заданной жесткости (податливости), определенной по их геометрическим схемам и предполагаемым сечениям. Такие опоры накладывают на трубопровод упруго-податливые связи, характер которых должен соответствовать выбранному типу опор. Податливость опор ξ_i определяется методами строительной механики как смещение опоры на уровне оси трубопровода от единичной силы, приложенной на этом же уровне.

При определении горизонтальных нагрузок вдоль трассы на опоры трубопроводной системы суммарную нагрузку определяют как разность соответствующих усилий трубопроводов, действующих в противоположные стороны с обеих сторон неподвижной опоры. Меньшее значение, входящее в разность, принимают с коэффициентом

Таблица IX.1. **Коэффициенты лобового сопротивления пакетов труб**

Схемы компоновки сечений и значения C_x		
		
1,0	0,9	1,1
		
1,0	1,1	0,8

$\mu = 0{,}8$. При равенстве указанных усилий нагрузку на опору принимают равной 0,2 одного из этих значений. На полное усилие проверяют только элементы, прикрепляющие трубопровод.

Кроме определения нагрузок на опоры от температурных деформаций ведущего трубопровода необходимо учитывать усилия от температурных деформаций сопутствующих трубопроводов, которые закреплены на ведущем. При их деформациях в системе возни-

кают усилия, которые при расчете опор рассматривают как нагрузки на них. Суммарное усилие от этих деформаций, передающееся в виде нагрузки на неподвижную опору системы: $Q = P \pm T$, где P — нагрузка на опору от неуравновешенного распора компенсаторов сопутствующих трубопроводов; T — нагрузка на опору от неуравновешенных сил трения сопутствующих трубопроводов.

Горизонтальные нагрузки поперек трассы передаются на все опоры, имеющие жесткость в направлении их действия. Они возникают от давления ветра и составляющих усилий от температурных деформаций ведущего трубопровода при самокомпенсирующей схеме.

Ветровую нагрузку на опоры определяют как реакции от всех трубопроводов, входящих в систему, от действия ветра. Подсчитывают нагрузки в соответствии с [36] и данными гл. IV.

Коэффициенты лобового сопротивления принимают в зависимости от расположения труб. Действие ветровой нагрузки учитывают только в направлении поперек трубопроводной системы. При определении аэродинамических нагрузок на пакеты труб коэффициенты лобового сопротивления можно принимать по табл. IX.1. При этом суммарную ветровую нагрузку определяют по сумме проекций диаметров трубопроводов переднего (относительно ветрового потока) ряда на плоскость, перпендикулярную этому потоку. Коэффициенты c_x, приведенные в табл. IX.1, усреднены и охватывают различные случаи расположения труб в пакете.

При прокладке трубопроводов по эстакадам принцип определения нагрузок не изменяется. Разница состоит лишь в том, что горизонтальные нагрузки вдоль трассы воспринимаются системой продольных связей внутри температурного блока. При многотрубной балочной и эстакадной прокладке подсчет нагрузок на опоры может быть выполнен с учетом их одновременного действия [28].

РАСЧЕТНЫЕ СХЕМЫ ОПОР

Расчетные схемы опор трубопроводных систем принимают в соответствии с конструктивными решениями узлов их концевых закреплений, исходя из возможных перемещений этих сечений в продольном (вдоль трассы трубопровода) и поперечном направлениях. Вследствие температурных деформаций трубопровода верхние сечения опор испытывают воздействия в продольном направлении, вызывающие их перемещения.

Пространственные опоры, представляющие собой, как правило, четырехгранный составной стержень сквозного сечения, рассматриваются как несмещаемые стержни, защемленные в основании в двух направлениях. Расчет их выполняется в соответствии с указаниями [37], относящимися к расчету решетчатых составных стержней.

Плоские опоры в направлении поперек трассы рассматривают защемленными в основании и для этого случая принимают аналогичную пространственной опоре схему составного стержня сквозного сечения.

Работа плоских опор в продольном направлении зависит от перемещений трубопровода вдоль своей оси и их конструктивное решение существенно влияет на общее напряженно-деформированное состояние системы. В продольном направлении узлы опирания плоской опоры на фундамент могут быть шарнирными либо защемленными. Конструктивно их решают с помощью плоской опорной плиты и группы анкерных болтов, создающих защемление опоры. В определенных случаях, в зависимости от конструктивного оформления узла и геометрических размеров, защемление опоры может быть незначительным, что позволяет считать закрепление шарнирным.

При конструировании узла опирания на фундамент с помощью центрирующей прокладки исключается возможность защемления и создается полное соответствие шарнирному закреплению.

В верхнем сечении плоская опора (см. табл. II.1) имеет линейную связь, действующую в продольном направлении и отражающую влияние трубопровода на свободу ее перемещения.

По отношению к повороту при конструктивном использовании опорного седла в качестве ригеля опоры это сечение можно рассматривать защемленным. Решение, при котором седло опирается на ригель опоры, допускает поворот сечения и дает возможность считать закрепление шарнирным.

При расчете по деформированной схеме можно предположить свободу перемещения верхнего сечения совместно с трубопроводом независимо от условий закрепления сечения от поворота. Это условие закрепления моделируется «ползуном».

Так как в опорах жесткость решетки из своей плоскости значительно меньше соответствующей жесткости ветвей, то деформация плоской опоры вдоль оси трассы с приемлемой точностью описывается уравнением изгиба ее ветвей, рассматриваемых как изолированные сплошностенчатые стержни, рассмотренные ниже.

Представленные на рис. IX.1 расчетные схемы опор соответствуют приведенным моделям условий закрепления концевых сечений.

Для расчета плоских опор и выбора расчетной схемы, в которой картина перемещений близка к действительной работе, необходимы формализация представления об условиях их закрепления в фундаменте и обоснованные критерии для выбора типа опорного узла.

Очевидно, что при достаточно высоких опорах и относительно небольших перемещениях трубопровода частичное защемление анкерными болтами нижнего конца не оказывает при соответствующей жесткости элементов опоры существенного влияния на ее напряженно-деформированное состояние, так как перемещения компенсируются деформативностью опоры. В этих случаях закрепление опоры к фундаменту с помощью опорного листа и анкерных болтов может рассматриваться как шарнирное.

При относительно коротких и жестких опорах и значительных перемещениях трубопровода защемление опорного узла анкерными болтами не может обеспечить достаточной податливости опоры, что заставляет рассматривать узел в этом случае защемленным. При

необходимости обеспечения шарнирного опирания здесь возможно конструктивное изменение путем устройства опорных центрирующих прокладок, приближающих узел к шарнирному.

Критерии для принятия решения по опорному узлу: жесткость единицы длины опоры и расчетное перемещение трубопровода. Их количественное соотношение позволяет установить границы возможного применения жестких или шарнирных опорных узлов. Для решения этого вопроса была проанализирована работа плоских опор в соответствии с приведенными выше расчетными схемами *.

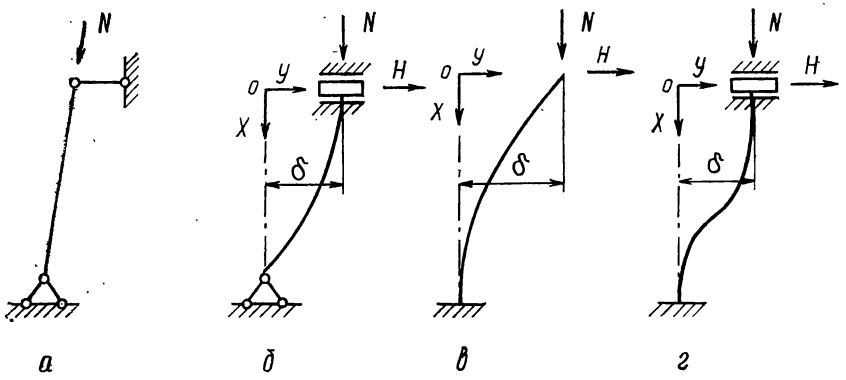


Рис. IX.1. Расчетные схемы опор.

Если оба конца опоры имеют шарнирное опирание (рис. IX.1, *а*), то такая опора не оказывает сопротивления горизонтальному смещению (до известного предела), и для нее в качестве расчетной схемы может быть принят центрально сжатый стержень. Рассчитывают его исходя из условия обеспечения устойчивости

$$\frac{N}{\varphi A} \leqslant \gamma_c R_y, \qquad \text{(IX.1)}$$

где N — осевая сила сжатия, т; A — площадь сечения стержня, см^2; φ — коэффициент продольного изгиба; R_y — расчетное сопротивление материала, МПа; γ_c — коэффициент условий работы конструкций.

При защемлении нижнего конца опора сопротивляется горизонтальному смещению верхнего сечения, где действует осевая и поперечная внешние силы. Расчетной схемой ее ветвей служит здесь стержень, защемленный в основании и испытывающий продольно-поперечный изгиб. В таких стержнях изгибающие моменты, обусловленные начальными несовершенствованиями формы, как правило, малы по сравнению с моментами, вызванными перемещениями верхнего конца, поэтому влиянием их можно пренебречь.

Сопоставляя результаты расчета центрально сжатого шарнирно-опертого стержня, в соответствии с формулой (IX.1), и расчета

* Методика выбора варианта закрепления опор разработана и реализована на ЭВМ *канд. техн. наук* А. Г. Раздольским.

по деформированной схеме, т. е. на продольно-поперечный изгиб стержня, защемленного в основании, можно установить области предпочтительного выбора конструктивных решений опорных узлов, соответствующих этим двум расчетным схемам.

Дальнейшие рассуждения предполагают работу материала опор в упругой стадии.

Рассмотрим деформацию стержня, защемленного в основании и изгибаемого под действием осевой силы N и горизонтальной силы H, приложенных к верхнему сечению (рис. IX.1, *в*). Введем систему координат XOY, направив ось OX вдоль оси стержня в недеформируемом состоянии с началом отсчета на верхнем конце стержня. Примем следующие обозначения: l — длина стержня; EI — его изгибная жесткость; Θ — угол поворота произвольного сечения; $\alpha = \sqrt{\frac{N}{EI}}$ — параметр сжатия; M и Q — соответственно изгибающий момент и поперечная сила, действующие в произвольном сечении стержня.

Для описания продольно-поперечного изгиба воспользуемся формулами метода начальных параметров:

$$y = y_0 + \Theta_0 \frac{\sin \alpha x}{\alpha} - \frac{M_0}{EI} \frac{1 - \cos \alpha x}{\alpha^2} - \frac{H}{EI} \frac{\alpha x - \sin \alpha x}{\alpha^3};$$

$$\Theta = \Theta_0 \cos \alpha x - \frac{M_0}{EI} \frac{\sin \alpha x}{\alpha} - \frac{H}{EI} \frac{1 - \cos \alpha x}{\alpha^2}; \qquad \text{(IX.2)}$$

$$M = \Theta_0 EI\alpha \sin \alpha x + M_0 \cos \alpha + H \frac{\sin \alpha x}{\alpha};$$

$$Q = H + N\Theta,$$

где нулевой индекс использован для обозначения начальных параметров изгиба стержня при $x = 0$.

Рассмотрим два варианта граничных условий на нижнем конце стержня, предполагая, что верхнее сечение защемлено от поворота и под действием внешней горизонтальной силы H получает смещение на δ.

1. Стержень шарнирно закреплен в основании (см. рис. IX.1, *б*).

Граничные условия:

в верхнем сечении $\Theta_0 = 0$; $y_0 = \delta$;

в нижнем » $y_l = 0$; $M_l = 0$.

Разрешая их, получим зависимость между внешней силой H и смещением δ:

$$H = EI\delta \frac{\alpha^3}{\operatorname{tg} \alpha l - 2 \sin \alpha l + \alpha l}. \qquad \text{(IX.3)}$$

Изгибающий момент в верхнем сечении

$$M_0 = -H \frac{\operatorname{tg} \alpha l}{\alpha}. \qquad \text{(IX.4)}$$

Аналогичные соотношения имеют место и при защемлении нижнего конца опоры, а также шарнирного закрепления верхнего конца при его свободном смещении силой H на δ (см. рис. IX.1, *в*).

Граничные условия в этом случае:

в верхнем сечении $M_0 = 0$; $y_0 = \delta$;
в нижнем » $\Theta_l = 0$; $y_l = 0$.

Установленное выше значение изгибающего момента в данном случае относится к нижнему опорному сечению.

2. Стержень защемлен в основании и в верхнем сечении, которое смещается на δ (рис. IX.1, *г*).

Граничные условия на нижнем конце:
в верхнем сечении $\Theta_0 = 0$; $y_0 = \delta$;
в нижнем » $y_l = 0$; $\Theta_l = 0$.

Зависимость внешней силы N от смещения δ выражается формулой

$$H = EI\delta \frac{\alpha^3}{\alpha l - \sin \alpha l - 2 \sin^2 \frac{\alpha l}{2} \operatorname{tg} \frac{\alpha l}{2}}. \qquad \text{(IX.5)}$$

Изгибающий момент в верхнем сечении

$$M_0 = -\frac{H}{\alpha} \operatorname{tg} \frac{\alpha l}{2}. \qquad \text{(IX.6)}$$

Такой же по значению изгибающий момент возникает в основании стержня. Использование зависимостей (IX.2) позволяет построить кривые изменения параметров изгиба по длине стержня. Для этого следует подставить в эти выражения найденные значения начальных параметров.

Фибровые напряжения в сечениях стержня

$$\sigma = \frac{N}{A} + \frac{M}{W}, \qquad \text{(IX.7)}$$

где W — момент сопротивления сечения, см^3.

Вследствие влияния осевой силы наибольшее значение изгибающего момента, в отличие от случая поперечного изгиба, может достигаться внутри высоты опоры и превышать соответствующее значение в защемленном сечении. Приведенные зависимости позволяют формализовать схему выбора предпочтительного варианта закрепления стержня в основании.

Сначала рассмотрим стержень с шарнирным опиранием на фундамент. При известных его жесткостных характеристиках, расчетном сопротивлении материала и коэффициенте условий работы, в соответствии с неравенством (IX.1), можно установить предельную допускаемую осевую силу сжатия N.

Перейдем к рассмотрению стержня, защемленного в основании и сжатого силой, значение которой найдено выше.

Требуется определить такое предельное значение смещения δ верхнего конца стержня, обусловленного соответствующей горизонтальной силой H, чтобы максимальные напряжения в наиболее опасном сечении равнялись расчетному сопротивлению материала, умноженному на коэффициент условий работы. Имея в виду сложность аналитических представлений, целесообразно осуществить направленный поиск δ, реализовав его на ЭВМ.

Если действительные смещения верхнего сечения от температурных деформаций будут меньше найденного значения δ, то при защемлении нижнего конца стержня наибольшие напряжения будут меньше, чем при шарнирном опирании. В этом случае нет необходимости принятия специальных мер по приближению конструкции опорного узла к шарнирной. Если фактическое смещение больше найденного значения δ, следует отдать предпочтение шарнирному варианту закрепления и решить узел, например, с устройством центрирующих прокладок.

Указанная схема выбора опорных закреплений и расчетной схемы распространяется также на маятниковые опоры, которые обычно конструируют в виде сплошностенчатых стержней постоянного сечения.

РАЦИОНАЛЬНОЕ РАЗМЕЩЕНИЕ ОПОР И КОМПЕНСАТОРОВ СОПУТСТВУЮЩИХ ТРУБОПРОВОДОВ

Горизонтальные нагрузки на опоры в большой степени зависят от взаимного расположения компенсаторов и опор ведущего и сопутствующих трубопроводов. При этом возможны такие варианты этого расположения, при которых значительно уменьшаются, а в ряде

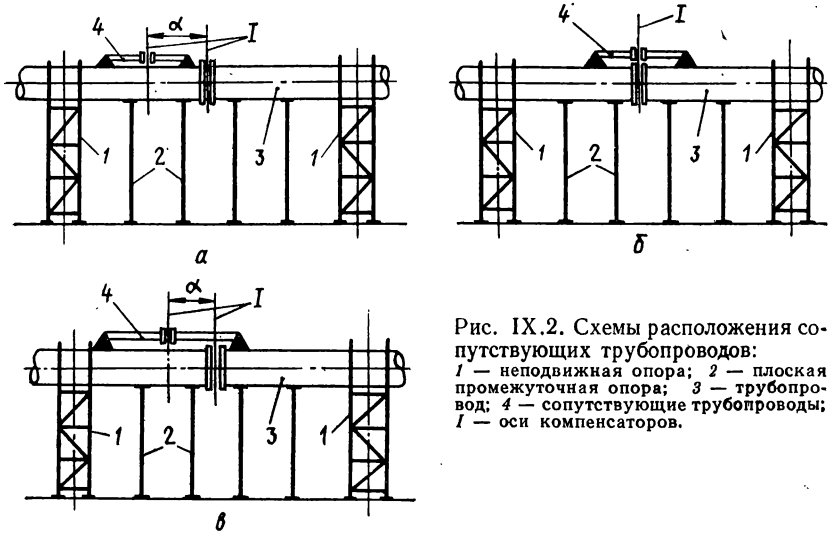


Рис. IX.2. Схемы расположения сопутствующих трубопроводов:
1 — неподвижная опора; *2* — плоская промежуточная опора; *3* — трубопровод; *4* — сопутствующие трубопроводы; *I* — оси компенсаторов.

случаев и полностью исключаются неуравновешенные усилия P и T. Возможны три случая взаимного расположения неподвижных опор и компенсаторов, теплосиловых и ведущего трубопроводов.

1. Участок трассы теплосиловых трубопроводов, ограниченный двумя неподвижными опорами с компенсатором между ними, расположен между неподвижной опорой и компенсатором ведущего трубопровода (рис. IX.2, *а*). В этом случае неуравновешенные уси-

лия не возникают, оставаясь внутренними усилиями в ведущей трубе как распорке.

2. Участок трассы теплосиловых трубопроводов, ограниченный двумя неподвижными опорами с компенсатором между ними, расположен по обе стороны компенсатора ведущего трубопровода

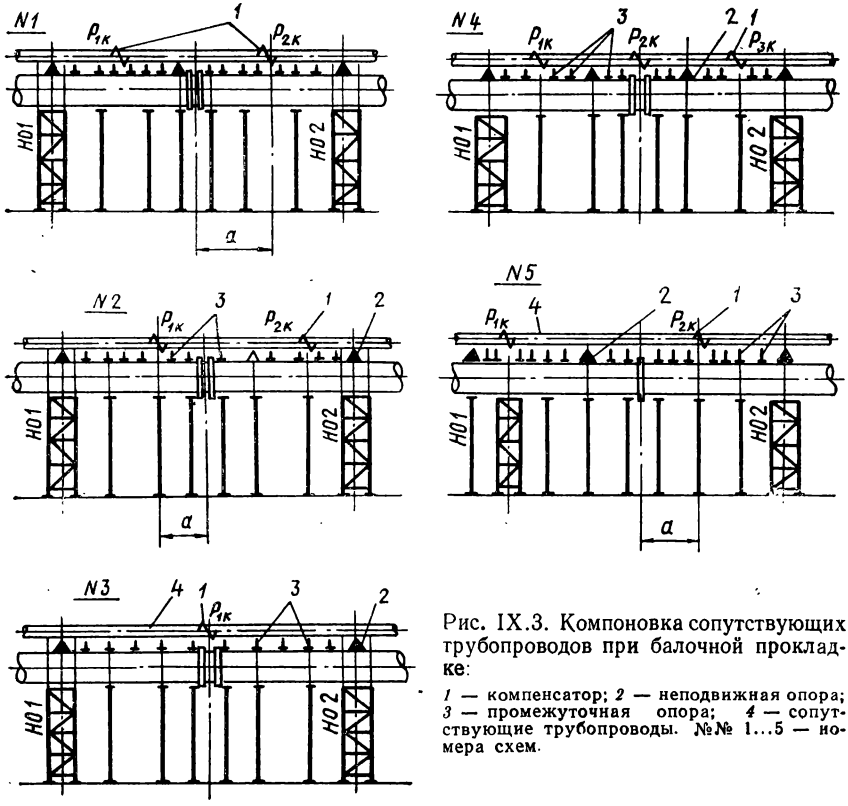


Рис. IX.3. Компоновка сопутствующих трубопроводов при балочной прокладке:

1 — компенсатор; *2* — неподвижная опора; *3* — промежуточная опора; *4* — сопутствующие трубопроводы. №№ 1...5 — номера схем.

Таблица IX.2. **Определение нагрузок на неподвижные опоры систем балочной прокладки**

Номер схемы по рис. IX.3	Марка опоры	Усилия на неподвижные опоры	
		распор компенсатора P	трение подвижных опор T
1	Н01	$P_{2к}$	T_a
	Н02	$P_{2к}$	T_a
2	Н01	$P_{1к}$	T_a
	Н02	$P_{1к}$	T_a
3	Н01	$P_к$	Нет усилий
	Н02	$P_к$	То же
4	Н01	$P_{2к}$	» »
	Н02	$P_{2к}$	» »
5	Н01	$P_{2к}$	T_a
	Н02	$P_{2к}$	T_a

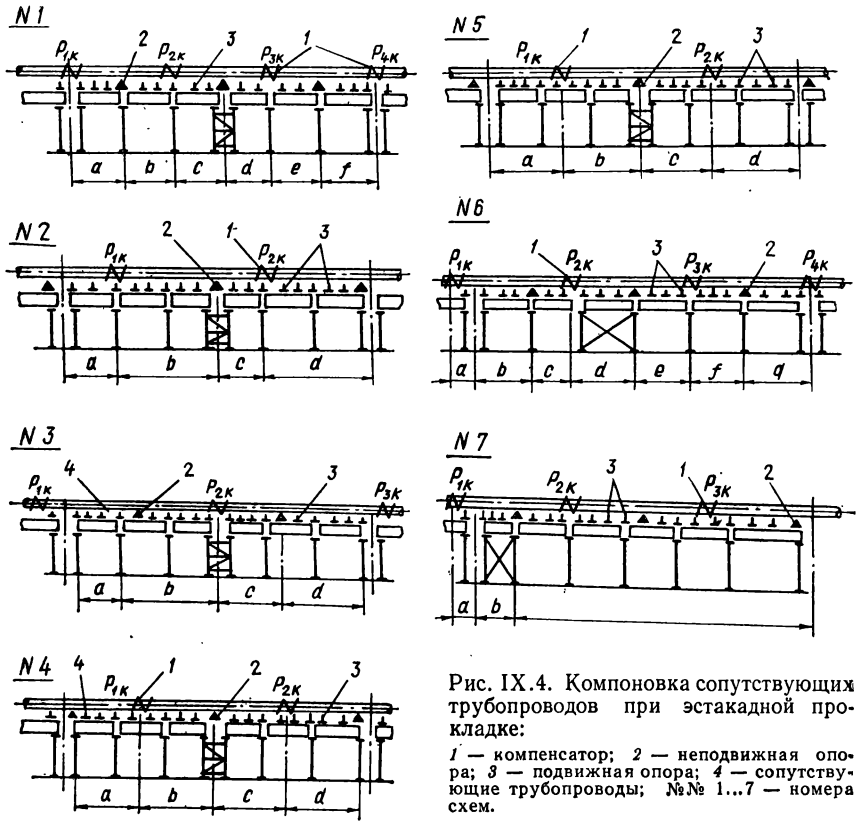


Рис. IX.4. Компоновка сопутствующих трубопроводов при эстакадной прокладке:

1 — компенсатор; *2* — неподвижная опора; *3* — подвижная опора; *4* — сопутствующие трубопроводы; №№ 1...7 — номера схем.

Таблица IX.3. Определение нагрузок на неподвижные опоры систем эстакадной прокладки

Номер схемы по рис. IX.4	Усилия на неподвижную опору или связевую панель	
	распор компенсаторов	трение подвижных опор
1	$P_{1к} - 0{,}8P_{4к}$ при $P_{1к} > P_{4к}$ $P_{4к} - 0{,}8P_{1к}$ при $P_{4к} > P_{1к}$	Усилий нет
2	$P_{1к}$	T_a
3	$P_{1к} - 0{,}8P_{3к}$ при $P_{1к} > P_{3к}$ $P_{3к} - 0{,}8P_{1к}$ при $P_{3к} > P_{1к}$	Усилий нет
4	Усилий нет	
5	$P_{1к} - 0{,}8P_{2к}$ при $P_{1к} > P_{2к}$ $P_{2к} - 0{,}8P_{1к}$ при $P_{2к} > P_{1к}$	$T_a - 0{,}8T_d$ при $T_a > T_d$ $T_d - 0{,}8T_a$ при $T_d > T_a$
6	$P_{1к} - 0{,}8P_{4к}$ при $P_{1к} > P_{4к}$ $P_{4к} - 0{,}8P_{1к}$ при $P_{4к} > P_{1к}$	T_a
7	$P_к$	T_a

(рис. IX.2, *б*). При этом оси компенсаторов совпадают. Неуравновешенные усилия трения не возникают. На неподвижные опоры передается лишь распор компенсатора.

3. То же расположение со смещением компенсаторов относительно друг друга (рис. IX.2, *в*). В этом случае на неподвижные опоры передаются усилия от распора компенсатора теплосиловых трубопроводов и неуравновешенные усилия трения с участка α.

На рис. IX.3 приведены наиболее характерные схемы компоновки таких конструкций, а в табл. IX.2 указаны усилия на неподвижные опоры.

Определение нагрузок на неподвижные опоры систем при эстакадной прокладке по существу такое же. На рис. IX.4 приведены характерные схемы компоновки таких конструкций. В табл. IX.3 даны нагрузки от температурных деформаций трубопроводов на связевую панель или неподвижную опору температурного блока эстакады.

УЧЕТ ГИБКОСТИ КОЛЕН И ИНТЕНСИФИКАЦИИ НАПРЯЖЕНИЙ

При расчете трубопроводов на самокомпенсацию температурных деформаций и определении нагрузок на неподвижные опоры необходимо учитывать изменение гибкости трубопроводов в местах расположения углов поворота — колен. Это явление связано с обнаруженным экспериментально увеличением гибкости кривых брусьев.

Теоретическое исследование вопроса позволило объяснить это явление как следствие изменения формы поперечного сечения кривой трубы при изгибе. Оказалось, что гипотеза неизменяемости формы поперечного сечения неприемлема к тонкостенным трубам — коленам, имеющим большую кривизну. Гибкость таких труб по сравнению с прямыми значительно больше за счет сплющивания формы их поперечного сечения. Из теории Кармана следует

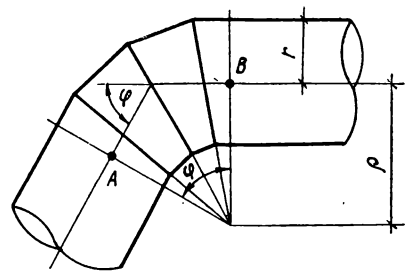


Рис. IX.5. Схема участка колена пониженной жесткости.

$$M_{изг} = m_к M'_{изг},$$

где $M'_{изг}$ — изгибающий момент, определенный с учетом гипотезы неизменяемости формы и необходимый для изменения начального угла α на значение $\Delta\alpha$; $M_{изг}$ — тот же момент, определенный с учетом изменения формы поперечного сечения; $m_к$ — коэффициент увеличения напряжений изгиба колен, зависящий от так называемого коэффициента трубы $\lambda_к$.

$$\lambda_к = \frac{t\rho}{r^2_{ср}},$$

где t — толщина стенки трубы; ρ — радиус изгиба трубы; $r_{со}$ — средний радиус трубы.

Исследования кривых труб большой кривизны с малым значением λ позволили получить

$$m_к = \frac{0{,}9}{\lambda_к^{2/3}}.$$

Изменение формы поперечного сечения кривых труб, приобретение овальной формы, одновременно с эффектом увеличения напряжений, приводит также к понижению жесткости колен. При $\lambda < 0{,}3$ коэффициент понижения жесткости (или гибкость колена) определяют по формуле $K_ж = \frac{\lambda}{1{,}65}$. Справедливость этой формулы подтверждается экспериментальными данными. Коэффициент $K_ж$ учитывают по всей длине криволинейного участка трубопровода (рис. IX.5) между точками A и B. Длина криволинейного участка может быть $l_к = \varphi R$, где φ — угол поворота.

РАСЧЕТ КОМПЕНСАТОРОВ

Геометрические характеристики дисковых компенсаторов: диаметр диска $D_к$, толщина его стенки δ и отношение диаметра трубопровода D к диаметру диска $D_к$.

Основные параметры, характеризующие дисковые компенсаторы: компенсирующая способность; усилие распора от температурных деформаций; усилие распора от внутреннего давления газовой среды. Расчетное значение суммарного отпора компенсатора складывается из показателей температурного отпора P_t и распора от внутреннего давления газовой среды $P_р$. Определение этих параметров основано на методе расчета компенсаторов, предложенном С. Н. Соколовым. Проведенные во ВНИИСТе экспериментальные исследования компенсаторов показали хорошее совпадение результатов с расчетными предпосылками.

Под максимальной компенсирующей способностью (осадкой) компенсатора понимают двустороннее изменение его длины, допустимое по условиям прочности компенсатора (под действием сжимающих или растягивающих сил) по сравнению с его длиной в ненапряженном состоянии. Компенсирующую способность одной волны линзового компенсатора определяют

$$\lambda = 0{,}75\,\frac{R_y P^2}{E\delta}\,\xi,\ \text{см},$$

где R_y — расчетное сопротивление материала, Па; E — модуль упругости, Па; δ — толщина стенки компенсатора, см; ξ — коэффициент, определяемый по табл. IX.4 и зависящий от отношения $\psi = \frac{D}{D_к}$, где D—диаметр трубопровода, см; $D_к$—диаметр компенсатора.

Компенсирующая способность многоволнового компенсатора определяется как сумма компенсирующих способностей всех волн.

Жесткость линзового компенсатора или его распор, вызванный температурными деформациями трубопровода, определяют по формуле

$$P_t = \frac{12{,}5\pi R_y \delta^2}{(1-\psi)}, \text{ Н.}$$

Экспериментальные исследования позволили оценить действительную работу компенсаторов и, кроме того, показали существен-

Таблица IX.4. **Данные для расчета дискового компенсатора**

D, мм	$D_к$, мм	ψ	ξ	ω	Расчетные формулы
620	1620	0,375	18,05	2,04	
720	1720	0,412	12,17	1,65	
820	1820	0,444	9,75	1,39	
920	1920	0,474	7,57	1,19	
1020	2020	0,500	6,04	1,05	
1120	2120	0,524	4,92	0,93	
1220	2220	0,545	4,09	0,84	$\psi = \frac{D}{D_к}$; $\xi =$
1320	2320	0,565	3,44	0,76	
1420	2420	0,583	2,92	0,70	$= \frac{6{,}9}{1-\psi}\left(\frac{1-\psi^2}{\psi^2} - \right.$
1520	2520	0,600	2,53	0,64	
1620	2620	0,615	2,20	0,59	$\left. - \frac{4\ln^2\psi}{1-\psi^2}\right)$;
1720	2720	0,630	1,94	0,55	
1820	2820	0,643	1,71	0,52	
2020	3020	0,687	1,38	0,46	
2220	3220	0,688	1,12	0,41	$\omega = \frac{\pi}{12}\frac{(1-\psi)(1+2\psi)}{\psi^2}$
2420	3420	0,706	0,93	0,37	
2520	3520	0,714	0,86	0,36	
2620	3620	0,722	0,79	0,34	
2820	3820	0,737	0,66	0,31	
3020	4020	0,750	0,59	0,29	
3220	4220	0,762	0,51	0,25	
3500	4500	0,778	0,43	0,24	

ную разницу в поведении под нагрузкой волновых компенсаторов с волнами в виде линз и в виде сварных дисков. В частности, установлено, что допускаемая компенсирующая способность линзовых компенсаторов может быть увеличена в 1,5 раза при сохранении прочностных показателей. При этом жесткость их возрастает не пропорционально компенсирующей способности, а лишь в 1,25 раза [28]. Таким образом, окончательные формулы для расчета линзовых компенсаторов

$$\lambda = 1{,}1\frac{R_y P^2}{E\delta}\xi, \text{ см}; \quad P_t = \frac{15{,}6\pi R\delta}{(1-\psi)}, \text{ Н.} \qquad \text{(IX.8)}$$

Для сварных дисковых компенсаторов установлена повышенная в 1,5 раза по сравнению с линзовыми общая жесткость. Из-за отсутствия экспериментальных данных по допустимой наибольшей осадке сварных дисковых компенсаторов, ее значение принимают по зависимости (X.1). Таким образом, для расчета сварных дисковых

компенсаторов могут быть рекомендованы следующие формулы:

$$\lambda = 0{,}75\,\frac{R_y P^2}{E\delta}\,\xi,\ \text{см};\quad \text{(IX.9)} \qquad P_t = \frac{23{,}4\pi R\delta^2}{(1-\psi)},\ \text{Н}.\quad \text{(IX.10)}$$

Жесткость волны сварного дискового компенсатора (отпор одной волны при изменении ее длины на 1 см) определяется как отношение $\frac{P_t}{\lambda}$. Исходя из зависимостей (IX.9) и (IX.10),

$$P_t' = \frac{23{,}4R_y\delta^3 E\delta\xi}{(1-\psi)\,0{,}75RD^2} = 31{,}2\,\frac{E\delta^2}{\xi(1-\psi)\,D^2},\ \text{Н}.$$

Температурный распор многоволнового компенсатора определяют по формуле

$$P = P_t'\,\frac{\Delta l}{n}\,\gamma_f,$$

где γ_f — коэффициент надежности по нагрузке; n — количество волн; $\Delta l = \alpha L \Delta t''$ — наибольшее по условиям работы изменение длины компенсатора по сравнению с его длиной в ненапряженном состоянии в момент замыкания; L — расстояние между неподвижными опорами на участке, где установлен компенсатор; $\Delta t''$ — температурный перепад, определяемый: а) для компенсаторов, устанавливаемых без предварительной растяжки (обжатия), как норматив-

Таблица IX.5. Значения предварительной деформации компенсаторов [32]

Температура замыкания $t_{зам}$, град	Растяжение	Сжатие	Температура замыкания $t_{зам}$, град	Растяжение	Сжатие
—40	0,5	—	+10	—	0,125
—30	0,375	—	+20	—	0,25
—20	0,25	—	+30	—	0,375
—10	0,125	—	+40	—	0,5

ный технологический или сезонный перепад температур (см. гл. V); б) для компенсаторов, устанавливаемых с предварительной растяжкой (обжатием) по формуле $\Delta t'' = \frac{t_{макс} - t_{мин}}{2}$, где $t_{макс}$ и $t_{мин}$ определяют по гл. V. Количество волн компенсатора определяют по формуле $n = \frac{\Delta l}{\lambda'}$ с округлением до целого числа. Здесь $\lambda' = K\lambda$ — полезная компенсирующая способность компенсатора, $K = \frac{1}{2} \div \frac{1}{3}$.

Предварительную растяжку (+) или обжатие (—) компенсатора, в зависимости от температуры замыкания, определяют

$$\lambda = \alpha L\,(t_{зам} - t_0),$$

где $t_0 = \frac{t_{мако} - t_{мин}}{2}$ — температура, при которой не требуется растяжки компенсатора.

В табл. IX.5 приведены значения предварительной деформации компенсаторов в зависимости от температуры замыкания. Распор компенсатора от внутреннего давления газовой среды не зависит от числа его волн:

$$P_p = pD_1\omega,$$

где P — расчетное давление газовой среды, Па; ω — коэффициент, зависящий от ψ (см. табл. IX.4).

Один из основных критериев рационально запроектированной трубопроводной системы — обеспечение ее схемой минимальных усилий на опоры и примыкающее оборудование. Очевидно, что увеличение вылета компенсатора приводит к уменьшению усилий температурного отпора P_t и, в то же время, увеличивает усилие отпора P_p от внутреннего давления и, соответственно, толщину стенки компенсатора. В связи с тем что отпорные усилия оказывают значительное влияние на экономические показатели системы, представляет интерес выбор таких оптимальных параметров компенсатора, при которых суммарные усилия на опоры были бы минимальны.

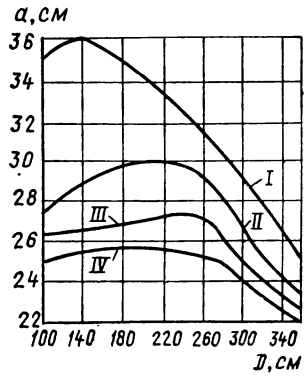


Рис. IX.6. Зависимость размеров оптимального компенсатора a от диаметра трубопровода D:
I — однодисковый ($\Delta = 1$);
II — однодисковый ($\Delta = 0{,}5$);
III — двухдисковый ($\Delta = 1$);
IV — двухдисковый ($\Delta = 0{,}5$).

На рис. IX.6 графически показаны результаты решения задачи поиска оптимального компенсатора — зависимости вылета компенсатора при минимальном суммарном распоре от диаметра трубопровода. Показателен также график (рис. IX.7), на котором видна зависимость геометрической характеристики компенсатора $\varphi = \frac{D}{D_к} = \frac{D}{D+2a}$ от диаметра трубопровода. Ход кривых (см. рис. IX.7) дал основание предположить степенную зависимость между оптимизированными значениями φ и диаметром трубопровода D. После-

Таблица IX.6. Значения коэффициента K

Число волн	K при допускаемой компенсирующей способности λ'	
	$\lambda' = \lambda$	$\lambda' = 0{,}5\lambda$
1	0,61	0,57
2	0,57	0,55
3	0,54	0,52

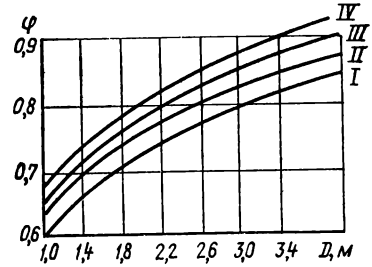


Рис. IX.7. Зависимость геометрической характеристики компенсатора $\varphi_{опт}$ от диаметра трубопровода D:
I...*IV* — то же, что на рис. IX.6.

дующая обработка этих кривых позволила достаточно точно аппроксимировать их законом

$$\varphi = KD^{0,2}, \qquad \text{(IX.11)}$$

где D — диаметр трубопровода, м.

Коэффициент K принимают по табл. IX.6 в зависимости от числа волн и допускаемой компенсирующей способности λ' волны компенсатора.

Таблица IX.7. Характеристика дисковых компенсаторов (внутреннее давление 20 кПа)

D, мм	λ, см при толщине стенки, мм			P_t, кН при толщине стенки, мм			$P_в$, кН
	4	5	6	4	5	6	
630	4,1	3,2	2,7	1,73	3,38	5,85	14,65
720	4,0	3,2	2,6	1,88	3,58	6,36	16,21
820	3,9	3,1	2,6	2,03	3,96	6,85	17,84
920	3,8	3,1	2,6	2,18	4,26	7,37	19,33
1020	3,8	3,0	2,5	2,33	4,55	7,87	20,94
1120	5,5	4,5	3,7	2,48	4,85	8,38	24,48
1220	5,5	4,4	3,7	2,62	5,13	8,86	24,13
1320	5,5	4,4	3,7	2,79	5,44	9,62	25,69
1420	5,4	4,3	3,6	2,95	5,75	9,94	27,24
1520	5,4	4,3	3,6	3,09	6,03	10,42	28,80
1620	5,3	4,2	3,5	3,24	6,33	10,94	30,41
1720	5,3	4,2	3,5	3,40	6,63	11,46	31,85
1820	5,2	4,1	3,5	3,56	6,96	12,03	33,50
2020	5,2	4,1	3,5	3,84	7,51	12,97	36,56
2220	5,1	4,1	3,4	4,18	8,17	14,11	39,69
2420	5,0	4,0	3,4	4,46	8,72	15,07	42,85
2520	5,0	4,0	3,4	4,60	8,98	15,51	44,50
2620	5,0	4,0	3,4	4,75	9,27	16,02	46,10
2820	4,9	3,9	3,3	5,17	10,09	17,43	49,08
3020	4,9	3,9	3,3	5,32	10,39	17,96	52,38
3220	4,9	3,9	3,3	5,65	11,04	19,07	55,50
3520	4,9	3,9	3,3	6,06	11,84	20,46	60,03

Для снижения горизонтальных нагрузок на опоры от действия компенсаторов можно рекомендовать:

а) с уменьшением допускаемой компенсирующей способности или увеличением числа волн вылет компенсатора «a» следует уменьшать;

б) «a» для компенсаторов оптимальных размеров определять по зависимости (IX.4).

Для трубопроводов диаметром 1000...3500 мм «a» следует принимать 350...450 мм, т. е. для компенсатора минимального суммарного отпора

$$D_к = D + (0{,}7...0{,}9), \text{ м.}$$

Экономически целесообразно применение компенсаторов с толщиной стенки, находящейся на конструктивно нижнем пределе, что всегда приводит к уменьшению суммарного отпора. Расчетные ха-

рактеристики сварных дисковых компенсаторов приведены в табл. IX.7, где $P_в$ — усилие давления на диск волны.

Расчетное значение отпора сальникового компенсатора при перемещениях трубопровода определяют по формуле

$$p_c = FP_н\mu,$$

где $F = \pi Dc$ — площадь поверхности трения, см^2; с — длина сальника, см; $P_н$ — давление в набивке сальника, Па, определяемое как среднее арифметическое между внутренним давлением газовой среды и усилием затяжки P_1, не превышающим $3P$, т. е. $P_н = 2P$; μ — коэффициент трения ($\mu = 0{,}1$ при нормальной эксплуатации, $\mu = 0{,}5$ при нарушении режима эксплуатации — перекос сальника, обмерзание набивки и т. п.).

Глава X. УЧЕТ ДЕЙСТВИТЕЛЬНОЙ РАБОТЫ ТРУБОПРОВОДОВ НА СТАТИЧЕСКУЮ ВЕРТИКАЛЬНУЮ НАГРУЗКУ. ОСОБЕННОСТИ ДЕЙСТВИТЕЛЬНОЙ РАБОТЫ

Промышленные трубопроводы с низким внутренним давлением и большими поперечными нагрузками рассчитывать как пространственную конструкцию — сложная задача. Для ее решения широко используют результаты теоретических исследований в области строительной механики и теории упругости. Теоретические зависимости, используемые в расчетах, сложны и, как правило, справедливы лишь для идеальных схем.

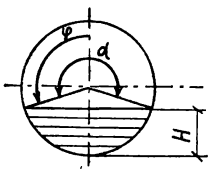
Действительная работа трубопроводов, как и многих других конструкций, во многом отличается от представлений, основанных на данных расчетных гипотез и предпосылок. Сложен теоретический анализ деформирования поперечного сечения трубопровода под нагрузкой внутренним заполнением. Существенно меняют картину напряженного состояния кольцевые ребра жесткости (шпангоуты), однако учитывать это влияние сложно. Теоретические методы решения этих задач не позволяют установить полную картину напряженно-деформированного состояния и принять обоснованные проектные решения.

Отсутствие систематических сведений, отражающих результаты экспериментальных исследований и особенности поведения конструкций под нагрузкой, затрудняет практическое использование теоретических методов оценки напряженно-деформированного состояния конструкции. В то же время, знание истинной картины деформирования трубопровода под нагрузкой и распределения напряжений дает возможность более полно анализировать работу конструкций. Проведенные с этой целью экспериментальные исследования трубопроводов больших диаметров относительной длиной $\lambda = 10$ и $\lambda = 20$ при соотношении $r/t = 125$ с различными вариантами подкрепления кольцевыми ребрами жесткости (шпангоутами) позволили выработать ряд рекомендаций для проектирования.

Нагрузка создавалась внутренним заполнением водой, что почти соответствует нагрузке от отложения конденсата и пыли. Принятые для испытаний нагрузки приведены в табл. X.1.

Высоте заполнения $H = 446$ мм соответствует нагрузка, возникающая при резком нарушении технологического процесса по клас-

Таблица X.1. **Нагрузки при испытаниях**

Схема	Нагрузка, кН/м	α		φ	% заполнения	H, мм
		град	рад			
	1,96	113	1,98	134	25,5	302
	3,31	97	1,68	168	40	446
	3,92	89	1,56	182	50	500
	5,88	62	1,08	248	83,5	779
	7,69	0	0	360	100	1000

сификации, принятой в [28]. Рассмотрение результатов позволило проследить характер работы конструкций и выработать ряд практических рекомендаций.

НАПРЯЖЕННОЕ СОСТОЯНИЕ И ДЕФОРМАТИВНОСТЬ ПОПЕРЕЧНЫХ СЕЧЕНИЙ

Действительный уровень напряженного состояния в целом соответствует предполагаемым расчетом продольным и кольцевым напряжениям. Некоторые наблюдаемые количественные расхождения опытных результатов с расчетными данными — следствие факторов, присущих реальной конструкции: несовершенство геометрической формы, наличие дополнительной жесткости в местах сварных швов, влияние неучитываемых расчетом краевых эффектов, разброс модулей упругости материала.

На рис. X.1 приведены в сравнении с результатами расчета, соответствующего гипотезе плоских сечений, эпюры экспериментальных продольных и кольцевых напряжений для трубопровода с $\lambda = 10$.

На них видны неодинаковые по длине моделей отклонения напряжений, а также зависимость отклонения от уровня нагрузки. В частности, отмечено, что продольные напряжения достигают максимальных отклонений от балочных в середине модели, а кольцевые — в четверти ее.

Резкое отклонение напряженного состояния трубопровода с $\lambda = 10$ от гипотезы плоских сечений подтверждает, что существуют границы возможного расчета трубопроводов как балок кольцевого сечения. Предложенная формула дает экстремальное значение относительной длины $\lambda = 9{,}2$, при которой ожидается максимальное отклонение напряжений от гипотезы плоских сечений. Используе-

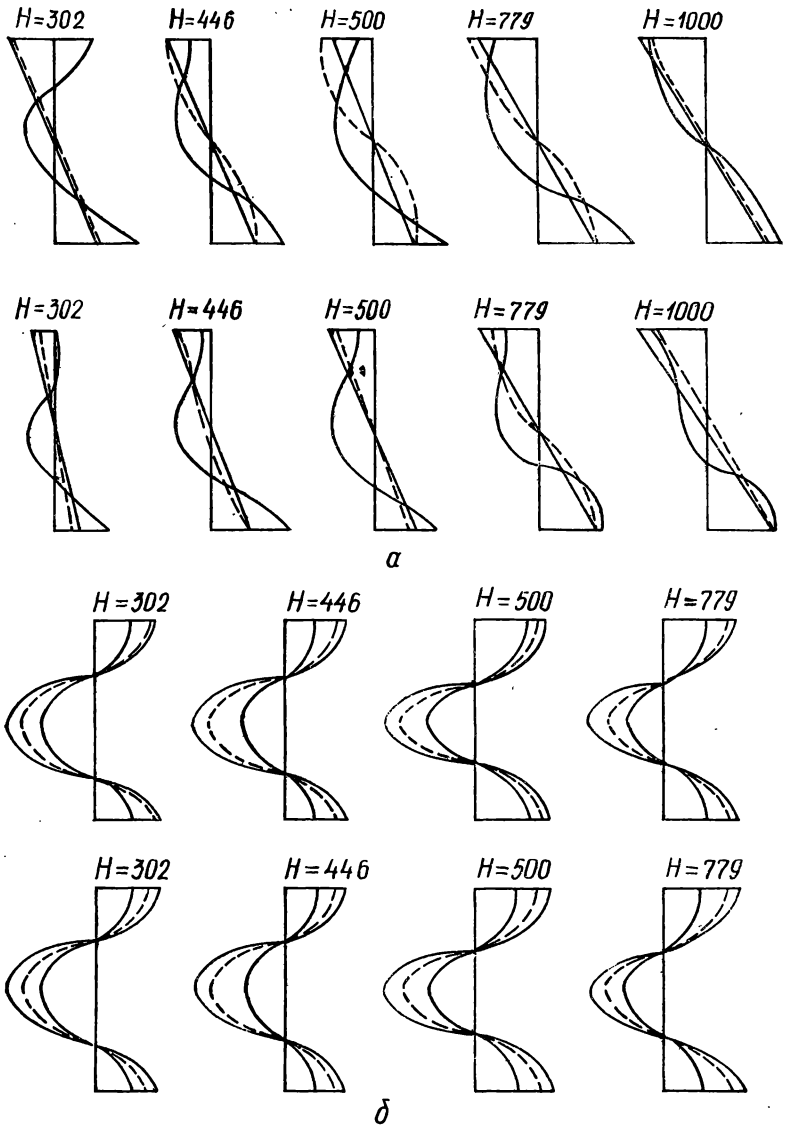


Рис. X.1. Графики напряжений в трубопроводе при разной высоте H, мм, заполнения:

а — продольные напряжения; *б* — кольцевые напряжения;
——— — по гипотезе плоских сечений;
— — — — — для трубопровода с одним шпангоутом;
——— — для неподкрепленного трубопровода.

мый трубопровод, в котором зафиксированы наибольшие отклонения напряжений, имеет относительную длину $\lambda = 10$, совпадающую с экстремальным значением λ.

Исследования позволили сделать вывод, что для коротких неподкрепленных трубопроводов, нагруженных неосесимметричной нагрузкой, обязателен учет продольных напряжений, вызванных изгибом контура поперечного сечения. С увеличением пролета трубопровода влияние этого изгиба уменьшается и работа трубопровода становится близка работе балки кольцевого сечения. Что касается кольцевых напряжений, вызванных изгибом контура, то, ввиду их незначительности, в инженерных расчетах можно учитывать лишь кольцевые напряжения элементарного состояния.

Экспериментальные исследования позволили также проследить влияние уровня нагрузки на изгиб контура поперечного сечения. Максимальное изменение формы этого сечения наступает при заполнении 0,5...0,8 его высоты. При приближении заполнения всего трубопровода, напряжения быстро (после высоты заполнения $0{,}8H$) приближаются к балочным и при полном заполнении значения напряжений совпадают.

Подкрепление трубопроводов промежуточными шпангоутами существенно меняет картину их напряженного состояния. Исследование трубопровода с $\lambda = 10$ со шпангоутом в середине пролета показало значительно большую равномерность распределения продольных и кольцевых напряжений по сравнению с неподкрепленным. Это свидетельствует о том, что короткие трубопроводы, усиленные одним шпангоутом, приближаются по своей работе к балкам кольцевого сечения.

В длинном подкрепленном трубопроводе ($\lambda = 20$) распределение продольных и кольцевых напряжений еще ближе совпадает с распределением, соответствующим расчету по гипотезе плоских сечений. Поэтому постановка одного промежуточного шпангоута позволяет рассчитывать трубопроводы в соответствии с гипотезой плоских сечений.

Изучение деформаций контуров поперечных сечений трубопроводов под нагрузкой показало соответствие испытаний результатов изложенным выше выводам о влиянии этих деформаций на напряженное состояние.

На рис. X.2 показаны эпюры деформаций контуров поперечных сечений испытанных моделей, на которых видны значительные отклонения от окружности точек сечения в неподкрепленных моделях, превышающие по размеру толщину стенки. Цифровые значения их в мм приведены на рисунке. При этом характер деформаций и их значения меняются на разных этапах загружения. На рис. X.3 схематически показан процесс деформирования контура поперечного сечения на примере короткой неподкрепленной модели. Здесь первоначально выпучивается нижняя часть сечения с одновременным резким отклонением очертания деформированного контура от круга. Верхняя часть сечения в это время деформируется значительно меньше с сохранением деформированным контуром очертания

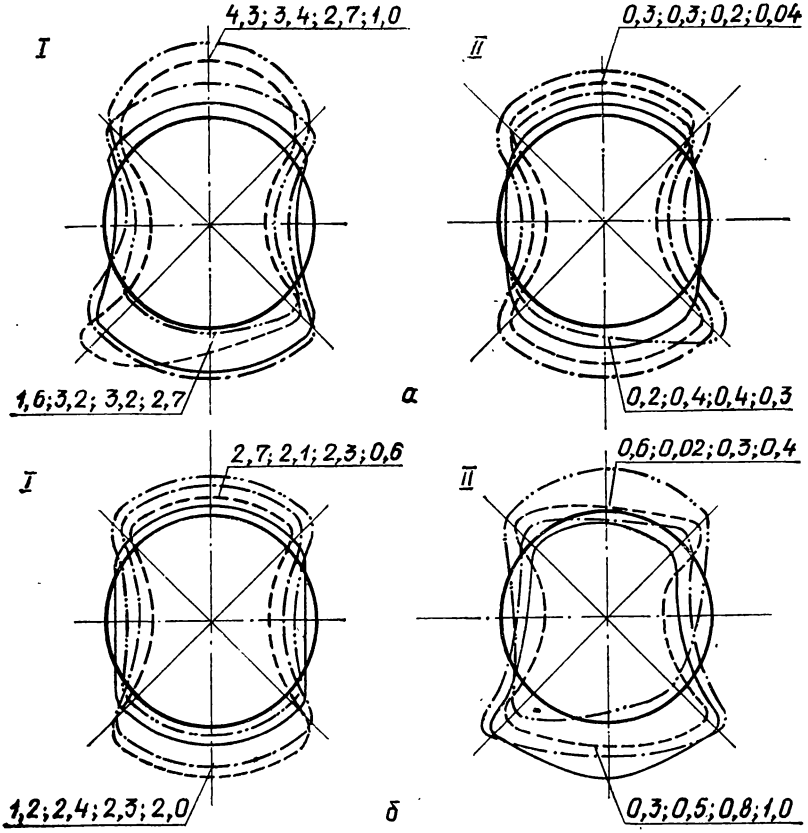


Рис. X.2. Эпюры деформаций контуров поперечных сечений трубопровода с $\lambda = 10$ при изменении высоты H, мм, его заполнения:

I — неподкрепленная модель; *II* — модель со шпангоутом;
а — сечение в середине пролета; *б* — сечение в четверти пролета;
——— $H = 302$, —·—·— $H = 446$,
– – – $H = 500$, — — — — — $H = 779$.

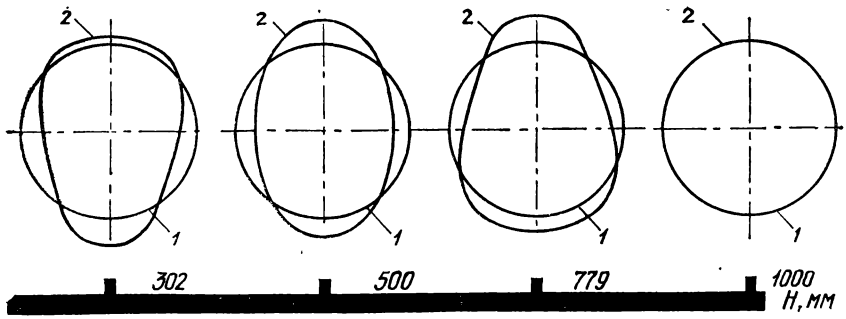


Рис. X.3. Характер деформирования контура поперечного сечения трубопровода при изменении высоты H его заполнения:

1 — недеформированный контур; *2* — деформированный контур.

окружности. Точки, лежащие на горизонтальном диаметре, начинают сближаться к центру (см. рис. X.3).

В дальнейшем деформации нарастают и примерно при половинном заполнении деформации верхней и нижней частей сечения выравниваются по размеру. Одновременно контур нижней части сечения стремится приобрести форму окружности (см. рис. X.3).

После нагрузки, соответствующей заполнению 0,7...0,8H, начинается резкий возврат в первоначальное положение всего деформированного контура. При полном заполнении поперечного сечения контур вновь приобретает форму круга.

Постановка одного шпангоута резко стабилизирует форму поперечного сечения. Характер деформации остается тот же, однако значения ее малы и не превышают (0,1...0,2) t.

Эти данные позволяют сделать вывод о том, что постановка одного шпангоута в середине пролета оболочки резко снижает деформативность поперечных сечений, приближая ее работу к балке кольцевого сечения.

РЕКОМЕНДАЦИИ ПО УЧЕТУ ДЕЙСТВИТЕЛЬНОЙ РАБОТЫ

Исследования действительной работы трубопроводов под воздействием поперечной вертикальной нагрузки позволяют сделать следующие выводы и дать практические рекомендации.

1. При загружении короткого трубопровода неосесимметричной нагрузкой наблюдаются значительные отклонения напряжений от полученных при расчете трубопровода как балки кольцевого сечения. Для длинных трубопроводов характерно близкое совпадение напряженного состояния с определенным по гипотезе плоских сечений. Это соответствует данным о границах возможного расчета трубопроводов как балок кольцевого сечения.

2. Кольцевые напряжения имеют незначительные отклонения от напряжений, полученных с учетом гипотезы плоских сечений. Поэтому в инженерных расчетах трубопроводов можно учитывать лишь кольцевые моменты элементарного состояния.

3. Характер деформаций контура и их значения меняются на разных этапах загружения и, достигая максимума в средней части пролета, уменьшаются в его четверти на 45...55 %.

4. Максимальная деформация точек, определяющих общую несущую способность, наблюдается при нагрузке, близкой к половинному заполнению.

5. Постановка одного промежуточного шпангоута в середине пролета значительно стабилизирует форму поперечного сечения и уменьшает отклонение напряжений от балочных. Сохраняя общий характер деформаций гладкой неподкрепленной оболочки, значения их резко уменьшаются и контур в этом случае незначительно отличается от недеформированного, что подтверждает возможность расчета такого трубопровода как балки кольцевого сечения.

Глава XI. ОСОБЕННОСТИ ПРОЕКТИРОВАНИЯ ТРУБОПРОВОДОВ СПЕЦИАЛЬНОГО НАЗНАЧЕНИЯ

На промышленных предприятиях, наряду с трубопроводными системами, эксплуатируются трубопроводы, входящие в комплекс производственного цикла и соединяющие между собой различные технологические агрегаты. Такие трубопроводы несут на себе, как правило, технологические и строительные функции и должны соответствовать всем требованиям эксплуатации. Их отличает насыщенность оборудованием, значительные жесткости систем при компенсации температурных перемещений, наличие сложной футеровки, повышенное давление газовой среды и ее высокие температуры.

Специальные условия проведения испытания таких трубопроводов перед сдачей в эксплуатацию накладывают дополнительные требования к качеству их проектирования и строительства.

В наиболее насыщенном трубопроводами промышленном объекте — комплексе доменной печи — к таким трубопроводам относятся:

вертикальные и нисходящие газопроводы, транспортирующие колошниковый газ из доменной печи в пылеуловитель;

соединительный газопровод между пылеуловителем и блоком газоочистки;

кольцевой воздухопровод горячего дутья, расположенный вокруг доменной печи и подающий горячий воздух к фурменным приборам;

прямой воздухопровод горячего дутья, расположенный вдоль фронта воздухонагревателей и соединяющий их с кольцевым воздухопроводом;

вертикальный воздухопровод горячего дутья, так называемая труба для постановки печи «на тягу», предназначенная для быстрого снижения температуры в печи при остановке ее на ремонт;

газопроводы получистого и чистого газов, соединяющие между собой аппараты газоочистки и транспортирующие чистый доменный газ в общезаводской коллектор.

Вертикальные и нисходящие трубопроводы, соединяющие между собой доменную печь с пылеуловителем, конструктивно решены в виде пространственной системы достаточно сложной геометрии и берут свое начало в куполе доменной печи, на который они опираются. Две пары трубопроводов, выходя с обеих сторон купола через 23—25 м, объединяются попарно в один трубопровод и имеют общую высоту до 30 м. На вертикальных участках расположены врезки, куда подсоединяются два нисходящих трубопровода, переходящие в районе пылеуловителя в один, который входит в верхнюю часть пылеуловителя.

Трубопроводы находятся в весьма сложных условиях работы, к основным из которых следует отнести: высокую температуру проходящих газов, достигающую 500...600 °С и циклически изменяющуюся при работе аппарата загрузки печи; высокую запы-

ленность газа колошниковой пылью; значительные геометрические размеры системы, влияющие на выбор ее прочностных характеристик.

Трубопроводы всегда проектируются с футеровкой, защищающей стенки от воздействия высоких температур и абразивных частиц пыли. Она, как правило, выполняется из шамотного кирпича. Однако в последнее время получили широкое распространение более индустриальные конструкции футеровок — в виде каменного литья или торкрет-бетона.

Система трубопроводов «доменная печь — пылеуловитель» отличается хорошей самокомпенсирующей способностью при восприятии температурных перемещений. При расчете системы пылеуловитель и доменная печь рассматриваются для трубопроводов как шарнирно-неподвижные опоры, а трубопроводы — как стержни в условиях воздействий стационарного температурного поля поперечной нагрузки и внутреннего давления.

Толщина стенок вертикальных трубопроводов принимается обычно 12...16 мм, а нисходящих — до 20 мм в зависимости от расстояния между доменной печью и пылеуловителем.

Соединительный газопровод между скруббером и пылеуловителем находится в близких к вышеописанным условиям эксплуатации. Основная проблема при проектировании таких трубопроводов — создание благоприятных условий для компенсации температурных перемещений. Небольшое, как правило, расстояние между пылеуловителем и скруббером затрудняет обычно создание гибкой схемы с хорошей компенсацией. Дополнительные трудности создают здесь вертикальные опоры трубопровода, которые должны минимально препятствовать температурным перемещениям.

Поэтому для таких случаев часто применяют подвижные опорные части — скользящие, катковые или шариковые. В ряде случаев находят применение маятниковые опоры, воспринимающие лишь вертикальную нагрузку. Расчетная схема трубопровода аналогична описанной выше, однако требует учета наличия промежуточных опор.

Кольцевой воздухопровод горячего дутья конструктивно представляет собой пространственную оболочку в виде кольцевого многогранника с круглым поперечным сечением. Число граней соответствует удвоенному количеству фурменных приборов для подачи дутья в печь [23]. Трубопровод выполняется со сложной футеровкой, обеспечивающей защиту трубы от температуры 1200...1400 °С. Столь высокая температура и внутреннее давление воздуха до 250 кПа требуют специального рассмотрения вопросов прочности системы «кожух — футеровка» [32].

Трубопровод имеет толщину стенки 20 мм и опирается, как правило, на жесткие подвески, закрепленные к верху горновых колонн. В современных доменных печах при четырех колоннах трубопровод опирается в четырех точках, равномерно расположенных через 90° по окружности.

В последнее время находит также применение опирание тру-

бопровода на консоли к горновым колоннам. Такое решение в большей степени отвечает индустриализации монтажа трубопровода, однако создает дополнительные усилия на колонны.

Прямой воздухопровод горячего дутья по условию эксплуатации не отличается от кольцевого. Однако его прямолинейность и значительная протяженность делают весьма существенным решение вопроса компенсации температурных перемещений.

Особое значение здесь имеет решение общей схемы трубопровода, расстановка опор и выбор их типов. Трубопровод, как правило, обладает низкой возможностью самокомпенсации и, кроме того, закреплен с помощью жестких отводов к кожухам воздухонагревателей.

Для доменных печей небольших объемов при сравнительно коротких трубопроводах температурные перемещения, как правило, «гасятся» деформативностью узлов сопряжения его с кожухами. Однако и в этих условиях наблюдаются повреждения и трещинообразование в узлах, излишние подвижки кольцевого воздухопровода и связанное с ними расстройство фурменных приборов. Наиболее надежное решение восприятия температурных деформаций в таких случаях — устройство компенсаторов. Наличие футеровки, высокие технологические параметры транспортируемого воздуха потребовали разработки компенсаторов специальной конструкции [34].

Своеобразным назначением отличается трубопровод для взятия печи «на тягу». Подключенный к кольцевому воздухопроводу горячего дутья, он предназначен для вытяжки за счет естественной тяги горячих газов из доменной печи при ее остановке на ремонт. Процесс этот относительно кратковременный, однако создает значительные термические воздействия на трубопровод. Поэтому, несмотря на наличие футеровки, его, как правило, не проектируют полностью самонесущим. Конструктивно трубопровод решается обычно из листовой стали толщиной 10...12 мм.

Учитывая значительную высоту трубы (по действующим правилам она должна быть несколько выше любого из расположенных вблизи сооружений), ее в нескольких уровнях прикрепляют горизонтальными связями к соседним конструкциям.

Газопроводы получистого и чистого газов, в зависимости от их расположения, имеют различное внутреннее давление. Трубопроводы до дроссельного клапана работают при давлении газа 200... 250 кПа, а после дроссельного клапана — 15...20 кПа. Трубопроводы весьма насыщены оборудованием, что затрудняет создание схемы достаточной гибкости.

Особого внимания здесь требуют вертикально расположенные трубопроводы, соединяющие агрегаты газоочистки. Динамическое воздействие ветровой нагрузки, а также пульсирующее воздействие газовой среды, в значительной степени влияют на их прочность.

Краткое рассмотрение некоторых трубопроводов специального назначения подтверждает необходимость учета их особенностей при проектировании.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. *Барский В. Б.* Математические методы унификации строительных металлических конструкций // Обзоры по вопросам проектирования металлических конструкций / ЦНИИПСК.— 1969.— № 2.— С. 23—32.
2. *Барштейн М. Ф.* Воздействие ветра на здания и сооружения // Сб. науч. тр. / ЦНИИСК им. Кучеренко.— 1973.— Вып. 21.— С. 65—85.
3. *Барштейн М. Ф.* Ветровая нагрузка на здания и сооружения // Строит. механика и расчет сооружений.— 1974.— № 4.— С. 43—48.
4. *Блевинс Р., Бертон Т.* Гидродинамические силы, обусловленные срывом вихрей // Теорет. основы инж. расчетов.— 1976.— Сер. Д.— № 1.— С. 171—186.
5. *Виноградов С. В.* Определение усилий и перемещений в плоской системе трубопроводов от нагрева и внутреннего давления с учетом сил трения на опорах // Сб. тр. / ТЭП.— 1969.— Вып. 8.— С. 64—69.
6. *Глазер С. И.* К определению нагрузки от трубопроводов на строительные конструкции // Пром. стр-во и инж. сооружения.— 1969.— № 1.— С. 24—25.
7. *Горлин С. М.* Экспериментальная аэромеханика.— М. : Высш. шк., 1970.— 423 с.
8. *Заварина М. В.* Строительная климатология.— Л. : Гидрометеоиздат, 1976.— 164 с.
9. *Ивэн В.* Колебания элементов конструкций при вихревом возбуждении // Конструирование и технология машиностроения.— 1975.— Сер. В.— № 4.— С. 183—191.
10. *Казакевич М. И.* Анализ методов аэродинамического расчета висячих переходов с балкой жесткости цилиндрической формы // Сб. науч. тр. / ДИИТ.— Днепропетровск, 1972.— Вып. 126.— С. 41—46.
11. *Казакевич М. И.* Аэроупругие колебания тела круглоцилиндрической формы в потоке воздуха // Гидроаэромеханика и теория упругости / ДГУ.— Днепропетровск, 1973.— Вып. 16.— С. 53—61.
12. *Казакевич М. И.* Аэродинамические способы гашения колебаний плохообтекаемых тел в ветровом потоке // Строит. механика и расчет сооружений.— 1974.— № 6 (96).— С. 44—52.
13. *Казакевич М. И.* Аэродинамическая устойчивость надземных и висячих трубопроводов.— М. : Недра, 1977.— 200 с.
14. *Лессиг Е. Н., Лилеев А. Ф., Соколов А. Г.* Листовые металлические конструкции.— М. : Стройиздат, 1970.— 484 с.
15. *Лизин В. Т., Пяткин В. А.* Проектирование тонкостенных конструкций.— М. : Машиностроение, 1976.— 404 с.
16. *Любин А. Е.* О типизации конструктивных деталей трубопроводов // Пром. стр-во.— 1968.— № 6.— С. 43—44.
17. *Любин А. Е., Сафронков В. Ф.* Зависимость предельных прогибов надземных трубопроводов от их уклонов // Пром. стр-во.— 1968.— № 12.— С. 39—40.
18. *Любин А. Е., Сафронков В. Ф.* Расчет опорных колец жесткости трубопроводов больших диаметров // Стр-во трубопроводов.— 1969.— № 2.— С. 19—21.
19. *Любин А. Е.* О предельном состоянии изгибаемых трубопроводов низкого давления // Строит. механика и расчет сооружений.— 1972.— № 2.— С. 64—65.
20. *Любин А. Е.* Исследование оптимального шага опор трубопроводов // Стр-во трубопроводов.— 1972.— № 3.— С. 19—21.
21. *Магалиф В. Я., Якобсон Л. С.* Расчеты трубопроводов на вычислительных машинах.— М. : Энергия, 1969.— 212 с.
22. *Мельников Н. П.* Развитие металлических конструкций.— М. : Стройиздат, 1965.— 296 с.
23. *Миллер В. Я., Толоконников В. Г., Корчагин В. А.* Стальные конструкции комплекса доменной печи и газоочистки.— М. : Стройиздат, 1965.— 275 с.
24. *Петров И. П., Спиридонов В. В.* Надземная прокладка трубопроводов.— М. : Недра, 1973.— 242 с.
25. Расчет трубопроводов на прочность / *А. Г. Камерштейн, В. В. Рождественский, М. Н. Ручимский.*— М. : Недра, 1969.— 440 с.
26. Рекомендации по учету динамических ветровых нагрузок при расчете балочных систем надземных трубопроводов / ВНИИСТ.— М., 1973.— 30 с.

27. Рекомендации по методике расчета виброгасителей и их применению для надземных балочных систем трубопроводов / ВНИИСТ.— М., 1973.— 32 с.
28. Рекомендации по определению нагрузок на отдельно стоящие опоры и эстакады под трубопроводы / ЦНИИСК.— М. : Стройиздат, 1973.— 45 с.
29. *Савицкий Г. А.* Ветровая нагрузка на сооружения.— М. : Стройиздат, 1972.— 112 с.
30. *Савицкий Г. А.* Расчет антенных сооружений.— М. : Связь, 1978.— 152 с.
31. Справочник по динамике сооружений / Под ред. *Б. Г. Коренева* и *И. М. Рабиновича*.— М. : Стройиздат, 1972.— 512 с.
32. Справочник проектировщика промышленных, жилых и общественных зданий и сооружений: Металлические конструкции промышленных зданий и сооружений / Под ред. проф. *Н. П. Мельникова*.— М. : Госстройиздат, 1962.— С. 346—401, 471—503.
33. Справочник проектировщика промышленных, жилых и общественных зданий и сооружений: Расчетно-теоретический / Под ред. проф. *А. А. Уманского*.— М. : Стройиздат, 1972.— Кн. 1.— 280 с.
34. Стальные конструкции: СНиП II-23-81 *.— М., 1987.— 96 с.
35. *Старицкий В. И.* Газовое хозяйство заводов черной металлургии.— М. : Металлургия, 1973.— 290 с.
36. Строительная климатология и геофизика: СНиП 2.01.01—82.— М., 1983.— 136 с.
37. Нагрузки и воздействия: СНиП 2.01.07—85.— М., 1986.— 36 с.

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ 3
РАЗДЕЛ ПЕРВЫЙ. КОНСТРУКЦИИ ТРУБОПРОВОДОВ 5

Глава I. Общие сведения 5

Унификация 5
Эксплуатация 9
Материалы 10

Глава II. Схемы трубопроводных систем 13

Принципы компоновки систем 13
Основные схемы прокладки 15
Уменьшение влияния температурных деформаций 18
Типы опор 20
Конструктивные формы систем 21

Глава III. Элементы трубопроводных систем 28

Трубопроводы 28
Опоры основных трубопроводов 32
Опоры сопутствующих трубопроводов 38
Компенсирующие устройства 41
Технологическое оборудование 45
Площадки и лестницы 48

РАЗДЕЛ ВТОРОЙ. РАСЧЕТ ТРУБОПРОВОДОВ 49

Глава IV. Нагрузки и воздействия 49

Виды нагрузок и воздействий 49
Особенности ветровых воздействий 51
Расчетные нагрузки и сочетания 55
Нормативные коэффициенты 60

Глава V. Статический расчет трубопроводов 61

Особенности расчетных положений 61
Предельное состояние изгибаемых трубопроводов низкого давления . . 62
Расчет трубопроводов на поперечную вертикальную нагрузку 66
Расчет трубопроводов на ветровую нагрузку 74
Ветровые нагрузки на пакеты из труб 79
Влияние конструктивных элементов на ветровые нагрузки 82

Глава VI. Динамические и аэродинамические расчеты трубопроводов 86

Динамические характеристики трубопроводов 86
Методы аэродинамического расчета трубопроводов 94
Меры борьбы с вибрациями трубопроводов 99

Глава VII. Определение предельного пролета трубопровода 103

Факторы, определяющие пролет трубопровода 103
Расчет по первой группе предельных состояний 104
Расчет по второй группе предельных состояний 107
Определение оптимального размера пролета 110

Глава VIII. Расчет опорных кольцевых ребер жесткости 112
Расчетная схема и действующие нагрузки 112
Определение усилий 114
Глава IX. Расчет элементов трубопроводных систем 131
Определение нагрузок, действующих на опоры 131
Расчетные схемы опор 133
Рациональное размещение опор и компенсаторов сопутствующих трубопроводов 138
Учет гибкости колен и интенсификации напряжений 141
Расчет компенсаторов 142
Глава X. Учет действительной работы трубопроводов на статическую вертикальную нагрузку. Особенности действительной работы . . . 147
Напряженное состояние и деформативность поперечных сечений . . . 148
Рекомендации по учету действительной работы 152
Глава XI. Особенности проектирования трубопроводов специального назначения 153
Список использованной литературы 156

Производственное издание

БИБЛИОТЕКА ПРОЕКТИРОВЩИКА

Казакевич Михаил Исаакович
Любин Александр Ефимович

Проектирование металлических конструкций надземных промышленных трубопроводов

Художественный редактор *Б. В. Сущко*
Технический редактор *О. Г. Шульженко*
Корректоры *В. П. Сомохоцкая, Т. Б. Голованова*

ИБ № 2921

Сдано в набор 03.11.88. Подписано в печать 15.03.89. БФ 04047. Формат 60×90¹/₁₆. Бумага типографская № 2. Гарнитура литературная. Печать высокая. Усл. печ. л. 10. Усл. кр.-отт 10,5. Уч.-изд. л. 10,42. Тираж 4000 экз. Заказ № 8—1708. Цена 70 к.

Издательство «Будивэльнык». 252053 Киев, ул. Обсерваторная, 25.

Отпечатано с матриц Головного предприятия РПО «Полиграфкнига» на Киевской фабрике печатной рекламы им. XXVI съезда КПСС, 252067 Киев, ул. Выборгская, 84.

Производственное издание

БИБЛИОТЕКА ПРОЕКТИРОВЩИКА

Казакевич Михаил Исаакович
Любин Александр Ефимович

Проектирование металлических конструкций надземных промышленных трубопроводов

Художественный редактор *Б. В. Сушко*
Технический редактор *О. Г. Шульженко*
Корректоры *В. П. Сомохоцкая, Т. Б. Голованова*

ИБ № 2921

Сдано в набор 03.11.88. Подписано в печать 15.03.89. БФ 04047. Формат 60×90¹/₁₆. Бумага типографская № 2. Гарнитура литературная. Печать высокая. Усл. печ. л. 10. Усл. кр.-отт 10,5. Уч.-изд. л. 10,42. Тираж 4000 экз. Заказ № 8—1708. Цена 70 к.

Издательство «Будивэльнык». 252053 Киев, ул. Обсерваторная, 25.

Отпечатано с матриц Головного предприятия РПО «Полиграфкнига» на Киевской фабрике печатной рекламы им. XXVI съезда КПСС, 252067 Киев, ул. Выборгская, 84.