

Сәулет, қала құрылысы және құрылыс  
саласындағы мемлекеттік нормативтер  
**ҚР НОРМАТИВТІК–ТЕХНИКАЛЫҚ ҚҰРАЛЫ**

---

Государственные нормативы в области  
архитектуры, градостроительства и строительства  
**НОРМАТИВНО–ТЕХНИЧЕСКОЕ ПОСОБИЕ РК**

## **БОЛАТ КОНСТРУКЦИЯЛАРДЫ ЖОБАЛАУ 1-5 бөлімі. Қабықшалардың қаттылығы мен тұрақтылығы**

---

### **ПРОЕКТИРОВАНИЕ СТАЛЬНЫХ КОНСТРУКЦИЙ Часть 1-5. Прочность и устойчивость оболочек**

**ҚР НТҚ 03-01-6.1-2011  
(ҚР ҚН EN 1993-1-6:2007/2011)  
НТП РК 03-01-6.1-2011  
(к СН РК EN 1993-1-6:2007/2011)**

Ресми басылым  
Издание официальное

Қазақстан Республикасы Ұлттық экономика министрлігінің  
Құрылыс, тұрғын үй–коммуналдық шаруашылық істері және жер  
ресурстарын басқару комитеті

Комитет по делам строительства, жилищно–коммунального хозяйства  
и управления земельными ресурсами  
Министерства национальной экономики Республики Казахстан

Астана 2015

## **АЛҒЫ СӨЗ**

- 1. ӘЗІРЛЕГЕН:** «ҚазҚСҒЗИ» АҚ, «Астана Строй-Консалтинг» ЖШС
- 2. ҰСЫНҒАН:** Қазақстан Республикасы Ұлттық экономика министрлігінің Құрылыс, тұрғын үй-коммуналдық шаруашылық істері және жер ресурстарын басқару комитетінің Техникалық реттеу және нормалау басқармасы
- 3. БЕКІТІЛГЕН ЖӘНЕ ҚОЛДАНЫСҚА ЕНГІЗІЛГЕН:** Қазақстан Республикасы Ұлттық экономика министрлігі Құрылыс, тұрғын үй-коммуналдық шаруашылық істері және жер ресурстарын басқару комитетінің 2014 жылғы 29-желтоқсандағы № 156-НҚ бұйрығымен 2015 жылғы 1-шілдеден бастап.

## **ПРЕДИСЛОВИЕ**

- 1. РАЗРАБОТАН:** АО «КазНИИСА», ТОО «Астана Строй-Консалтинг»
- 2. ПРЕДСТАВЛЕН:** Управлением технического регулирования и нормирования Комитета по делам строительства, жилищно-коммунального хозяйства и управления земельными ресурсами Министерства национальной экономики Республики Казахстан
- 3. УТВЕРЖДЕН И ВВЕДЕН В ДЕЙСТВИЕ:** Приказом Комитета по делам строительства, жилищно-коммунального хозяйства и управления земельными ресурсами Министерства национальной экономики Республики Казахстан от «29» декабря 2014 года № 156-НҚ с 1 июля 2015 года.

Осы мемлекеттік нормативті Қазақстан Республикасының сәулет, қала құрылысы және құрылыс істері жөніндегі уәкілетті мемлекеттік органының рұқсатыңыз ресми басылым ретінде толық немесе ішінара қайта басуға, көбейтуге және таратуға болмайды.

Настоящий государственный норматив не может быть полностью или частично воспроизведен, тиражирован и распространен в качестве официального издания без разрешения уполномоченного государственного органа по делам архитектуры, градостроительства и строительства РК.

## СОДЕРЖАНИЕ

<b>ВВЕДЕНИЕ.....</b>	<b>VI</b>
<b>1 ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ.....</b>	<b>1</b>
1.1 Область применения .....	1
1.2 Нормативные ссылки .....	4
1.3 Термины и определения.....	4
1.4 Обозначения.....	19
1.5 Правила знаков .....	25
<b>2 ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ ДЛЯ ПРОЕКТИРОВАНИЯ И МОДЕЛИРОВАНИЯ .....</b>	<b>26</b>
2.1 Общие положения .....	26
2.2 Виды расчета.....	27
2.3 Граничные условия оболочки .....	30
<b>3 МАТЕРИАЛЫ И ГЕОМЕТРИЯ.....</b>	<b>32</b>
3.1 Свойства материалов.....	32
3.2 Расчетные значения геометрических характеристик.....	34
3.3 Геометрические допуски и геометрические дефекты.....	35
<b>4 АБСОЛЮТНЫЕ ПРЕДЕЛЬНЫЕ СОСТОЯНИЯ В СТАЛЬНЫХ ОБОЛОЧКАХ...36</b>	<b>36</b>
4.1 Рассматриваемые абсолютные предельные состояния.....	36
4.2 Принципы проектирования оболочек по предельным состояниям.....	42
<b>5 РАВНОДЕЙСТВУЮЩИЕ НАПРЯЖЕНИЙ И ДРУГИЕ НАПРЯЖЕНИЯ В ОБОЛОЧКАХ .....</b>	<b>48</b>
5.1 Равнодействующие напряжений в оболочке .....	48
5.2 Моделирование оболочки для расчета .....	48
5.3 Виды расчета.....	51
<b>6 ПРЕДЕЛЬНОЕ СОСТОЯНИЕ ПО ПЛАСТИЧНОСТИ (LS1).....</b>	<b>53</b>
6.1 Расчетные величины воздействий .....	53
6.2 Проектирование по напряжениям.....	53
6.3 Проектирование путем общего численного MNA или GMNA анализа.....	56
6.4 Указания при проектировании .....	57
ПРИМЕР 1 Определение предельного значения краевой погонной нагрузки радиального направления для тонкостенной цилиндрической оболочки по предельному состоянию LS1 .....	57
ПРИМЕР 2 Определение предельного значения краевых усилий $P_{n0}$ радиального направления для тонкостенной оболочки по предельному состоянию LS1 на основе пластического механизма разрушения.....	61
ПРИМЕР 3 Определение области допустимых соотношений между равномерно распределенными по периметру меридиональными усилиями $P_x$ и величиной внутреннего давления $p_n$ , исходя из предельного состояния по пределу пластичности (LS1).....	63
ПРИМЕР 4 Определение предельного значения внутреннего давления $p_n^*$ , исходя из предельного состояния по пределу пластичности (LS1) для оболочки, находящейся под воздействием внутреннего давления и подкрепленной кольцом жесткости .....	77
<b>7 ПРЕДЕЛЬНОЕ СОСТОЯНИЕ ПО ЦИКЛИЧЕСКОЙ ПЛАСТИЧНОСТИ (LS2) ....</b>	<b>84</b>

7.1 Расчетные величины воздействий .....	84
7.2 Проектирование по напряжениям.....	84
7.3 Проектирование путем общего численного MNA или GMNA анализа.....	85
7.4 Указания при проектировании .....	86
ПРИМЕР 5 Определение предельно допустимой величины внутреннего давления, по предельным состояниям LS1 и LS2 на основе линейно-упругого расчета проектированием по напряжениям для цилиндрической емкости с двумя жесткими днищами.....	86
ПРИМЕР 6 Определение предельно допустимой величины внутреннего давления, по предельным состояниям LS1 и LS2 на основе линейно-упругого расчета проектированием по напряжениям для цилиндрической емкости с двумя днищами.....	60
ПРИМЕР 7 Проверка цилиндрической стенки резервуара, жестко закрепленного в основании, по предельному состоянию, связанному с циклической пластичностью (LS2).....	94
ПРИМЕР 7 А Проверка цилиндрической стенки резервуара, жестко закрепленного в основании, по предельному состоянию, связанному с циклической пластичностью (LS2).....	99
<b>8 ПРЕДЕЛЬНОЕ СОСТОЯНИЕ ПО ПОТЕРЕ ПРОДОЛЬНОЙ УСТОЙЧИВОСТИ (LS3) .....</b>	<b>103</b>
8.1 Расчетные величины воздействий .....	103
8.2 Специальные определения и обозначения.....	103
8.3 Граничные условия, относящиеся к потере продольной устойчивости .....	104
8.4 Геометрические допуски, относящиеся к потере продольной устойчивости .....	104
8.5 Проектирование по напряжениям .....	110
8.6 Проектирование путем общих численных расчетов использованием методов MNA и LBA анализа .....	115
8.7 Проектирование путем общих численных расчетов использованием методов GMNIA анализа .....	118
ПРИМЕР 8 Определение несущей способности цилиндрической стенки емкости с двумя жесткими днищами, исходя из предельного состояния, связанного с потерей продольной устойчивости (LS3) при меридиональном сжатии внешним давлением $p_x$ .	125
ПРИМЕР 9 Определение несущей способности цилиндрической стенки в емкости с двумя жесткими днищами, исходя из предельного состояния, связанного с потерей продольной устойчивости (LS3) при радиальном сжатии внешним давлением .....	127
<b>9 ПРЕДЕЛЬНОЕ СОСТОЯНИЕ ПО УСТАЛОСТИ (LS4) .....</b>	<b>129</b>
9.1 Расчетные величины воздействий .....	129
9.2 Проектирование по напряжениям .....	129
9.3 Проектирование путем общего численного LA или GNA анализа .....	133
<b>Приложение А (обязательное) Мембранная теория напряжений в оболочках.....</b>	<b>134</b>
<b>Приложение В (обязательное) Дополнительные выражения сопротивлений пластическому разрушению .....</b>	<b>139</b>
<b>Приложение С (обязательное) Выражения для линейно-упругих мембранных и изгибающих напряжений .....</b>	<b>147</b>

<b>Приложение D (обязательное) Формулы напряжений при продольном изгибе .....</b>	<b>161</b>
<b>БИБЛИОГРАФИЯ.....</b>	<b>183</b>

## **ВВЕДЕНИЕ**

Стратегической целью реформы системы технического регулирования, изложенной в Концепции реформирования системы технического регулирования строительной отрасли Республики Казахстан на 2010-2014 годы, является создание благоприятных условий для формирования в Республике Казахстан устойчивой высокой культуры строительства, которая является характерной чертой и показателем развитого общества.

Основным требованием к реформе является приведение строительного законодательства и нормативных технических документов в области технического регулирования в соответствие с зарубежными аналогами, применяющимися в экономически развитых странах.

Государственные нормативы в области архитектуры градостроительства и строительства Республики Казахстан должны быть усовершенствованы в соответствии с основами правового регулирования архитектурной, градостроительной и строительной деятельности, законодательством и структурой управления на базе действующих в переходный период в Казахстане, а также международных нормативных правовых актов, нормативно-технических документов и иных обязательных и рекомендуемых требований, условий и ограничений.

Главная направленность государственных нормативов – обеспечение охраняемых законом потребностей граждан и общества в создании благоприятной и экологически безопасной среды обитания и жизнедеятельности при осуществлении архитектурной, градостроительной и строительной деятельности, защита прав потребителей проектной и строительной продукции, обеспечение надежности и безопасности строительства, устойчивого функционирования построенных объектов при эксплуатации.

---

**ҚАЗАҚСТАН РЕСПУБЛИКАСЫНЫҢ НОРМАТИВТІК-ТЕХНИКАЛЫҚ ҚҰРАЛЫ**  
**НОРМАТИВНО–ТЕХНИЧЕСКОЕ ПОСОБИЕ РЕСПУБЛИКИ КАЗАХСТАН**

---

**БОЛАТ КОНСТРУКЦИЯЛАРДЫ ЖОБАЛАУ****1-5 бөлімі. Қабықшалардың қаттылығы мен тұрақтылығы****ПРОЕКТИРОВАНИЕ СТАЛЬНЫХ КОНСТРУКЦИЙ****Часть 1-5. Прочность и устойчивость оболочек**

---

Дата введения - 2015-07-01

**1 ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ****1.1 Область применения**

1.1.1 «Еврокод 3. Проектирование стальных конструкций. Часть 1-6. Прочность и устойчивость оболочек» является документом, регламентирующим общую философию и уровень теоретической базы, которые должны быть положены в основу проектирования стальных конструкций данного класса. На основе этой части разработаны коды по проектированию стальных резервуаров, газгольдеров, бункеров и силосов. В свою очередь, указанная часть Еврокода разработана в соответствии с СН РК EN 1993-1-1:2005 «Еврокод 3: Проектирование стальных конструкций. Часть 1-1. Общие правила и правила для зданий», где содержатся общие принципы проектирования стальных конструкций вообще.

1.1.2 В советской структуре норм проектирования подобный код отсутствовал, что говорило о том, что разработчики норм не видели или не считали, что проектирование оболочечных конструкций имеет какие-то принципиальные отличия от проектирования стальных конструкций вообще. Вместе с тем, как будет показано ниже, такие отличия существуют, и отсутствие кода по классу оболочек в значительной мере затрудняло возможность проектирования оболочечных конструкций для широкого круга проектировщиков. А тот факт, что в традиционных образовательных курсах по дисциплине «Строительная механика» очень мало времени отводится расчету пластин и оболочек, еще более усугубляет сложившуюся ситуацию.

1.1.3 В действительности проектирование оболочечных конструкций имеет следующие принципиальные особенности:

- Расчет стержневых систем, как правило, сводится к расчету отдельных элементов (элементы, работающие на растяжение, сжатие, изгиб и т.д.). Практически именно так, на рассмотрении особенностей напряженного состояния отдельных элементов, построены советские нормы проектирования, см. СНиП II-23-81\* «Стальные конструкции. Нормы проектирования». Оболочечные конструкции не могут расчленяться на отдельные элементы, поскольку здесь работа всех участков взаимосвязана. В указанном документе, являющимся общим для стальных конструкций, оболочечные конструкции представлены в значительной степени формально, без приложения расчетных схем, без рассмотрения

напряженного состояния в зонах «краевых эффектов», которые присутствуют практически в каждой оболочечной конструкции.

- Если расчет элементов стержневых систем основывается в основном на аппарате сопротивления материалов, то расчет оболочек – это теория упругости с дифференциальными уравнениями и граничными условиями.

- Поведение стержневых и оболочечных конструкций в состояниях, близких к предельным, также имеют ряд важных отличий, обуславливающих различные формулировки этих предельных состояний. В частности, в напряженно-деформированном состоянии оболочек можно выделить «краевые» напряжения, которые возникают в местах сопряжения оболочек с другими конструкциями (в том числе и с другими оболочками), такие напряжения могут достигать больших значений, но они не имеют решающего значения для обеспечения общего равновесия оболочек, подверженных внешним нагрузкам и воздействиям (в «Еврокод 3. Проектирование стальных конструкций. Часть 1-

- Прочность и устойчивость оболочек» эти напряжения называются вторичными). Поэтому во многих случаях в зонах возникновения «краевых» напряжений допускается развитие упруго-пластических деформаций и расчет ведется с учетом физической нелинейности работы материала. В стержневых элементах такого ярко выраженного различия между первичными и вторичными напряжениями не существует, поэтому и постановка расчета, принятая в оболочках, здесь неприемлема.

- Расчет оболочек трудно поддается формализации, поскольку во многих случаях требует применения компьютерной техники.

1.1.4 В итоге можно считать, что наличие специального кода, определяющего некоторые принципиальные положения и содержащего ряд аналитических зависимостей для расчета оболочечных конструкций, следует считать вполне целесообразным и обоснованным.

1.1.5 В СН РК EN 1993-1-6 приведены основные правила проектирования листовых стальных конструкций, имеющих форму оболочки вращения.

1.1.6 Настоящий норматив предназначен к применению в сочетании с СН РК EN 1993-1-1, СН РК EN 1993-1-3, СН РК EN 1993-1-4, СН РК EN 1993-1-9 и соответствующими прикладными частями СН РК EN 1993, включая:

- Часть 3.1 для башен и мачт;
- Часть 3.2 для дымовых труб;
- Часть 4.1 для бункеров;
- Часть 4.2 для резервуаров;
- Часть 4.3 для трубопроводов.

1.1.7 Настоящий норматив определяет характеристические и расчетные значения сопротивления конструкции.

1.1.8 Нормами «Еврокод 3. Проектирование стальных конструкций. Часть 1-6. Прочность и устойчивость оболочек» предполагается проектирование оболочечных конструкций, основываясь на четырех видах предельных состояний:

- по пределу пластичности;
- по циклической пластичности;
- по потере продольной устойчивости;
- по усталости.



1.1.9 Нужно отметить, что в советских нормах проектирования все указанные состояния также заложены в соответствующие расчетные проверки конструкций, в том числе и оболочечных конструкций. Можно только указать, что циклическая пластичность при проектировании стальных конструкций не выделяется в отдельный подвид предельного состояния потому, что упруго-пластическая работа строительных металлоконструкций в режиме многократных (в том числе циклических) воздействий нагрузок попросту не допускается.

1.1.10 Если говорить об особенностях трактовки предельных состояний, то здесь есть определенная разница между советскими нормами проектирования и Еврокодом.

1.1.11 Общее равновесие конструкции (сползание, поднятие, опрокидывание) не включено в настоящий норматив, но рассматривается в СН РК EN 1993-1-1. Специальные положения по особым сферам применения содержатся в соответствующих прикладных частях СН РК EN 1993.

1.1.12 Положения настоящего норматива применяются к осесимметричным оболочкам и связанным с ними круговым или кольцевым пластинам, а также к кольцам сечения балки и ребрам жесткости, если они являются частью целой конструкции. Рассматриваются общие процедуры компьютерных расчетов всех форм оболочек. Подробные выражения для ручных расчетов неподкрепленных цилиндров и конусов приведены в Приложениях.

1.1.13 Цилиндрические и конические панели явным образом не описаны в настоящем стандарте. Однако, положения могут быть применимы, если должным образом учтены соответствующие граничные условия.

1.1.14 Настоящий норматив предназначен для применения к стальным пустотелым конструкциям. Если для пустотелых конструкций, изготовленных из других металлов, отсутствуют нормативы, то положения настоящего норматива могут применяться при условии, что должным образом учтены соответствующие свойства материала.

1.1.15 Применение положений настоящего норматива предусмотрено в пределах диапазона температур, определенного в соответствующих прикладных частях EN 1993. Максимальная температура ограничена, чтобы влиянием ползучести можно было пренебречь, если эффекты ползучести при высокой температуре не рассматриваются соответствующей прикладной частью.

1.1.16 Положения настоящего норматива применяются к конструкциям, отвечающим факторам хрупкого разрушения, приведенным в СН РК EN 1993-1-10.

1.1.17 Положения настоящего норматива применяются к проектированию конструкций, подверженных воздействиям, которые могут рассматриваться как квазистатические.

1.1.18 В настоящем нормативе предполагается, что ветровая нагрузка и поток сыпучих твердых веществ, в целом, можно рассматривать как квазистатические воздействия.

1.1.19 Динамические эффекты должны быть учтены согласно соответствующей прикладной части СН РК EN 1993, включая последствия для усталости. Однако, равнодействующие напряжений, возникающие из динамического поведения, рассматриваются в этой части как квазистатические.

1.1.20 Положения настоящего норматива применяются к конструкциям, которые сооружены в соответствии с СН РК EN 1090-2.

1.1.21 Настоящий стандарт не рассматривает аспекты утечек.

1.1.22 Настоящий норматив предназначен для применения к конструкциям в следующих пределах:

- расчетные температуры металла в диапазоне от  $-50\text{ }^{\circ}\text{C}$  до  $+300\text{ }^{\circ}\text{C}$ ;
- отношения радиуса к толщине в диапазоне от 20 до 5000.

**ПРИМЕЧАНИЕ** Следует отметить, что правила расчета напряжений настоящего норматива могут быть достаточно консервативными, если применяются к некоторым геометрическим формам и условиям нагружения для относительно толстостенных оболочек.

## **1.2 Нормативные ссылки**

1.2.1 Настоящий Европейский норматив содержит положения других публикаций в виде датированных или недатированных ссылок. Эти нормативные ссылки располагаются в соответствующих местах текста, а перечень публикаций приводится ниже. Для датированных ссылок последующие поправки или редакции любых таких публикаций применимы к данному Европейскому нормативу, только если они включены в него поправкой или редакцией. Для недатированных ссылок применимо последнее издание публикации, на которую дается ссылка.

EN 1090-2 Исполнение стальных и алюминиевых конструкций. Часть 2. Технические требования к стальным конструкциям;

EN 1990 Основы проектирования строительных конструкций;

EN 1991 Еврокод 1: Воздействия на конструкции;

EN 1993 Еврокод 3: Проектирование стальных конструкций:

Часть 1.1 Общие правила и правила для зданий;

Часть 1.3 Холодноформованные тонкие элементы и листы;

Часть 1.4 Нержавеющие стали;

Часть 1.5 Элементы конструкций из листовой стали;

Часть 1.9 Усталостная прочность стальных конструкций;

Часть 1.10 Вязкость материала и прочностные свойства в направлении толщины проката;

Часть 1.12 Дополнительные правила для расширения области EN 1993 до включения марок стали S 700;

Часть 2 Стальные мосты;

Часть 3.1 Башни и мачты;

Часть 3.2 Дымовые трубы;

Часть 4.1 Бункеры;

Часть 4.2 Резервуары;

Часть 4.3 Трубопроводы;

Часть 5 Свайные сооружения.

### 1.3 Термины и определения

ПРИМЕЧАНИЕ В настоящем стандарте используются термины и определения из ISO 2394, ISO 3898, ISO 8930, ISO 8402.

#### 1.3.1 Единые термины в настоящем стандарте и СН РК EN 1991 – СН РК EN 1999

**1.3.1.1 Строение (сооружение) (Bauwerk):** Все, что строится или является результатом строительных работ.

ПРИМЕЧАНИЕ Определение по ISO 6707-1. Данный термин подразумевает как здания, так и инженерные сооружения. Он относится к законченному строению, которое содержит несущие, ненесущие конструкции и фундамент.

**1.3.1.2 Вид строения (Art des Bauwerkes):** Классификация строений в зависимости от функционального назначения, например, жилой дом, подпорная стена, промышленное здание, дорожный мост.

**1.3.1.3 Вид конструкции (Bauart):** Классификация конструкций в зависимости от применяемых строительных материалов, например, железобетонная конструкция, стальная конструкция, деревянная конструкция, кирпичная кладка, составная конструкция.

**1.3.1.4 Метод строительства (Bauverfahren):** Способ возведения строения: монолитное, сборное и сборно-монолитное строительство.

**1.3.1.5 Строительный материал (Baustoff):** Материал, применяемый для строительства, например, бетон, сталь, дерево, кирпич.

**1.3.1.6 Несущая конструкция (Tragwerk):** Предусмотренное расположение соединенных друг с другом изделий, запроектированных так, что они воспринимают установленную часть несущей способности и жесткости.

**1.3.1.7 Строительное изделие (Bauteil):** Часть несущей конструкции, например, опора, балка, плита перекрытия, свая основания.

**1.3.1.8 Вид несущей конструкции (Art des Tragwerkes):** Классификация несущих конструкций в зависимости от их назначения и области применения.

ПРИМЕЧАНИЕ Виды несущих конструкций — это, например, рамы, подвесные мосты.

**1.3.1.9 Несущая система (Tragsystem):** Несущие элементы, образующие по определенным правилам систему, обеспечивающую заданные эксплуатационные функции.

**1.3.1.10 Модель несущей конструкции (Tragwerksmodell):** Идеализированная система, применяемая в расчетах.

**1.3.1.11 Строительство (Bauausführung):** Все виды деятельности по строительству здания или сооружения, включая приобретение строительных материалов, контроль и разработку соответствующей документации.

ПРИМЕЧАНИЕ Термин подразумевает все работы на строительной площадке, включая изготовление изделий как на ее территории, так и за пределами.

### **1.3.2 Специальные термины, связанные с расчетом несущих конструкций**

**1.3.2.1 Критерии расчета** (Bemessungskriterien): Количественные показатели, устанавливающие условия, выполняемые для каждого предельного состояния.

**1.3.2.2 Расчетные ситуации** (Bemessungssituationen): Ряд условий, принимаемых в качестве замены действительных условий эксплуатации в течение определенного отрезка времени и устанавливающих, что при проектировании несущей конструкции ее показатели не превысят предельных состояний.

**1.3.2.3 Временная расчетная ситуация** (vorübergehende Bemessungssituation): Ситуация, которая является определяющей в течение отрезка времени, существенно меньшего продолжительности эксплуатации несущей конструкции.

ПРИМЕЧАНИЕ Временная расчетная ситуация относится к временным условиям эксплуатации или воздействия на несущую конструкцию, например, во время строительства или во время проведения ремонта.

**1.3.2.4 Постоянная расчетная ситуация** (ständige Bemessungssituation): Ситуация, являющаяся определяющей в течение всего срока эксплуатации несущей конструкции.

ПРИМЕЧАНИЕ В целом она относится к обычным условиям эксплуатации.

**1.3.2.5 Чрезвычайная расчетная ситуация** (außergewöhnliche Bemessungssituation): Ситуация, которая включает в себя чрезвычайные для несущей конструкции условия, например, пожар, взрыв, удар или местное разрушение.

**1.3.2.6 Строительная противопожарная защита** (baulicher Brandschutz): Проектирование несущей конструкции с учетом требований противопожарной безопасности.

**1.3.2.7 Расчетная ситуация при сейсмических воздействиях** (Bemessungssituation mit Erdbeben): Ситуация для несущей конструкции, возникающая в условиях сейсмического воздействия.

**1.3.2.8 Проектный срок эксплуатации** (geplante Nutzungsdauer): Время, в течение которого несущая конструкция эксплуатируется с сохранением ее функционального назначения, с учетом предусмотренных мер по ее поддержанию, но без капитального ремонта.

**1.3.2.9 Угроза** (Gefährdung): Согласно настоящему стандарту и СН РК EN 1991 – СН РК EN 1999 — чрезвычайное или значимое событие, например, необычное воздействие или влияние окружающей среды, недостаточная прочность или несущая способность или значительное отклонение от предусмотренных размеров.

**1.3.2.10 Порядок (схема) приложения нагрузок** (Lastanordnung): Установление положения, величины и направления воздействия.

**1.3.2.11 Расчетная схема (расчетный случай) нагрузок (Lastfall):** Совместимые друг с другом схемы приложения нагрузок, деформации и дефекты с заданными переменными и постоянными воздействиями, которые необходимо одновременно учитывать в определенных расчетах.

**1.3.2.12 Предельные состояния (Grenzzustände):** Состояния, при превышении которых несущая конструкция не отвечает требованиям норм проектирования.

**1.3.2.13 Предельные состояния несущей способности (Grenzzustände der Tragfähigkeit):** Состояния, связанные с разрушением или другими формами отказа несущей конструкции.

ПРИМИЧАНИЕ Как правило, они соответствуют максимальной несущей способности конструкции или ее элемента.

**1.3.2.14 Предельные состояния эксплуатационной пригодности (Grenzzustände der Gebrauchstauglichkeit):** Состояния, при превышении которых не выполняются установленные условия эксплуатационной пригодности несущей конструкции или ее элемента.

**1.3.2.14.1 Необратимые предельные состояния эксплуатационной пригодности (nicht umkehrbare Grenzzustände der Gebrauchstauglichkeit):** Предельные состояния, которые продолжительное время остаются превышенными после устранения основных воздействий, вызывающих превышение.

**1.3.2.14.2 Обратимые предельные состояния эксплуатационной пригодности (umkehrbare Grenzzustände der Gebrauchstauglichkeit):** Предельные состояния, которые не превышаются после устранения основных воздействий, вызывающих превышение.

**1.3.2.14.3 Критерий эксплуатационной пригодности (Gebrauchstauglichkeitskriterium):** Проектный критерий для предельного состояния эксплуатационной пригодности.

**1.3.2.15 Несущая способность (Tragfähigkeit):** Механический показатель строительного элемента или сечения элемента по отношению к формам отказа, например, сопротивление изгибу, сопротивление продольному изгибу, сопротивление растяжению.

**1.3.2.16 Прочность (Festigkeit):** Механический показатель материала, обычно выражаемый в единицах механического напряжения.

**1.3.2.17 Надежность (Zuverlässigkeit):** Способность несущей конструкции или элемента конструкции соответствовать установленным требованиям в течение проектного срока эксплуатации. Надежность выражается, как правило, вероятностными величинами.

ПРИМЕЧАНИЕ Надежность распространяется на запас несущей способности, эксплуатационную пригодность и долговечность несущей конструкции.

**1.3.2.18 Дифференциация надежности (Differenzierung der Zuverlässigkeit):** Мероприятия по народно-хозяйственной оптимизации средств, используемых в строительстве, с учетом последствий от ущерба и строительных расходов.

**1.3.2.19 Базисная переменная (Basisvariable):** Переменная, обозначающая физическую величину, посредством которой характеризуется воздействие или влияние окружающей среды, показатель строительного материала или элемента конструкции, включая свойства грунтов, а также геометрический размер.

**1.3.2.20 Содержание в исправности (техническое обслуживание) (Instandhaltung):** Совокупность мероприятий, которые проводятся в течение проектного срока эксплуатации несущей конструкции для поддержания ее функциональности.

ПРИМЕЧАНИЕ Мероприятия по ремонту несущей конструкции после чрезвычайных воздействий или землетрясения не являются содержанием в исправности.

**1.3.2.21 Ремонт (Instandsetzung):** Мероприятия по сохранению или восстановлению функциональной способности несущей конструкции, выходящие за рамки мероприятий по поддержанию строения в исправности.

**1.3.2.22 Номинальное значение (Nennwert):** Значение, полученное не статистически, а на основании опытных данных или физических условий.

### **1.3.3 Термины, связанные с воздействиями**

#### **1.3.3.1 воздействие (Einwirkung) F:**

а) Группа сил (нагрузок), действующих на несущую конструкцию (прямое воздействие).

б) Группа принудительных деформаций или колебания, которые вызываются изменением температуры, влажности, усадкой, ползучестью материала, неравномерной осадкой оснований или землетрясением (косвенное воздействие).

**1.3.3.2 Влияние воздействий (Auswirkung von Einwirkungen) E:** Усилия в элементах конструкции (например, срезающие усилия, моменты, напряжения, растяжения) или реакции всей несущей конструкции (например, прогибы, скручивания), которые вызываются воздействиями.

**1.3.3.3 Постоянное воздействие (ständige Einwirkung) G:** Воздействие в течение всего срока эксплуатации, временное изменение величины которого по сравнению со средним значением очень незначительно, или при котором изменение до достижения определенного предельного значения происходит всегда в одном направлении (равномерно).

**1.3.3.4 Переменное воздействие (veränderliche Einwirkung) Q:** Воздействие, временное изменение величины которого следует учитывать, или при котором изменение не всегда происходит в одном направлении.

**1.3.3.5 Чрезвычайное воздействие (außergewöhnliche Einwirkung) A:** Воздействие, как правило, кратковременное, но значительной величины, вероятность возникновения которого в течение проектного срока эксплуатации несущей конструкции небольшая.

ПРИМЕЧАНИЕ 1 Чрезвычайное воздействие может иметь значительные последствия, если не принимать особых мер.

ПРИМЕЧАНИЕ 2 Ударные, снеговые, ветровые и сейсмические воздействия можно рассматривать как переменные или чрезвычайные воздействия, в зависимости от статистики их наступления.

**1.3.3.6 Сейсмическое воздействие** (Erdbebeneinwirkung) **А<sub>Е</sub>**: Воздействие, возникающее в результате движений грунта во время землетрясения.

**1.3.3.7 Геотехническое воздействие** (geotechnische Einwirkung): Воздействие, передаваемое на строение от грунта через основание или от грунтовых вод.

**1.3.3.8 Стационарное воздействие** (ortsfeste Einwirkung): Воздействие с установленным распределением по несущей конструкции или элементу конструкции, в результате чего величина и направление всего воздействия однозначно определяются установлением величины и направлением.

**1.3.3.9 Свободное воздействие** (freie Einwirkung): Воздействие, которое может иметь различное пространственное распределение по несущей конструкции.

**1.3.3.10 Отдельное (единичное) воздействие** (Einzeleinwirkung): Воздействие, не зависимое во времени и пространстве от другого воздействия.

**1.3.3.11 Статическое воздействие** (statische Einwirkung): Воздействие, не вызывающее существенного колебания несущей конструкции или элементов конструкции.

**1.3.3.12 Динамическое воздействие** (dynamische Einwirkung): Воздействие, вызывающее существенные колебания несущей конструкции или элементов конструкции.

**1.3.3.13 Псевдостатическое воздействие** (quasi-statische Einwirkung): Динамическое воздействие, которое при расчете заменяется эквивалентным статическим воздействием.

**1.3.3.14 Нормативное значение воздействия** (charakteristischer Wert einer Einwirkung) **F<sub>к</sub>**: Определяющее характерное значение воздействия.

ПРИМЕЧАНИЕ Поскольку нормативное значение может быть установлено статистически, то его применяют с заданной вероятностью, при которой в течение «исходного периода времени» не произойдет превышение данного значения, при этом учитываются проектный срок эксплуатации несущей конструкции и продолжительность расчетной ситуации.

**1.3.3.15 Исходный период времени** (Bezugszeitraum): Установленный период времени для статистической оценки переменных и, если возможно, чрезвычайных воздействий.

**1.3.3.16 Общее (комбинированное) значение переменного воздействия** (Kombinationswert einer veränderlichen Einwirkung) **ψ<sub>0</sub>Q<sub>к</sub>**: Значение воздействия, которое (поскольку устанавливается статически) выбирается таким образом, что влияние сочетания воздействий соответствует примерно такой же вероятности возникновения, как влияние нормативного значения отдельного воздействия. Общее значение определяется коэффициентом  $\psi_0 \leq 1$  как часть нормативного значения.

**1.3.3.17 Частное значение переменного воздействия** (häufiger Wert einer veränderlichen Einwirkung) **ψ<sub>1</sub>Q<sub>к</sub>**: Значение воздействия, которое (поскольку устанавливается статически) выбирается таким образом, что время его действия является только частью исходного периода времени, или периодичность его действия в пределах

исходного времени ограничена определенным значением. Частное значение определяется коэффициентом  $\psi_1 \leq 1$  как часть нормативного значения.

**1.3.3.18 Практически постоянное значение переменного воздействия** (quasi-statischer Wert einer veränderlichen Einwirkung)  $\psi_2 Q_k$ : Значение воздействия, которое выбирается таким образом, что период времени, в течение которого оно действует, составляет основную часть исходного периода времени. Практически постоянное значение определяется коэффициентом  $\psi_2 \leq 1$  как часть нормативного значения.

**1.3.3.19 Сопроводительное значение переменного воздействия** (Begleitwert einer veränderlichen Einwirkung)  $\psi Q_k$ : Значение переменного воздействия, которое сопровождает значение ведущего воздействия в сочетании воздействий.

ПРИМЕЧАНИЕ Сопроводительным значением переменного воздействия может быть общее значение, частное значение или практически постоянное значение.

**1.3.3.20 Характерное значение воздействия** (repräsentativer Wert einer Einwirkung)  $F_{rep}$ : Значение, применяемое для подтверждения предельного состояния. Характерным значением может быть нормативное значение  $F_k$  или сопроводительное значение  $\psi F_k$ .

**1.3.3.21 Расчетное значение воздействия** (Bemessungswert einer Einwirkung)  $F_d$ : Значение воздействия, получаемое умножением характерного значения на частный коэффициент безопасности  $\gamma_F$ .

ПРИМЕЧАНИЕ Расчетное значение может обозначаться также как произведение характерного значения и частного коэффициента безопасности  $\gamma_F$ ; ( $\gamma_F = \gamma_{sd}\gamma_f$ ) (см. 6.3.2 СН РК EN 1990).

**1.3.3.22 Сочетание воздействий** (Kombination von Einwirkungen): Совокупность расчетных значений воздействий, подтверждающих надежность несущей конструкции для предельного состояния, с учетом одновременности их возникновения.

**1.3.4 Термины, связанные с показателями строительных материалов, строительных изделий и элементов конструкций.**

**1.3.4.1 Нормативное значение показателя строительного материала или изделия  $X_k$  или показателя элемента конструкции  $R_k$**  (charakteristischer Wert einer Baustoff- oder Produkteigenschaft  $X_k$  oder einer Bauteileigenschaft  $R_k$ ): Значение показателя строительного материала и изделия или элемента конструкции с определенной вероятностью возникновения при неограниченном количестве проб. Это значение, как правило, соответствует определенному фрактилю статистического распределения, в некоторых случаях применяются номинальные значения.

**1.3.4.2 Расчетное значение показателя строительного материала или изделия  $X_d$  или показателя элемента конструкции  $R_d$**  (Bemessungswert einer Baustoff- oder Produkteigenschaft  $X_d$  oder einer Bauteileigenschaft  $R_d$ ): Значение, получаемое делением нормативного значения показателя строительного материала и изделия  $X_k$  или показателя элемента конструкции  $R_k$  на частный коэффициент безопасности  $\gamma_m$  или  $\gamma_M$  или, в особых случаях, определяемое непосредственно.



**1.3.4.3 Номинальное значение показателя строительного материала или изделия  $X_n$  или показателя элемента конструкции  $R_n$**  (Nennwert einer Baustoff- oder Produkteigenschaft  $X_n$  oder einer Bauteileigenschaft  $R_n$ ): Значение, обычно применяемое как нормативное, которое берется из соответствующего документа, например, европейского или предварительного стандарта.

### **1.3.5 Термины, связанные с геометрическими величинами**

**1.3.5.1 Нормативное значение геометрического показателя  $a_k$**  (charakteristischer Wert einer geometrischer Eigenschaft  $a_k$ ): Значение, соответствующее обычно номинальному размеру, установленному при проектировании. Где это необходимо, геометрические величины соответствуют установленным фрактилям статистического распределения.

**1.3.5.2 Расчетное значение геометрической величины  $a_d$**  (Bemessungswert einer geometrischen Größe  $a_d$ ): Как правило — это номинальное значение. Где это необходимо, геометрические величины соответствуют установленным фрактилям статистического распределения.

**ПРИМЕЧАНИЕ** Как правило, расчетное значение геометрического показателя соответствует нормативному значению. Отклонения возникают тогда, когда значение геометрического показателя является определяющим для предельного состояния, например, при воздействии геометрических дефектов на продольный изгиб. В этих случаях расчетное значение указывается непосредственно в стандартах на измерения — СН РК EN 1992 – СН РК EN 1999. При необходимости расчетное значение может быть определено на основании статистических оценок с применением фрактиля, превышающего фрактиль нормативного значения.

### **1.3.6 Термины, связанные со статическим расчетом**

**ПРИМЕЧАНИЕ** Определения, содержащиеся в настоящем пункте, не всегда относятся к терминам, применяемым в СН РК EN 1990. Они приводятся здесь для обеспечения единства терминов, относящихся к расчету несущей конструкции в СН РК EN 1991 – СН РК EN 1999.

**1.3.6.1 Статический расчет** (statische Berechnung): Расчетный или другой метод определения величин в сечении (силы, моменты, напряжения, деформации) в любой точке несущей конструкции.

**ПРИМЕЧАНИЕ** Статический расчет можно проводить в три этапа различными методами: расчет всей несущей конструкции, расчет элемента конструкции, локальное исследование.

**1.3.6.2 Расчет всей несущей конструкции** (Berechnung des gesamten Tragwerks): Расчет согласованных друг с другом величин в сечении (силы, моменты напряжения, деформации), которые находятся в равновесии с воздействиями на несущую конструкцию и учитывают конструктивное исполнение и показатели материалов.

**1.3.6.3 Линейно упругий расчет по теории 1 порядка без изменения параметров сечения**

(linear elastische Berechnung nach Theorie 1. Ordnung ohne Schnittgrößenumlagerung): Расчет на основе линейного закона деформирования строительных материалов («напряжения –

деформации» или «моменты – прогибы») и геометрии недеформированной несущей конструкции.

**1.3.6.4 Линейно упругий расчет по теории 1 порядка с изменением параметров сечения**

(linear elastische Berechnung nach Theorie 1. Ordnung mit Schnittgrößenumlagerung): Линейно упругий расчет по теории 1 порядка, при котором параметры сечения уточняют расчетами при сохранении равновесия с внешними нагрузками, не касаясь более точных расчетов ротационной способности.

**1.3.6.5 Линейно упругий расчет по теории 2 порядка** (linear elastische Berechnung nach Theorie 2. Ordnung): Расчет на основе линейного закона деформирования строительных материалов и геометрии деформированной несущей конструкции.

**1.3.6.6 Нелинейный расчет по теории 1 порядка** (nichtlineare Berechnung nach Theorie 1. Ordnung): Расчет на основе геометрии недеформированной несущей конструкции с учетом нелинейности показателей строительных материалов.

ПРИМЕЧАНИЕ Нелинейный расчет по теории 1 порядка может производиться с использованием соответствующих допущений о жесткости: упруго-идеально-пластичной (см. 1.5.6.8 и 1.5.6.9 СН РК EN 1990), упруго-пластичной (см. 1.5.6.10 СН РК EN 1990) или жестко-пластичной (см. 1.5.6.11 СН РК EN 1990).

**1.3.6.7 Нелинейный расчет по теории 2 порядка** (nichtlineare Berechnung nach Theorie 2. Ordnung): Расчет на основе геометрии деформированной несущей конструкции с учетом нелинейности показателей строительных материалов.

ПРИМЕЧАНИЕ Нелинейный расчет по теории 2 порядка может быть упруго-идеально-пластичным или упруго-пластичным.

**1.3.6.8 Упруго-идеально-пластичный расчет по теории 1 порядка** (elastisch-ideal plastische Berechnung nach Theorie 1. Ordnung): Расчет на основе геометрии недеформированной несущей конструкции и одного из законов деформирования строительных материалов с линейно-эластичной частью и последующей идеально-пластичной частью без повторного уточнения (увеличения) параметров прочности и деформативности.

**1.3.6.9 Упруго-идеально-пластичный расчет по теории 2 порядка** (elastisch-ideal plastische Berechnung nach Theorie 2. Ordnung): Расчет на основе геометрии деформированной несущей конструкции и одного из законов деформирования строительных материалов с линейно-эластичной частью и последующей идеально-пластичной частью без повторного уточнения (увеличения) параметров прочности и деформативности.

**1.3.6.10 Упруго-пластичный расчет (теория 1 или 2 порядка)** (elastisch-plastische Berechnung (Theorie 1. Ordnung oder 2. Ordnung): Расчет на основе отношения «напряжение – деформация» или «моменты – изгибы» с линейно-эластичной частью и

последующей пластичной частью с повторным уточнением (увеличением) параметров прочности и деформативности или без него.

ПРИМЕЧАНИЕ Как правило, расчеты проводятся по теории 1 порядка, реже — по теории 2 порядка.

**1.3.6.11 Жестко-пластичный расчет** (starr-plastische Berechnung): Расчет на основе геометрии недеформированной несущей конструкции, при которой предельная несущая способность определяется непосредственно на основе отказа.

Если не указано иное, определения, приведенные в ISO 8930, также применяются в настоящем нормативе. В дополнение к СН РК EN 1993-1-1 для целей настоящего норматива применяются следующие определения:

### **1.3.7 Формы и геометрия конструкций**

#### **1.3.7.1 Оболочка**

Конструкция или элемент конструкции, образованный изогнутым тонким листом.

#### **1.3.7.2 Оболочка вращения**

Оболочка, чья геометрическая форма определяется срединной поверхностью, образованной посредством поворота меридиональной образующей вокруг одной оси на угол  $2\pi$  радиан. Оболочка может иметь любую длину.

#### **1.3.7.3 Замкнутая осесимметричная оболочка**

Оболочка, состоящая из нескольких частей, каждая из которых является оболочкой вращения.

#### **1.3.7.4 Сегмент оболочки**

Оболочка вращения определенной геометрической формы с постоянной толщиной стенки: цилиндр, усеченный конус, усеченная сфера, кольцевая пластина, тороидальный изгиб или другой формы.

#### **1.3.7.5 Панель оболочки**

Незамкнутая оболочка вращения: форма оболочки определяется поворотом образующей вокруг оси на угол меньше  $2\pi$  радиан.

#### **1.3.7.6 Срединная поверхность**

Поверхность, которая расположена посередине между внутренней и наружной поверхностями оболочки в каждой точке. Если оболочка подкреплена с одной или с обеих сторон, за базовую срединную поверхность принимается срединная поверхность изогнутого листа оболочки. Срединная поверхность является базовой поверхностью для расчета и может иметь разрывы при изменении толщины или в местах сопряжения оболочек, в результате чего возникает эксцентриситет, который может быть важен для свойств пустотелой конструкции.

#### **1.3.7.7 Сопряжение**

Линия, на которой встречаются два или более сегмента: оно может включать в себя элемент жесткости. Окружность, по которой кольцо жесткости крепится к оболочке, можно рассматривать в качестве сопряжения.

#### **1.3.7.8 Стрингер**

Местный элемент жесткости, проходящий по меридиану оболочки, представляя собой образующую оболочки вращения. Он предназначен для увеличения устойчивости или в качестве вспомогательного элемента при приложении местных нагрузок. Он не предназначен для обеспечения первичного сопротивления изгибающим эффектам, вызванным поперечными нагрузками.

#### **1.3.7.9 Ребро**

Местный элемент, который обеспечивает первичное восприятие изгибающих нагрузок вдоль меридиана оболочки, представляя собой образующую оболочки вращения. Он используется для передачи или распределения поперечных нагрузок при изгибе.

#### **1.3.7.10 Кольцо жесткости**

Местный элемент жесткости, проходящий по окружности оболочки вращения в заданной точке на меридиане. Обычно предполагается, что он не имеет жесткости при деформациях вне своей плоскости (меридиональные смещения оболочки), но является жестким при деформациях в плоскости кольца. Он применяется для увеличения устойчивости или для передачи местных нагрузок, действующих в плоскости кольца.

#### **1.3.7.11 Опорное кольцо**

Элемент конструкции, который проходит по окружности оболочки вращения в основании и обеспечивает крепление оболочки к фундаменту или другому элементу конструкции. Оно необходимо, чтобы гарантировать достижение предполагаемых граничных условий на практике.

#### **1.3.7.12 Кольцевая балка**

Круговой элемент жесткости, который обладает жесткостью и прочностью при изгибе как в плоскости круглого сечения оболочки, так и перпендикулярно этой плоскости. Это первичный несущий элемент конструкции, служащий для распределения местных нагрузок в оболочке.

### **1.3.8 Предельные состояния**

#### **1.3.8.1 Предел пластичности**

Абсолютное предельное состояние, при котором в конструкции возникают зоны пластического деформирования, расположенные так, что ее способность противостоять повышенным нагрузкам считается утраченной. Оно тесно связано с предельной нагрузкой по пластичности в теории малых деформаций или с механизмом пластического разрушения.

#### **1.3.8.2 Разрыв при растяжении**

Абсолютное предельное состояние, при котором лист оболочки испытывает разрушение сечения брутто вследствие растяжения.

#### **1.3.8.3 Циклическая пластичность**

Абсолютное предельное состояние, при котором многократное пластическое деформирование вызвано циклами приложения и снятия нагрузки, что приводит к малоцикловому усталостному разрушению после исчерпания способности материала к поглощению энергии.

#### **1.3.8.4 Потеря продольной устойчивости**

Абсолютное предельное состояние, при котором конструкция резко теряет устойчивость при мембранном сжатии и/или сдвиге. Это приводит к большим смещениям или к неспособности конструкции нести приложенные нагрузки.

#### **1.3.8.5 Усталость**

Абсолютное предельное состояние, при котором множество циклов нагружения приводит к развитию трещин в листе оболочки, что при дальнейших циклах нагрузки может вызвать разрыв.

#### **1.3.9 Воздействия**

##### **1.3.9.1 Осевая нагрузка**

Внешняя приложенная нагрузка, действующая в осевом направлении.

##### **1.3.9.2 Радиальная нагрузка**

Внешняя приложенная нагрузка, действующая перпендикулярно поверхности цилиндрической оболочки.

##### **1.3.9.3 Внутреннее давление**

Составляющая поверхностной нагрузки, действующая перпендикулярно оболочке в направлении наружу. Ее величина может изменяться как в меридиональном, так и в окружном направлении (например, под действием нагрузки сыпучих веществ в бункере).

##### **1.3.9.4 Внешнее давление**

Составляющая поверхностной нагрузки, действующая перпендикулярно оболочке в направлении внутрь. Ее величина может изменяться как в меридиональном, так и в окружном направлении (например, под действием ветра).

##### **1.3.9.5 Гидростатическое давление**

Давление, изменяющееся линейно с осевой координатой оболочки вращения.

##### **1.3.9.6 Нагрузка от трения о стенки**

Меридиональная составляющая поверхностной нагрузки, действующая на стенку оболочки вследствие трения, связанного с внутренним давлением (например, когда внутри оболочки находятся сыпучие вещества).

##### **1.3.9.7 Местная нагрузка**

Сосредоточенное усилие или распределенная нагрузка, действующая на ограниченную часть окружности оболочки и по ограниченной высоте.

##### **1.3.9.8 Нагрузка на участок**

Местная распределенная нагрузка, действующая перпендикулярно оболочке.

##### **1.3.9.9 Разрежение**

Равномерное полезное внешнее давление вследствие пониженного внутреннего давления в оболочке с отверстиями или отдушинами при ветровом воздействии.

##### **1.3.9.10 Частичный вакуум**

Равномерное полезное внешнее давление вследствие извлечения жидкостей или сыпучих веществ из резервуара с недостаточной вентиляцией.

##### **1.3.9.11 Тепловое воздействие**

Изменение температуры вдоль меридиана оболочки, по окружности оболочки или по толщине оболочки.

#### **1.3.10 Равнодействующие напряжений и другие напряжения в оболочке**

##### **1.3.10.1 Равнодействующие мембранных напряжений**

Равнодействующие мембранных напряжений — это усилия на единицу ширины оболочки, которые находят как интеграл распределения нормальных и касательных напряжений, действующих параллельно срединной поверхности оболочки, по толщине оболочки. В упругом состоянии каждая из этих равнодействующих напряжений вызывает напряженное состояние, однородное по толщине оболочки. В любой точке имеется три равнодействующие мембранных напряжений (см. Рисунок 1.1(е)).

#### **1.3.10.2 Равнодействующие изгибающих напряжений**

Равнодействующие изгибающих напряжений — это изгибающие и скручивающие моменты на единицу ширины оболочки, которые находят как интеграл статического момента распределения нормальных и касательных напряжений, действующих параллельно срединной поверхности оболочки, по толщине оболочки. В упругом состоянии каждая из этих равнодействующих напряжений вызывает напряженное состояние, линейно изменяющееся по толщине оболочки, с нулевым значением и срединной поверхностью. В любой точке имеется два изгибающих момента и один скручивающий момент.

#### **1.3.10.3 Равнодействующие поперечных касательных напряжений**

Равнодействующие поперечных напряжений — это усилия на единицу ширины оболочки, которые находят как интеграл распределения касательных напряжений, действующих перпендикулярно срединной поверхности оболочки, по толщине оболочки. В упругом состоянии каждая из этих равнодействующих напряжений вызывает напряженное состояние, изменяющееся параболически по толщине оболочки. В любой точке имеется две равнодействующие поперечных касательных напряжений (см. Рисунок 1.1(f)).

#### **1.3.10.4 Мембранное напряжение**

Мембранное напряжение определяется как отношение равнодействующей мембранного напряжения к толщине стенки (см. Рисунок 1.1(е)).

#### **1.3.10.5 Изгибающее напряжение**

Изгибающее напряжение определяется как отношение равнодействующей изгибающего напряжения к квадрату толщины стенки, умноженное на 6. Оно имеет смысл только для состояния, при котором оболочка является упругой.

#### **1.3.11 Виды расчета**

##### **1.3.11.1 Общий расчет**

Расчет, который включает в себя всю конструкцию, вместо независимого рассмотрения отдельных ее частей.

##### **1.3.11.2 Расчет по мембранной теории**

Расчет, предсказывающий поведение тонкостенной пустотелой конструкции под действием распределенных нагрузок, предполагая, что только мембранные усилия удовлетворяют условиям равновесия с внешними нагрузками.

##### **1.3.11.3 Линейно-упругий расчет оболочки (LA)**

Расчет, предсказывающий поведение тонкостенной пустотелой конструкции на основании теории линейно-упругого изгиба оболочки при малых деформациях, по отношению к идеальной геометрии срединной поверхности оболочки.

##### **1.3.11.4 Линейно-упругий расчет бифуркации (собственного значения) (LBA)**

Расчет, который оценивает собственное значение линейной бифуркации для тонкостенной пустотелой конструкции на основании теории линейно-упругого изгиба оболочки при малых деформациях, по отношению к идеальной геометрии срединной поверхности оболочки. Следует отметить, что если упомянуто собственное значение, оно не относится к формам колебаний.

#### **1.3.11.5 Геометрически нелинейный упругий расчет (GNA)**

Расчет, основанный на принципах теории изгиба оболочки, применительно к идеальной конструкции с использованием линейно-упругих характеристик материала, но включая нелинейную теорию больших деформаций для смещений, которая полностью учитывает любое изменение геометрии вследствие воздействий на оболочку. На каждом уровне нагрузки проводится проверка собственного значения бифуркации.

#### **1.3.11.6 Материально нелинейный расчет (MNA)**

Расчет, основанный на теории изгиба оболочки, применительно к идеальной конструкции с использованием предположения о малых деформациях, как в п. 1.3.11.3, но с применением нелинейных упругопластических характеристик материала.

#### **1.3.11.7 Геометрически и материально нелинейный расчет (GMNA)**

Расчет, основанный на теории изгиба оболочки, применительно к идеальной конструкции с использованием предположений нелинейной теории больших деформаций для смещений и с применением нелинейных упругопластических характеристик материала. На каждом уровне нагрузки проводится проверка собственного значения бифуркации.

#### **1.3.11.8 Геометрически нелинейный упругий расчет с учетом дефектов (GNIA)**

Расчет с явным учетом дефектов, подобный расчету GNA согласно п. 1.3.11.5, но с применением модели геометрии конструкции, включающей неидеальную форму (т. е. геометрия срединной поверхности содержит непредусмотренные отклонения от идеальной формы). Дефект также может учитывать эффекты отклонений в граничных условиях и/или эффекты остаточных напряжений. На каждом уровне нагрузки проводится проверка собственного значения бифуркации.

#### **1.3.11.9 Геометрически и материально нелинейный расчет с учетом дефектов (GMNIA)**

Расчет с явным учетом дефектов, основанный на принципах теории изгиба оболочки, применительно к неидеальной конструкции (т. е. геометрия срединной поверхности содержит непредусмотренные отклонения от идеальной формы), включая нелинейную теорию больших деформаций для смещений, которая полностью учитывает любое изменение геометрии вследствие воздействий на оболочку и нелинейные упругопластические характеристики материала. Дефекты также могут включать в себя дефекты в граничных условиях и остаточных напряжениях. На каждом уровне нагрузки проводится проверка собственного значения бифуркации.

### **1.3.12 Категории напряжений, используемые при проектировании по напряжениям**

#### **1.3.12.1 Первичные напряжения**

Напряженное состояние, необходимое для равновесия с приложенной нагрузкой. Оно состоит преимущественно из мембранных напряжений, но в некоторых условиях для достижения равновесия может также понадобиться изгибающие напряжения.

#### **1.3.12.2 Вторичные напряжения**

Напряжения, вызванные внутренней совместимостью или совместимостью с граничными условиями, связанные с приложенными нагрузками или приложенными смещениями (температурой, предварительным напряжением, осадкой, усадкой). Эти напряжения не требуются для достижения равновесия между внутренним напряженным состоянием и внешними нагрузками.

#### **1.3.13 Специальные определения для расчета потери продольной устойчивости**

##### **1.3.13.1 Критическое сопротивление потере продольной устойчивости**

Наименьшая бифуркация или предельная нагрузка, определенная при предположении идеализированных условий упругих характеристик материала, идеальной геометрии, идеального приложения нагрузки, идеальной опоры, изотропности материала и отсутствия остаточных напряжений (расчет LBA).

##### **1.3.13.2 Критическое напряжение при потере продольной устойчивости**

Мембранное напряжение, связанное с критическим сопротивлением потере продольной устойчивости.

##### **1.3.13.3 Номинальное сопротивление пластическим деформациям**

Предельная пластическая нагрузка, определенная при предположении идеализированных условий жесткопластических характеристик материала, идеальной геометрии, идеального приложения нагрузки, идеальной опоры и изотропности материала (смоделированная при помощи расчета MNA).

##### **1.3.13.4 Характеристическое сопротивление потере продольной устойчивости**

Нагрузка, связанная с потерей продольной устойчивости при наличии неупругих характеристик материала, геометрических и конструкционных дефектов, которые неизбежны на практике, и эффектами следящей нагрузки.

##### **1.3.13.5 Характеристическое напряжение при потере продольной устойчивости**

Мембранное напряжение, связанное с характеристическим сопротивлением потере продольной устойчивости.

##### **1.3.13.6 Расчетное сопротивление потере продольной устойчивости**

Расчетное значение вызывающей потерю продольной устойчивости нагрузки, полученное путем деления характеристического сопротивления потере продольной устойчивости на частный коэффициент для сопротивления.

##### **1.3.13.7 Расчетное напряжение при потере продольной устойчивости**

Мембранное напряжение, связанное с расчетным сопротивлением потере продольной устойчивости.

##### **1.3.13.8 Основное значение напряжения**

Значение напряжения в неоднородном поле напряжений, используемое для выражения величин напряжений при оценке предельного состояния по потере продольной устойчивости.

##### **1.3.13.9 Класс качества допуска на изготовление**



Категория требований допуска на изготовление, предполагаемая при проектировании.

## 1.4 Обозначения

1.4.1 В настоящем стандарте применены следующие символы.

ПРИМЕЧАНИЕ Применяемые символы и условные обозначения приведены в соответствии с ISO 3898:1987.

### Прописные буквы латинского алфавита

- A — чрезвычайное воздействие;
- $A_d$  — расчетное значение чрезвычайного воздействия;
- $A_{Ed}$  — расчетное значение сейсмического воздействия  $A_{Ed} = \gamma_I A_{Ek}$ ;
- $A_{Ek}$  — нормативное значение сейсмического воздействия;
- $C_d$  — расчетное значение или функция определенных расчетных показателей материала;
- E — влияние воздействий;
- $E_d$  — расчетное значение влияния воздействий;
- $E_{d,dst}$  — расчетное значение дестабилизирующего влияния воздействий;
- $E_{d,stab}$  — расчетное значение стабилизирующего влияния воздействий;
- F — воздействие;
- $F_d$  — расчетное значение воздействия;
- $F_k$  — нормативное значение воздействия;
- $F_{rep}$  — характерное значение воздействия;
- G — постоянное воздействие;
- $G_d$  — расчетное значение постоянного воздействия;
- $G_{d,inf}$  — нижнее расчетное значение постоянного воздействия;
- $G_{d,sup}$  — верхнее расчетное значение постоянного воздействия;
- $G_k$  — нормативное значение постоянного воздействия;
- $G_{kj}$  — нормативное значение постоянного воздействия  $j$ ;
- $G_{kj,sup}/G_{kj,inf}$  — верхнее/нижнее нормативное значение постоянного воздействия;
- P — определяющее характерное значение усилия предварительного напряжения (см. СН РК EN 1992 – СН РК EN 1996 и СН РК EN 1998 – СН РК EN 1999);
- $P_d$  — расчетное значение усилия предварительного напряжения;
- $P_k$  — нормативное значение усилия предварительного напряжения;
- $P_m$  — среднее значение усилия предварительного напряжения;
- Q — переменное воздействие;
- $Q_d$  — расчетное значение переменного воздействия;
- $Q_k$  — нормативное значение отдельного переменного воздействия;
- $Q_{k1}$  — нормативное значение определяющего переменного воздействия 1 (ведущее воздействие);
- $Q_{ki}$  — нормативное значение не определяющего переменного воздействия  $i$ , (сопроводительное воздействие);

- $R$  — сопротивление;  
 $R_d$  — расчетное значение сопротивления;  
 $R_k$  — нормативное значение сопротивления;  
 $X$  — показатель строительного материала или изделия;  
 $X_d$  — расчетное значение показателя строительного материала или изделия;  
 $X_k$  — нормативное значение показателя строительного материала или изделия.

**Строчные буквы латинского алфавита**

- $a_d$  — расчетное значение геометрической величины;  
 $a_k$  — нормативное значение геометрической величины;  
 $a_{nom}$  — номинальное значение геометрической величины;  
 $u$  — горизонтальное смещение несущей конструкции или элемента конструкции;  
 $w$  — прогиб элемента конструкции.

**Прописные буквы греческого алфавита**

- $\Delta_a$  — изменение геометрической номинальной величины для определенных целей расчета, например, оценка влияний дефектов.

**Строчные буквы греческого алфавита**

- $\gamma$  — частный коэффициент безопасности;  
 $\gamma_f$  — частный коэффициент безопасности для воздействий, который учитывает возможность неблагоприятного отклонения воздействий по отношению к характерным значениям;  
 $\gamma_F$  — частный коэффициент безопасности для воздействий с учетом погрешностей модели и отклонений величин;  
 $\gamma_g$  — частный коэффициент безопасности для постоянных воздействий, который учитывает возможность неблагоприятного отклонения воздействий по отношению к характерным значениям;  
 $\gamma_G$  — частный коэффициент безопасности для постоянных воздействий с учетом погрешностей модели и отклонений величин;  
 $\gamma_{Gj}$  — частный коэффициент безопасности для постоянного воздействия  $G_j$ ;  
 $\gamma_{Gj,sup}/\gamma_{Gj,inf}$  — частный коэффициент безопасности для постоянных воздействий  $j$  для расчета с использованием верхних/нижних расчетных значений;  
 $\gamma_I$  — средневзвешенный коэффициент (см. СН РК EN 1998);  
 $\gamma_m$  — частный коэффициент безопасности для показателя строительного материала;  
 $\gamma_M$  — частный коэффициент безопасности для показателя строительного элемента с учетом погрешностей модели и отклонений величин;  
 $\gamma_P$  — частный коэффициент безопасности для воздействий от предварительного напряжения (см. СН РК EN 1992 – СН РК EN 1996 и СН РК EN 1998 – СН РК EN 1999);  
 $\gamma_q$  — частный коэффициент безопасности для переменных воздействий, который учитывает возможность неблагоприятного отклонения воздействия по отношению к характерным значениям;  
 $\gamma_Q$  — частный коэффициент безопасности для переменных воздействий с учетом погрешностей модели и отклонений величин;  
 $\gamma_{Qi}$  — частный коэффициент безопасности для переменного воздействия  $Q_i$ ;

$\gamma_{Rd}$  — частный коэффициент безопасности для учета погрешностей модели сопротивления;  
 — частный коэффициент безопасности для учета погрешностей модели при идеализации воздействий и/или влияний;  
 $\gamma_{Sd}$  — коэффициент перерасчета;  
 $\eta$  — коэффициент уменьшения;  
 $\xi$  — коэффициент для общих значений переменных воздействий;  
 $\psi_0$  — коэффициент для частных значений переменных воздействий;  
 $\psi_1$  — коэффициент для практически постоянных значений переменных воздействий.

1.2.2 В дополнение к обозначениям, приведенным в стандартах СН РК EN 1990 и СН РК EN 1993-1-1, используются следующие обозначения:

1.2.3 Система координат, см. Рисунок 1.1:

$r$  — радиальная координата, перпендикулярная оси вращения;  
 $x$  — меридиональная координата;  
 $z$  — осевая координата;  
 $\theta$  — окружная координата;  
 $\phi$  — меридиональный уклон: угол между осью вращения и перпендикуляром к меридиану оболочки.

1.2.4 Давления:

$p_n$  — перпендикулярное к оболочке;  
 $p_x$  — меридиональная поверхностная нагрузка, параллельная оболочке;  
 $p_\theta$  — окружная поверхностная нагрузка, параллельная оболочке.

1.2.5 Линейные усилия:

$P_n$  — нагрузка на единицу окружности, перпендикулярная к оболочке;  
 $P_x$  — нагрузка на единицу окружности, действующая в меридиональном направлении;  
 $P_\theta$  — нагрузка на единицу окружности, действующая на оболочку в окружном направлении.

1.2.6 Равнодействующие мембранного напряжения:

$n_x$  — равнодействующая меридионального мембранного напряжения;  
 $n_\theta$  — равнодействующая окружного мембранного напряжения;  
 $n_{x\theta}$  — равнодействующая мембранного касательного напряжения.

1.2.7 Равнодействующие изгибающего напряжения:

$m_x$  — меридиональный изгибающий момент на единицу ширины;  
 $m_\theta$  — окружной изгибающий момент на единицу ширины;  
 $m_{x\theta}$  — скручивающий момент сдвига на единицу ширины;  
 $q_{xn}$  — поперечное усилие сдвига, связанное с меридиональным изгибом;  
 $q_{\theta n}$  — поперечное усилие сдвига, связанное с окружным изгибом.

1.2.8 Напряжения:

$\sigma_x$  — меридиональное напряжение;  
 $\sigma_\theta$  — окружное напряжение;

$\sigma_{eq}$  — эквивалентное напряжение фон Мизеса (также может принимать отрицательные значения в процессе циклического нагружения);

$\tau, \tau_{x\theta}$  — касательное напряжение в плоскости;

$\tau_{xn}, \tau_{\theta n}$  — меридиональное, окружное поперечные касательные напряжения, связанные с изгибом.

#### 1.2.9 Смещения:

$u$  — меридиональное смещение;

$v$  — окружное смещение;

$w$  — смещение, перпендикулярное поверхности оболочки;

$\beta_\phi$  — меридиональный поворот, см. п. 5.2.2.

#### 1.2.10 Размеры оболочки:

$d$  — внутренний диаметр оболочки;

$L$  — общая длина оболочки;

$\ell$  — длина сегмента оболочки;

$\ell_g$  — расчетная длина для измерения дефектов;

$\ell_{g\theta}$  — расчетная длина в окружном направлении для измерения дефектов;

$\ell_{gw}$  — расчетная длина через сварные швы для измерения дефектов;

$\ell_{gx}$  — расчетная длина в меридиональном направлении для измерения дефектов;

$\ell_R$  — ограниченная длина оболочки для оценки напряжения при потере продольной устойчивости;

$r$  — радиус срединной поверхности, перпендикулярный оси вращения;

$t$  — толщина стенки оболочки;

$t_{max}$  — максимальная толщина стенки оболочки в соединении;

$t_{min}$  — минимальная толщина стенки оболочки в соединении;

$t_{ave}$  — средняя толщина стенки оболочки в соединении;

$\beta$  — половина угла при вершине конуса.

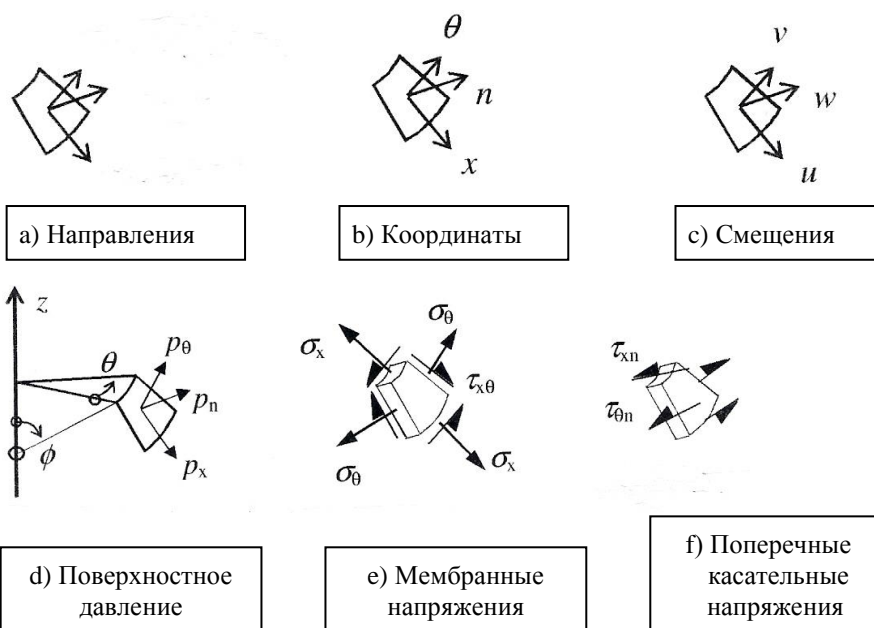


Рисунок 1.1 — Обозначения в оболочках вращения

## 1.2.11 Допуски, см. п. 8.4:

$e$  — эксцентриситет между срединными поверхностями соединяемых пластин;

$U_e$  — параметр допуска случайного эксцентриситета;

$U_r$  — параметр допуска некруглости;

$U_n$  — исходный параметр амплитуды вмятин для численных расчетов;

$U_0$  — исходный параметр допуска на вмятины;

$\Delta w_0$  — допуск, перпендикулярный поверхности оболочки.

## 1.2.12 Свойства материалов:

$E$  — модуль упругости Юнга;

$f_{eq}$  — эквивалентная прочность фон Мизеса;

$f_y$  — предел текучести;

$f_u$  — предел прочности;

$\nu$  — коэффициент Пуассона

## 1.2.13 Параметры при оценке прочности:

$C$  — коэффициент при оценке прочности на продольный изгиб;

$D$  — коэффициент накопленных повреждений при оценке усталости;

$F$  — обобщенное воздействие;

$F_{Ed}$  — воздействие на всю конструкцию, соответствующее расчетной ситуации (расчетные значения);

$F_{Rd}$  — вычисленные значения воздействия при условии максимального сопротивления конструкции (расчетные значения);

$\gamma_{Rk}$  — характеристический номинальный коэффициент сопротивления (используется с нижними индексами для указания базиса): определяется как отношение ( $F_{Rk}/F_{Ed}$ );

$\gamma_{Rpl}$  — пластический номинальный коэффициент сопротивления (определяется как коэффициент запаса к расчетным нагрузкам с применением расчета MNA);

$\gamma_{Rcr}$  — критический коэффициент сопротивления потере продольной устойчивости (определяется как коэффициент запаса к расчетным нагрузкам с применением расчета LBA).

**ПРИМЕЧАНИЕ** Для согласованности обозначений по всему тексту стандарта СН РК EN 1993 символ номинального коэффициента сопротивления  $\gamma_{Ri}$  используется вместо символа  $R_{Ri}$ . Однако во избежание неправильного толкования необходимо отметить, что символ  $R_{Ri}$  широко используется в сфере проектирования пустотелых конструкций.

$k$  — калибровочный коэффициент для нелинейных расчетов;

$k$  — степень взаимодействия в выражениях взаимодействия прочности на продольный изгиб;

$n$  — количество циклов нагружения;

$\alpha$  — коэффициент ослабления упругого дефекта при оценке прочности на продольный изгиб;

$\beta$  — коэффициент интервала пластичности при влиянии потери продольной устойчивости;

$\gamma$  — частный коэффициент;

$\Delta$  — диапазон параметра при наличии переменных или циклических воздействий;

$\varepsilon_p$  — пластическая деформация;

$\eta$  — экспонента взаимодействия для потери продольной устойчивости;

$\bar{\lambda}$  — относительная гибкость оболочки;

$\bar{\lambda}_{ov}$  — общая относительная гибкость всей оболочки (несколько сегментов);

$\bar{\lambda}_0$  — относительная гибкости по пределу смятия (значение  $\bar{\lambda}$ , выше которого происходят ослабления сопротивления вследствие неустойчивости или изменения геометрии);

$\bar{\lambda}_p$  — относительная гибкости по пределу пластичности (значение  $\bar{\lambda}$ , ниже которого пластичность оказывает влияние на устойчивость);

$\omega$  — параметр относительной длины для оболочки;

$\chi$  — коэффициент ослабления потери продольной устойчивости для упругопластических эффектов при оценке прочности на продольный изгиб;

$\chi_{ov}$  — общий коэффициент ослабления сопротивления потере продольной устойчивости для всей оболочки.

#### 1.2.14 Нижние индексы:

E — величина напряжения или смещения (вызванного расчетными воздействиями);

F — воздействия;

M — материал;

R — сопротивление;

cr — критическое значение продольного изгиба;

d — расчетное значение;

int — внутренний;

k — характеристическое значение;

max — максимальное значение;

min — минимальное значение;

nom — номинальное значение;

pl — пластическое значение;

u — предел прочности;

y — предел текучести.

1.2.15 Дополнительные обозначения определяются при их первом упоминании.

## 1.5 Правила знаков

1.5.1 Направление наружу положительное: внутренне давление положительное, смещение наружу положительное, за исключением случаев, указанных в 1.5.4.

1.5.2 Растягивающие напряжения положительны, за исключением случаев, указанных в 1.5.4.

ПРИМЕЧАНИЕ Сжатие считается положительным в СН РК EN 1993-1-1.

1.5.3 Касательные напряжения положительны, как показано на Рисунках 1.1 и D.1.

1.5.4 Для упрощения, в Разделе 8 и Приложении D, сжимающие напряжения считаются положительными. В этих случаях внешние давления и внутренние давления считаются положительными при их возникновении.

## 2 ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ ДЛЯ ПРОЕКТИРОВАНИЯ И МОДЕЛИРОВАНИЯ

### 2.1 Общие положения

2.1.1 Р Несущую конструкцию следует проектировать и строить таким образом, чтобы она в процессе строительства и в течение проектного срока эксплуатации с необходимой надежностью и экономичностью выдерживала возможные воздействия и влияния и сохраняла требуемые эксплуатационные показатели.

2.1.2 Р При проектировании и расчете несущей конструкции необходимо учитывать:

- требуемую несущую способность;
- эксплуатационную пригодность;
- долговечность.

2.1.3 Р В случае пожара должен быть обеспечен достаточный запас несущей способности на требуемый срок противопожарной безопасности.

ПРИМЕЧАНИЕ См. СН РК EN 1991-1-2.

2.1.4Р Несущую конструкцию следует проектировать и строить таким образом, чтобы при наступлении таких событий как взрыв, удар или механический отказ не возникали несоизмеримые последствия.

ПРИМЕЧАНИЕ 1 Указанные выше события и опасности необходимо устанавливать для каждого проекта вместе со строительной организацией и соответствующим ведомством.

ПРИМЕЧАНИЕ 2 Дополнительная информация содержится в СН РК EN 1991-1-7.

2.1.5 Р Возможное повреждение следует ограничить или исключить проведением соответствующего мероприятия или комплекса следующих мероприятий:

- предотвращение, исключение или снижение опасностей, которым может быть подвергнута несущая конструкция;
- применение такого вида несущей системы, которая была бы маловосприимчива к возможным опасностям;
- применение такого вида несущей системы и ее строительное исполнение, чтобы выход из строя отдельного элемента конструкции или ограниченной части несущей конструкции вследствие повреждения не приводил к полному отказу всей несущей конструкции;
- по возможности, исключение несущих систем, которые могут полностью выйти из строя без предварительных проявлений начинающегося разрушения;
- надежное соединение несущих элементов.

2.1.6 Соответствие основополагающим требованиям обеспечивается посредством:

- применения качественных строительных материалов;
- целесообразного проектирования и расчета, а также соответствующего строительного исполнения;

- проведения контроля на этапах проектирования, изготовления, строительства и эксплуатации согласно особенностям проекта.

2.1.7 Требования в Разделе 2 предусматривают проведение проектирования и расчетов в соответствии с современным уровнем развития техники и опыта проектирования.

2.1.8 В частности, оболочка должна быть спроектирована таким образом, чтобы она выдерживала все воздействия и отвечала следующим требованиям:

- общее равновесие;
- равновесие между воздействиями и внутренними усилиями, и моментами, см. Разделы 6 и 8;

- ограничение образования трещин вследствие циклического нарастания пластической деформации, см. Раздел 7;

- ограничение образования трещин вследствие усталости, см. Раздел 9.

2.1.9 Проектирование оболочки должно отвечать требованиям эксплуатационной пригодности, установленным в соответствующем прикладном стандарте (СН РК EN 1993 части 3.1, 3.2, 4.1, 4.2, 4.3).

2.1.10 Пропорции оболочки можно определить с применением проектирования на основе испытаний. Когда это целесообразно, требования устанавливаются в соответствующем прикладном стандарте (СН РК EN 1993 части 3.1, 3.2, 4.1, 4.2, 4.3).

2.1.11 Все воздействия должны вводиться с использованием их расчетных значений в соответствии с СН РК EN 1991 и СН РК EN 1993 части 3.1, 3.2, 4.1, 4.2, 4.3, в зависимости от ситуации.

## **2.2 Виды расчета**

### **2.2.1 Общие положения**

2.2.1.1 Следует использовать один или несколько следующих видов расчета, описанных в Разделе 4, в зависимости от предельного состояния и других факторов:

- Общий расчет, см. 2.2.2;
- Расчет по мембранной теории, см. 2.2.3;
- Линейно-упругий расчет оболочки, см. 2.2.4;
- Линейно-упругий расчет бифуркации, см. 2.2.5;
- Геометрически нелинейный упругий расчет, см. 2.2.6;
- Материально нелинейный расчет, см. 2.2.7;
- Геометрически и материально нелинейный расчет, см. 2.2.8;
- Геометрически нелинейный упругий расчет с учетом дефектов, см. 2.2.9;
- Геометрически и материально нелинейный расчет с учетом дефектов, см. 2.2.10.



## **2.2.2 Общий расчет**

2.2.2.1 При общем расчете упрощенные схемы можно использовать для некоторых частей конструкции.

## **2.2.3 Расчет по мембранной теории**

2.2.3.1 Расчет по мембранной теории следует использовать при условии, что соблюдаются следующие условия:

- граничные условия являются пригодными для преобразования напряжений в оболочке в реакции опор, не вызывая значительных изгибающих эффектов;
- геометрия оболочки плавно изменяет форму (без разрывов);
- нагрузки распределены плавно (без нагрузок, сосредоточенных в одном месте или точке).

2.2.3.2 Расчет по мембранной теории не обязательно удовлетворяет условиям совместимости деформаций на границах между сегментами оболочки различной формы или между сегментами оболочки, подверженными различным нагрузкам. Однако результирующее поле мембранных усилий отвечает требованиям первичных напряжений (LS1).

## **2.2.4 Линейно-упругий расчет оболочки (LA)**

2.2.4.1 Линейность теории достигается из предположений о линейно-упругих характеристиках материала и линейной теории малых деформаций. Теория малых деформаций подразумевает, что сохраняется предполагаемая геометрия недеформированной конструкции.

2.2.4.2 Расчет LA удовлетворяет условиям совместимости в деформациях и равновесии. Результирующее поле мембранных и изгибающих напряжений отвечает требованиям суммы первичных и вторичных напряжений (LS1 - LS4).

## **2.2.5 Линейно-упругий расчет бифуркации (LBA)**

2.2.5.1 Соблюдаются условия 2.2.4, касающиеся предположений о материале и геометрии. Однако, этот линейный расчет бифуркации дает наименьшее собственное значение, при котором возможна потеря продольной устойчивости оболочки при другом режиме деформации, предполагая отсутствие изменения геометрии, отсутствие изменения направления действия нагрузок и отсутствие ухудшения свойств материала. Никакие дефекты не учитываются. Результатом этого расчета является упругое критическое сопротивление потере продольной устойчивости  $\gamma_{Rcr}$ , см. 8.6 и 8.7 (LS3).

## **2.2.6 Геометрически нелинейный упругий расчет (GNA)**

2.2.6.1 Расчет GNA удовлетворяет условиям равновесия и совместимости деформаций в ситуациях, при которых учитывается изменение геометрии конструкции,

вызванное нагружением. Результирующее поле напряжений совпадает с определением суммы первичных и вторичных напряжений (LS2 и LS4).

2.2.6.2 Если в какой-либо части оболочки преобладают сжимающие или касательные напряжения, расчет GNA дает нагрузку, вызывающую упругую потерю устойчивости идеальной конструкции, включая изменения геометрии, что может быть полезно при проверке предельного состояния LS3, см. 8.7.

2.2.6.3 Если этот расчет используется для оценки вызывающей потерю продольной устойчивости нагрузки, то необходимо проверить собственные значения системы, чтобы убедиться, что численным методом удастся обнаружить бифуркацию на пути нагружения.

### **2.2.7 Физически нелинейный расчет (MNA)**

2.2.7.1 Результат расчета MNA представляет собой предельную пластическую нагрузку, которая может быть представлена в виде повышающего коэффициента  $\gamma_{Rp}$  к расчетному значению нагрузок  $F_{Ed}$ . Этот расчет дает пластический номинальный коэффициент сопротивления  $\gamma_{Rp}$ , используемый в 8.6 и 8.7.

2.2.7.2 Расчет MNA можно использовать для проверки предельных состояний (LS1 и LS3).

2.2.7.3 Расчет MNA можно использовать для нахождения приращения пластической деформации  $\Delta\epsilon$  в течение одного цикла нагружения, которое может быть использовано для проверки предельного состояния LS2.

### **2.2.8 Геометрически и физически нелинейный расчет (GMNA)**

2.2.8.1 Результат расчета GMNA, как и в 2.2.7, представляет собой геометрически нелинейную предельную пластическую нагрузку идеальной конструкции и приращение пластической деформации, которые можно использовать для проверки предельных состояний LS1 и LS2.

2.2.8.2 Если в какой-либо части оболочки преобладают сжимающие или касательные напряжения, расчет GMNA дает нагрузку, вызывающую упругопластическую потерю продольной устойчивости идеальной конструкции, что может быть полезно при проверке предельного состояния LS3, см. 8.7.

2.2.8.3 Если этот расчет используется для оценки вызывающей потерю продольной устойчивости нагрузки, то необходимо проверить собственные значения системы, чтобы убедиться, что численным методом удастся обнаружить бифуркацию на пути нагружения.

### **2.2.9 Геометрически нелинейный упругий расчет с учетом дефектов (GNIA)**

2.2.8.1 Расчет GNIA используется в случаях, когда в оболочке преобладают сжимающие или касательные напряжения. Он дает нагрузки, вызывающие упругую потерю продольной устойчивости неидеальной конструкции, которые могут быть полезны при проверке предельного состояния LS3, см. 8.7.

2.2.8.2 Если этот расчет используется для оценки вызывающей потерю продольной устойчивости нагрузки (LS3), то следует проверить собственные значения системы, чтобы убедиться, что численным методом удастся обнаружить бифуркацию на пути нагружения. Необходимо позаботиться о том, чтобы местные напряжения не превышали значений, при которых нелинейность материала может повлиять на поведение.

### **2.2.10 Геометрически и физически нелинейный расчет с учетом дефектов (GMNIA)**

2.2.10.1 Расчет GMNIA используется в случаях, когда в оболочке преобладают сжимающие или касательные напряжения. Он дает нагрузки, вызывающие упругопластическую потерю устойчивости «реальной» неидеальной конструкции, которые можно использовать для проверки предельного состояния LS3, см. 8.7.

2.2.10.2 Если этот расчет используется для оценки вызывающей потерю продольной устойчивости нагрузки, то следует проверить собственные значения системы, чтобы убедиться, что численным методом удастся обнаружить бифуркацию на пути нагружения.

2.2.10.3 Если этот расчет используется для оценки вызывающей потерю продольной устойчивости нагрузки, то всегда следует дополнительно выполнить расчет GMNA идеальной оболочки, чтобы обеспечить определение степени чувствительности к дефектам конструктивной системы.

## **2.3 Граничные условия оболочки**

2.3.1 Граничные условия, предполагаемые при проектном расчете должны выбираться таким образом, чтобы гарантировать получение реалистичной или консервативной модели реальной конструкции. Особое внимание следует уделить не только ограничению смещений, перпендикулярных стенке оболочки (прогибов), но также ограничению смещений в плоскости стенки оболочки (меридиональных и окружных), поскольку они оказывают значительное влияние на прочность и сопротивление потере продольной устойчивости оболочки.

2.3.2 При расчетах потери продольной устойчивости (собственных значений) оболочки (предельное состояние LS3) определение граничных условий должно относиться к приращениям смещений в процессе потери продольной устойчивости, а не к общим смещениям, вызванным приложенными воздействиями до потери продольной устойчивости.

2.3.3 Граничные условия у непрерывно опертого нижнего края оболочки должны учитывать, исключено ли местное поднятие оболочки.

2.3.4 Поворот края оболочки  $\beta_\phi$  следует в особенности учитывать в коротких оболочках и при расчете вторичных напряжений в более длинных оболочках (в соответствии с предельными состояниями LS2 и LS4).

2.3.5 Граничные условия, установленные в 5.2.2, следует использовать при компьютерных расчетах и при выборе выражений из Приложений A–D.

2.3.6 Конструкционные соединения между сегментами оболочки в сопряжении должны гарантировать выполнение предположений о граничных условиях, использованных при проектировании отдельных сегментов оболочки.

### 3 МАТЕРИАЛЫ И ГЕОМЕТРИЯ

#### 3.1 Свойства материалов

3.1.1 Свойства сталей принимаются из соответствующего прикладного стандарта.

3.1.2 Если используются материалы с нелинейными характеристиками «напряжение-деформация» и в рамках проектирования по напряжениям выполняется расчет потери продольной устойчивости (см. 8.5), исходное тангенциальное значение модуля Юнга  $E$  следует заменить пониженным значением. При отсутствии лучшего метода следует использовать секущий модуль при условном 0,2 %-ном пределе текучести при оценке упругой критической нагрузки или упругого критического напряжения.

3.1.3 При общем численном расчете с использованием нелинейности материала следует использовать условный 0,2 %-ный предел текучести для представления предела текучести  $f_y$  во всех соответствующих выражениях.

3.1.4 Свойства материала применяются к температурам, не превышающим 150 °C.

ПРИМЕЧАНИЕ В Национальном Приложении может содержаться информация о свойствах материалов при температурах, превышающих 150 °C. В Национальном Приложении может содержаться информация о свойствах материалов при температурах, превышающих 150 °C.

3.1.5 Свойства материала применяют с нормативными значениями.

3.1.6 Согласно СН РК EN 1993-1-5, С.6 в зависимости от требуемой точности и величины уровня напряжений при расчете допускается применять следующие предпосылки для свойств материала (Рисунок 1):

- а) упруго-пластические без напряжений стадии самоупрочнения (идеальный упруго-пластический материал);
- б) упруго-пластические с номинальным углом площадки стадии самоупрочнения;
- с) упруго-пластические с линейным углом напряжений стадии самоупрочнения;
- д) действительная кривая зависимости напряжения и деформации, определенная по результатам испытаний, действительные значения определяются по формулам:

$$\sigma_{\text{true}} = \sigma \cdot (1 + \varepsilon),$$

$$\varepsilon_{\text{true}} = \ln \cdot (1 + \varepsilon).$$

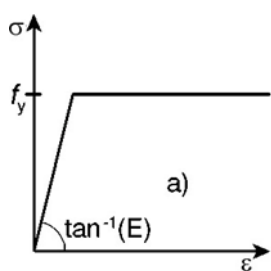
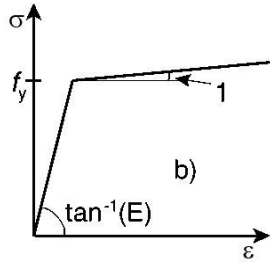
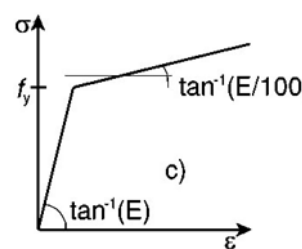
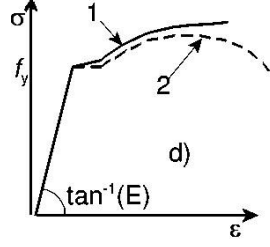
Модель		
Только с площадкой текучести		 <p>1 <math>\tan^{-1}(E/10000)</math> (или аналогично малое значение)</p>
Со стадией самоупрочнения		 <p>1 — действительная кривая напряжение-деформация; 2 — кривая напряжение- деформация по результатам испытаний</p>

Рисунок 1 — Моделирование свойств материала

3.1.7 Характеристики материала  $E$ ,  $f_y$  и  $f_u$  для расчетов методом конечных элементов должны браться как характеристические значения. Правила проектирования методом конечных элементов приведены в справочном Приложении В СН РК EN 1993-1-5. (С.1)

3.1.8 При использовании метода конечных элементов для расчета конструкций следует обращать внимание на следующее:

- моделирование конструктивного элемента и его граничных условий;
- выбор соответствующего программного обеспечения и необходимой документации;
- учет несовершенств;
- моделирование свойств материала;
- моделирование нагрузок;
- моделирование критериев для предельного состояния;
- применяемые частные коэффициенты безопасности.

ПРИМЕЧАНИЕ В Национальном Приложении допускается устанавливать дополнительные условия для применения метода конечных элементов при проектировании.

3.1.9 Согласно СН РК EN 1993-1-4, Приложение В, в зависимости от требуемой точности и максимального достигаемого напряжения, могут быть использованы следующие подходы к моделированию поведения материала:

а) кривая напряжение-удлинение с деформационным упрочнением рассчитываемым следующим образом:

$$\varepsilon = \begin{cases} \frac{\sigma}{E} + 0,002 \left( \frac{\sigma}{f_y} \right)^n & \sigma \leq f_y \\ 0,002 + \frac{f_y}{E} + \frac{\sigma - f_y}{E_y} + \varepsilon_u \left( \frac{\sigma - f_y}{f_u - f_y} \right)^m & f_y < \sigma \leq f_u \end{cases}$$

где  $n$  — коэффициент, определяемый как  $n = \frac{\ln(20)}{\ln(f_y / R_{p0,01})}$ , в котором  $R_{p0,01}$  — 0,01 % напряжение при испытании.  $n$  может быть взято из Таблицы 4.1 СН РК EN 1993-1-4 или может быть рассчитано по измеренным характеристикам;

$E_y$  — касательный модуль кривой напряжение-удлинение при пределе текучести, определяемый как  $E_y = \frac{E}{1 + 0,002n \frac{E}{f_y}}$ ;

$\varepsilon_u$  — предельное напряжение, соответствующее предельной прочности  $f_u$ , где может быть получено из приближенной формулы  $\varepsilon_u = 1 - \frac{f_y}{f_u}$ , но  $\varepsilon_u \leq A$ , где  $A$  — удлинение после разрушения, определенное в EN 10088;

$m$  — коэффициент, который может быть определен как  $m = 1 + 3,5 \frac{f_y}{f_u}$ .

б) кривая напряжение-удлинение, рассчитанная как в а) выше по измеренным характеристикам;

в) действительная кривая зависимости деформаций от напряжений, рассчитанная по технической кривой напряжение-удлинение, измеренной следующим образом:

$$\begin{aligned} \sigma_{\text{true}} &= \sigma(1 + \varepsilon) \\ \varepsilon_{\text{true}} &= \ln(1 + \varepsilon) \end{aligned}$$

## 3.2 Расчетные значения геометрических характеристик

3.2.1 Толщину  $t$  оболочки следует принять, как определено в соответствующем прикладном стандарте. Если отсутствует соответствующий прикладной стандарт, следует использовать номинальную толщину стенки, уменьшенную на заданную величину потери от коррозии.

3.2.2 Диапазоны толщин, в пределах которых возможно применение правил настоящего стандарта, определены в соответствующих прикладных частях СН РК EN 1993.

3.2.3 Срединную поверхность оболочки следует принять в качестве базовой поверхности для нагрузок.

3.2.4 Радиус  $r$  оболочки следует принять в качестве номинального радиуса срединной поверхности оболочки, измеренного перпендикулярно оси вращения.

3.2.5 Правила проектирования по потере продольной устойчивости, приведенные в настоящем стандарте, не следует применять вне диапазонов отношения  $r/t$ , установленных в Разделе 8, Приложении D или соответствующих прикладных частях СН РК EN 1993.

### 3.3 Геометрические допуски и геометрические дефекты

3.3.1 Величины допусков на отклонения геометрии поверхности оболочки от номинальных значений определены в исполнительных стандартах согласно требованиям эксплуатационной пригодности. Значимыми показателями являются:

- некруглость (отклонение от круглой формы);
- эксцентриситеты (отклонения от непрерывной срединной поверхности в направлении, перпендикулярном оболочке через сопряжения между пластинами);
- местные вмятины (местные нормальные отклонения от номинальной срединной поверхности).

ПРИМЕЧАНИЕ Требования к исполнению установлены в EN 1090, но более полное описание этих допусков приведено здесь по причине критической зависимости между формой меры допуска, его амплитуды и оценочного сопротивления конструкции оболочки.

3.3.2 Если предельное состояние потери продольной устойчивости (LS3, как описано в 4.1.3) является одним из рассматриваемых абсолютных предельных состояний, то должны быть соблюдены дополнительные геометрические допуски, относящиеся к потере продольной устойчивости, чтобы геометрические дефекты оставались в заданных пределах. Эти геометрические допуски, относящиеся к потере продольной устойчивости, количественно определяются в Разделе 8 или в соответствующих прикладных частях СН РК EN 1993.

3.3.3 Расчетные значения для отклонений геометрии поверхности оболочки от номинальной геометрии, как требуется для предположений геометрических дефектов (общие дефекты или местные дефекты) при проектировании по потере продольной устойчивости путем общего расчета GMNIA (см. 8.7), получают из заданных геометрических допусков. Соответствующие правила приведены в 8.7 или в соответствующих прикладных частях СН РК EN 1993.

## 4 АБСОЛЮТНЫЕ ПРЕДЕЛЬНЫЕ СОСТОЯНИЯ В СТАЛЬНЫХ ОБОЛОЧКАХ

### 4.1 Рассматриваемые абсолютные предельные состояния

#### 4.1.1 LS1: Предел пластичности

4.1.1.1 Предельное состояние предела пластичности принимается как состояние, при котором способность конструкции противостоять воздействиям на нее исчерпана по

причине пластических деформаций материала. Сопротивление, оказываемое конструкцией в предельном состоянии по пластичности, можно определить в виде нагрузки пластического разрушения, полученной исходя из механизма, основанного на теории малых перемещений.

4.1.1.2 Данное предельное состояние имеет самое широкое применение, поскольку оно призвано обеспечить прочность конструкций.

4.1.1.3 В советских нормах предельное состояние по пределу пластичности (текучести) трактуется в двух основных вариантах:

-предельное состояние достигается, если хотя бы в одной из точек какого-либо сечения конструктивного элемента максимальные напряжения становятся равными расчетному пределу текучести;

-предельное состояние достигается, если в конструктивных элементах имеет место развитие умеренных упруго-пластических деформаций, полная пластификация сечений в советских нормах не допускается.

4.1.1.4 Первая формулировка положена в основу большинства расчетных формул в СНиП II-23-81\* «Стальные конструкции. Нормы проектирования». В «Еврокод 3. Проектирование стальных конструкций. Часть 1-6. Прочность и устойчивость оболочек» такая трактовка применяется при использовании линейно-упругого расчета, однако здесь это принимается только как нижняя оценка предельной нагрузки (можно считать как нижняя оценка наступления предельного состояния).

4.1.1.5 Вторая формулировка также широко применяется в упомянутом СНиПе во многих приложениях, но в строго оговоренных условиях (ограничение по величине предела текучести стали, наличие в сечении касательных напряжений и т.п.). Расчет при этом остается линейно-упругим, но с введением соответствующих коэффициентов, учитывающих появление в сечениях элементов умеренных пластических деформаций. В «Еврокод 3. Проектирование стальных конструкций. Часть 1-6. Прочность и устойчивость оболочек» вторая формулировка предельного состояния по пределу пластичности (текучести) предполагает переход целого ряда сечений в пластифицированное состояние, что сопровождается полным исчерпанием несущей способности оболочки, т.е., дальнейшее увеличение нагрузки оболочка воспринять не может без упрочнения материала или без изменения геометрической формы. Реализация расчета в такой трактовке допускается в Еврокоде на основе использования расчетных схем, построенных на тех или иных механизмах пластичности, удовлетворяющих требованиям равновесия оболочки и необязательно учитывающих совместность деформаций. В отличие от СНиП, в «Еврокод 3. Проектирование стальных конструкций. Часть 1-6. Прочность и устойчивость оболочек» отсутствуют какие-либо оговорки (ограничительные условия) по применению расчетов в такой постановке. Кроме того, разрешается или рекомендуется применение расчетов в физически нелинейной постановке, а также в физически и геометрически нелинейной постановке, что может быть реализовано только с использованием ЭВМ.

4.1.1.6 Предельное состояние разрыва при растяжении принимается как состояние, при котором стенка оболочки испытывает разрушение сечения брутто вследствие растяжения, что ведет к разделению оболочки на две части.



4.1.1.7 При отсутствии крепежных отверстий можно считать, что проверка на предельное состояние разрыва при растяжении охватывается проверкой на предельное состояние по пластичности. Однако там, где встречаются отверстия под крепежные изделия, следует дополнительно выполнить проверку в соответствии с п. 6.2 стандарта СН РК EN 1993-1-1.

4.1.1.8 Характеристики поперечных сечений брутто следует определять по номинальным размерам. Не следует вычитать площади поперечных сечений отверстий под болты, но необходимо учитывать ослабления большего размера. Не следует учитывать стыковые накладки в сечении.

4.1.1.9 Площадь поперечного сечения нетто следует принимать равной площади брутто за вычетом площадей поперечных сечений всех отверстий и других ослаблений.

4.1.1.10 При определении характеристик сечения элемента нетто вычитаемая площадь поперечного отверстия принимается равной площади его поперечного сечения брутто. Для отверстий с фаской ее следует учитывать аналогично.

4.1.1.11 При рядовом расположении отверстий общая вычитаемая площадь отверстий должна равняться максимальной сумме площадей сечения отверстий в любом поперечном сечении, перпендикулярном к оси элемента (см. плоскость разрушения 2 на Рисунке 4.1).

**ПРИМЕЧАНИЕ** Максимальная сумма предопределяет положение критической линии разрушения.

4.1.1.12 Согласно СН РК EN 1993-1-1, при шахматном расположении отверстий общая вычитаемая площадь отверстий должна быть не менее:

а) вычитаемой площади отверстий, вычисленной по указаниям 4.1.1.3;

б) 
$$t \cdot \left( n d_0 - \sum \frac{s^2}{4p} \right),$$

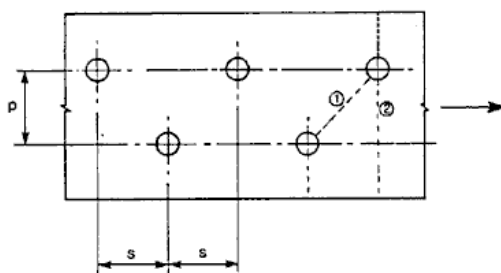
где  $s$  — шаг при расположении в шахматном порядке, расстояние между центрами двух смежных отверстий, измеренное по линии, параллельной оси элемента;

$p$  — расстояние между центрами тех же двух отверстий, измеренное по линии, перпендикулярной к оси элемента;

$t$  — толщина;

$n$  — количество отверстий, расположенных на любой диагональной или зигзагообразной линии, проходящей через весь элемент или его часть, Рисунок 4.1;

$d_{0n}$  — диаметр отверстия.



**Рисунок 4.1 — Отверстия, расположенные в шахматном порядке, и линии критического разрушения 1 и 2**

4.1.1.3.13 В уголках или других элементах с отверстиями, расположенными более чем в одной плоскости, расстояние  $p$  следует измерять между осями отверстий вдоль элемента (Рисунок 4.2).

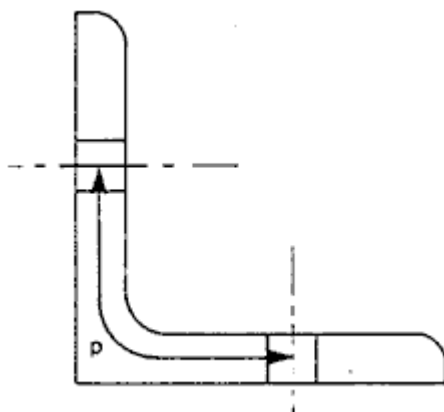


Рисунок 4.2 — Уголки с отверстиями в обеих полках

4.1.1.3.14 При проверке на предельное состояние по пластичности можно предположить пластическое или частично пластическое поведение конструкции (т.е. положениями о упругой совместимости можно пренебречь).

ПРИМЕЧАНИЕ Основной характеристикой этого предельного состояния является то, что воспринимаемая нагрузка или воздействия (сопротивление) не могут быть увеличены без значительного изменения геометрии конструкции или деформационного упрочнения материала.

4.1.1.3.15 При проверке LS1 следует учесть все значимые комбинации нагрузок.

4.1.1.3.16 Следует использовать один или несколько следующих методов расчета (см. 2.2) при вычислении расчетных напряжений и равнодействующих напряжений во время проверки LS1:

- мембранная теория;
- выражения в Приложениях А и В;
- линейно-упругий расчет (LA);
- материально нелинейный расчет (MNA);
- геометрически и материально нелинейный расчет (GMNA).

#### 4.1.2 LS2: Циклическая пластичность

4.1.2.1 В советской терминологии этот вид работы конструкции принято называть малоцикловой усталостью. Он характеризуется тем, что циклически действующая на конструкцию нагрузка такова, что пиковые напряжения в циклах равны, превышают или близки пределу текучести. В этих случаях безопасность эксплуатации напрямую зависит от того, насколько приспособляемой является конструкция к такой нагрузке, т.е., способна ли конструкция на каком-то этапе перейти при действии такой нагрузки в состояние упругой работы. Прогнозирование действительной работы конструкции в таких условиях очень затруднительно и, по-видимому, поэтому в СНиП II-23-81\* «Стальные

конструкции. Нормы проектирования» такой вид предельного состояния не рассматривается. Можно отметить, что проверка на малоцикловую прочность введена в украинских нормах проектирования стальных резервуаров, см. ВБН В.2.2-58.2-94 «Резервуары вертикальные стальные для хранения нефти и нефтепродуктов...», однако принятая в этом документе методика нуждается в существенной корректировке и уточнении.

4.1.2.3 В «Еврокод 3. Проектирование стальных конструкций. Часть 1-6. Прочность и устойчивость оболочек» данный вид предельного состояния предполагает либо ограничение амплитуды напряжений в цикле удвоенной величиной расчетного предела текучести (фактически это условие приспособляемости) и тогда проверка предельного состояния может осуществляться на базе линейно-упругого расчета, либо проверяется и ограничивается накопление пластических деформаций и тогда это можно осуществить только на основе расчета с учетом физической нелинейности и использования ЭВМ.

4.1.2.4 Предельное состояние циклической пластичности принимается как состояние, при котором повторяющиеся циклы приложения и снятия нагрузки вызывают пластическую деформацию растяжения и сжатия в одной и той же точке, подвергая конструкцию повторяющемуся пластическому деформированию, что в результате приводит к образованию местных трещин вследствие исчерпания способности материала к поглощению энергии.

ПРИМЕЧАНИЕ Напряжения, связанные с этим предельным состоянием, возникают при комбинации всех воздействий и условий совместимости для конструкции.

4.1.2.5 При проверке LS2 следует учесть все переменные воздействия (такие как временные нагрузки и колебания температур), способные вызвать пластические деформации и которые, возможно, будут действовать в течение более трех циклов за срок службы конструкции.

4.1.2.6 При проверке этого предельного состояния следует учесть совместимость деформаций при упругих или упругопластических условиях.

4.1.2.7 Следует использовать один или несколько следующих методов расчета (см. 2.2) при вычислении расчетных напряжений и равнодействующих напряжений во время проверки LS2:

- выражения в Приложении С;
- упругий расчет (LA или GNA);
- MNA или GMNA для определения диапазона пластических деформаций.

4.1.2.8 Можно считать, что малоцикловое усталостное разрушение исключено, если выполняются процедуры, установленные в настоящем стандарте.

### **4.1.3 LS3: Потеря продольной устойчивости**

4.1.3.1 В СНиП II-23-81\* «Стальные конструкции. Нормы проектирования» предельные состояния, связанные с потерей устойчивости, проверяются с использованием простых формул с введением в них соответствующих коэффициентов, учитывающих в

том числе и работу стали в упруго-пластической стадии, а также возможность наличия в конструкциях оболочек начальных несовершенств (дефектов геометрии).

4.1.3.2 В «Еврокод 3. Проектирование стальных конструкций. Часть 1-6. Прочность и устойчивость оболочек» существенно большее внимание уделяется классификации возможных (характерных) дефектов (в советских нормах эти сведения были перенесены в нормы, относящиеся к тем или иным конкретным видам оболочечных конструкций, см., например, СНиП 2.09.03-85. «Сооружение промышленных предприятий», СНИП III-18-75 «Металлические конструкции» и др.).

4.1.3.3 Кроме того, в «Еврокод 3. Проектирование стальных конструкций. Часть 1-6. Прочность и устойчивость оболочек» сравнительно большое внимание уделяется методологии проведения численного анализа, выполнение которого возможно только с использованием соответствующих программных комплексов, реализующихся исключительно с применением ЭВМ. Предполагается проведение численного анализа с учетом физической и геометрической нелинейности поведения оболочечных конструкций под нагрузкой. В советских нормах проектирования такие виды анализа рекомендуются только в качестве дополнительных обоснований устойчивости уникальных зданий и сооружений.

4.1.3.4 Предельное состояние потери продольной устойчивости принимается как состояние, при котором во всей конструкции или ее части резко появляются смещения, перпендикулярные поверхности оболочки, вызванные потерей устойчивости под воздействием сжимающих мембранных или касательных мембранных напряжений в стенке оболочки, что приводит к неспособности выдержать увеличение равнодействующих напряжений с возможным полным разрушением конструкции.

4.1.3.5 Следует использовать один или несколько следующих методов расчета (см. 2.2) при вычислении расчетных напряжений и равнодействующих напряжений во время проверки LS3:

- мембранная теория только для осесимметричных состояний (исключения см. в соответствующих прикладных частях стандарта СН РК EN 1993), приведенная в Приложении А;

- линейно-упругий расчет (LA), который представляет собой минимальное требование для расчета напряжений при общих условиях нагружения (за исключением случаев, когда сочетание нагрузок приведено в Приложении А);

- линейно-упругий расчет бифуркации (LBA), который требуется для оболочек при общих условиях нагружения, если используется критическое сопротивление потере продольной устойчивости;

- materially нелинейный расчет (MNA), который требуется для оболочек при общих условиях нагружения, если используется номинальное пластическое сопротивление;

- GMNIA в сочетании с MNA, LBA и GMNA с использованием соответствующих дефектов и вычисленных калибровочных коэффициентов.

4.1.3.6 При проверке LS3 следует учесть все значимые комбинации нагрузок, вызывающие сжимающие мембранные или касательные мембранные напряжения в оболочке.

4.1.3.7 Поскольку прочность при предельном состоянии LS3 сильно зависит от качества конструкции, при оценке прочности следует учитывать связанные требования к допускам на изготовление.

ПРИМЕЧАНИЕ С этой целью в Разделе 8 приводятся три класса геометрических допусков, называемые «классы качества изготовления».

#### **4.1.4 LS4: Усталость**

4.1.4.1 Предельное состояние данного вида трактуется и проверяется практически идентично в советских нормах и в Еврокоде. Все сводится к линейно-упругому расчету или к геометрически нелинейному упругому расчету (в этом случае только с использованием ЭВМ) с соответствующими ограничениями величины напряжений. В расчете здесь нужно учитывать имеющиеся, или возможные, местные концентраторы напряжений и определять характер распределения и максимальную величину напряжений в таких зонах. Эта операция, как в советских нормах, так и в Еврокоде, сводится к идентификации имеющихся в конструкции концентраторов со стандартными, приведенными в нормах. В качестве альтернативы в Еврокоде предусматривается также оценка и соответствующее ограничение накопленных усталостных повреждений.

4.1.4.2 Предельное состояние усталости принимается как состояние, при котором повторяющиеся циклы увеличения и уменьшения напряжения приводят к развитию усталостных трещин.

4.1.4.3 Следует использовать следующие методы расчета (см. 2.2) при вычислении расчетных напряжений и равнодействующих напряжений во время проверки LS4:

- выражения в Приложении С при использовании коэффициентов концентрации напряжений;
- упругий расчет (LA или GNA) при использовании коэффициентов концентрации напряжений.

4.1.4.4 При проверке LS4 следует учитывать все переменные воздействия, которые будут приложены в течение более  $N_f$  циклов за расчетный срок службы конструкции согласно значимому спектру воздействия в стандарте СН РК EN 1991 в соответствии с соответствующей прикладной частью СН РК EN 1993-3 или СН РК EN 1993-4.

ПРИМЕЧАНИЕ В Национальном Приложении может быть предусмотрен выбор значения  $N_f$ . Рекомендуется значение  $N_f = 10\,000$ .

### **4.2 Принципы проектирования оболочек по предельным состояниям**

#### **4.2.1 Общие положения**

4.2.1.1 Все методы расчета и принципы проектирования, рекомендуемые в Еврокоде для проектирования оболочек, хорошо известны и очень часто использовались и используются специалистами на постсоветском пространстве в области ракетно- и

самолетостроения, кораблестроении и в других технических приложениях. В практике строительства методы, учитывающие физическую и особенно геометрическую нелинейность работы оболочечных конструкций, применяются гораздо реже. Здесь в подавляющем большинстве случаев в качестве базового используется традиционный линейно упругий расчет, позволяющий достаточно точно определять все компоненты напряженно-деформированного состояния как на участках безмоментного состояния, так и в зонах «краевых эффектов». В советской практике проектирования именно в указанных зонах допускалось развитие умеренных пластических деформаций, при этом инженерные расчеты выполняются с использованием зависимостей теории упругих оболочек, а геометрические характеристики сечений, в частности, момент сопротивления, принимаются с введением соответствующих коэффициентов, учитывающих частичную пластификацию сечений.

4.2.1.2 В итоге, в инженерных нормах проектирования стальных конструкций все расчеты сводятся к простым расчетным формулам. Это, с одной стороны, упрощает проектирование, с другой стороны, позволяет получать однозначные решения, правильность которых может быть легко проконтролирована. Последнее является очень важным в реальной практике проектирования. И в этой связи нужно отметить, что результаты расчетов с учетом физической и геометрической нелинейностей, во-первых, могут быть получены исключительно с применением численного анализа, построенного на методе конечных элементов и с обязательным использованием ЭВМ, во-вторых, по этой причине они в значительной мере зависят от целого ряда факторов, имеющих неоднозначное влияние на получаемые результаты (это, например, принятая к расчету расчетная схема, сетка разбиения на конечные элементы, используемый программный комплекс и т.д.). По-видимому, учитывая эти обстоятельства, расчеты в нелинейной постановке в реальном проектировании с позиций советских норм могут применяться только с целью получения дополнительных (к результатам обычных инженерных расчетов) обоснований правильности выбранного конструктивного или технического (при ремонтах и усилении) решения.

4.2.1.3 Следует отметить, что в «Еврокод 3. Проектирование стальных конструкций. Часть 1-6. Прочность и устойчивость оболочек» отсутствуют какие-либо обязательные требования по проведению именно нелинейных расчетов в тех или иных конкретных случаях, но не определены и ограничения по их применению.

4.2.1.4 Проверку предельного состояния следует выполнять с использованием:

- проектирования по напряжениям;
- прямого проектирования с применением стандартных выражений;
- проектирование посредством общего численного расчета (например, при помощи компьютерных программ, таких как программы, основанные на методе конечных элементов).

4.2.1.5 Следует учитывать тот факт, что упругопластическое поведение материала, вызванное различными составляющими напряжения в оболочке, оказывает различное влияние на режимы разрушения и абсолютные предельные состояния. Поэтому составляющие напряжения должны быть отнесены к категориям напряжения с различными пределами. Напряжения, возникающие для удовлетворения требований

равновесия, следует считать более важными по сравнению с напряжениями, вызванными совместимостью деформаций, перпендикулярных оболочке. Можно считать, что местные напряжения, вызванные эффектами надрезов в строительных деталях, оказывают пренебрежимо малое влияние на сопротивление статическим нагрузкам.

4.2.1.6 При проектировании по напряжениям следует различать категории первичных, вторичных и местных напряжений. Первичные и вторичные напряженные состояния могут быть заменены равнодействующими напряжений, когда это целесообразно.

4.2.1.7 При общем расчете первичные и вторичные напряженные состояния следует заменить предельной нагрузкой и диапазоном деформаций для циклического нагружения.

4.2.1.8 В целом, можно предположить, что первичные напряженные состояния управляют LS1, LS3 строго зависит от первичных напряженных состояний, но может быть подвержено влиянию вторичных напряженных состояний, LS2 зависит от комбинации первичных и вторичных напряженных состояний, а местные напряжений определяют LS4.

## **4.2.2 Проектирование по напряжениям**

### **4.2.2.1 Общие положения**

4.2.2.1 Если используется подход проектирования по напряжениям, предельные состояния следует оценивать по трем категориям напряжений: первичным, вторичным и местным. Разделение на категории выполняется, главным образом, по эквивалентному напряжению фон Мизеса в точке, но оценка напряжений при потере продольной устойчивости не может выполняться с использованием этого значения.

### **4.2.2.2 Первичные напряжения**

4.2.2.2.1 Первичные напряжения принимаются как напряженное состояние, требуемое для равновесия с приложенными нагрузками. Их можно вычислить из любой реалистичной статически допустимой детерминированной системы. Предельное состояние по пластичности (LS1) следует считать достигнутым, когда первичное напряжение достигает предела текучести по всей толщине стенки в достаточном числе точек, так что только резерв деформационного упрочнения или изменение геометрии вызывают увеличение сопротивления конструкции.

4.2.2.2.2 Вычисление первичных напряжений должно быть основано на любой системе равнодействующих напряжений, удовлетворяющих требованиям равновесия конструкции. При этом также могут учитываться преимущества теории пластичности. В качестве альтернативы, поскольку линейно-упругий расчет удовлетворяет требованиям равновесия, его оценки также можно использовать в качестве надежного представления предельного состояния по пластичности (LS1). Можно применять любой из методов расчета, приведенных в 5.3.

4.2.2.2.3 Поскольку проектирование по предельному состоянию LS1 допускает полную пластификацию поперечного сечения, первичные напряжения вследствие

изгибающих моментов могут быть вычислены на основании пластического момента сопротивления сечения, см. 6.2.1. Если имеет место взаимодействие между равнодействующими напряжения в поперечном сечении, можно применять правила взаимодействия, основанные на критерии текучести фон Мизеса.

4.2.2.2.4 Первичные напряжения должны ограничиваться расчетным значением предела текучести, см. Раздел 6 (LS1).

#### **4.2.2.3 Вторичные напряжения**

4.2.2.3.1 В статически неопределимых конструкциях следует учитывать вторичные напряжения, вызванные внутренней совместимостью и совместимостью с граничными условиями, которые обусловлены приложенными нагрузками или приложенными смещениями (температурой, предварительным напряжением, осадкой, усадкой).

**ПРИМЕЧАНИЕ** При приближении к условию текучести фон Мизеса смещения конструкции возрастают без дальнейшего увеличения напряженного состояния.

4.2.2.3.2 Если циклические нагрузки вызывают пластичность, и проходит несколько циклов нагружения, следует рассмотреть возможность уменьшения сопротивления, вызванного вторичными напряжениями. Если циклические нагрузки имеют такую величину, что пластические деформации возникают при максимальной нагрузке повторно при снятии нагрузки, следует учесть возможное разрушение вследствие циклической пластичности, связанное с вторичными напряжениями.

4.2.2.3.3 Если вычисление напряжений выполняется с использованием линейно-упругого расчета, который учитывает все значимые условия соответствия (эффекты у границ, сопряжения, изменения толщины стенки и т. д.), то напряжения, которые линейно изменяются по толщине, могут быть приняты в виде суммы первичных и вторичных напряжений и использованы при оценке с участием критерия текучести фон Мизеса, см. 6.2.

**ПРИМЕЧАНИЕ** Вторичные напряжения никогда не требуются отдельно от первичных напряжений.

4.2.2.3.4 На вторичные напряжения следует наложить следующие ограничения:

Сумма первичных и вторичных напряжений (включая изгибающие напряжения) должна быть ограничена величиной  $2f_{yd}$  для состояния циклической пластичности (LS2: см. Раздел 7);

Мембранная составляющая суммы первичных и вторичных напряжений должна быть ограничена расчетным сопротивлением потере продольной устойчивости (LS3: см. Раздел 8).

Сумма первичных и вторичных напряжений (включая изгибающие напряжения) должна быть ограничена сопротивлением усталости (LS4: см. Раздел 9).



#### **4.2.2.4 Местные напряжения**

4.2.2.4.1 При оценке усталости (LS4) следует учитывать напряжения высокой степени локализации, связанные с концентраторами напряжений в стенке оболочки вследствие эффектов надреза (отверстий, сварных швов, ступенчатых стенок, креплений и соединений).

4.2.2.4.2 Для строительных деталей, приведенных в стандарте СН РК EN 1993-1-9, проектирование на усталость может быть основано на номинальных линейно-упругих напряжениях (сумме первичных и вторичных напряжений) в соответствующей точке. Для всех других деталей местные напряжения могут быть вычислены с применением коэффициентов концентрации напряжений (коэффициентов влияния надреза) к напряжениям, вычисленным при использовании линейно-упругого расчета напряжений.

4.2.2.4.3 Местные напряжения должны быть ограничены в соответствии с требованиями для усталости (LS4), установленными в Разделе 9.

#### **4.2.3 Указания при проектировании**

4.2.2.4.1 При использовании прямого проектирования предельные состояния могут быть представлены стандартными выражениями, полученными по мембранной теории, теории пластического механизма или из линейно-упругого расчета.

4.2.2.4.2 Выражения из мембранной теории, приведенные в Приложении А, можно использовать для определения первичных напряжений, необходимых при оценке LS1 и LS3.

4.2.2.4.3 Выражения для проектирования с учетом пластичности, приведенные в Приложении В, можно использовать для определения предельных пластических нагрузок при оценке LS1.

4.2.2.4.4 Выражения для линейно-упругого расчета, приведенные в Приложении С, можно использовать для определения напряжений первичного и вторичного типа, необходимых для оценки LS2 и LS4. Оценка LS3 может быть основана на мембранной части этих выражений.

#### **4.2.4 Проектирование посредством общего численного расчета**

4.2.4.1 При использовании общего численного расчета оценку предельных состояний следует выполнять с применением одного из альтернативных видов расчета, указанных в 2.2 (кроме расчета по мембранной теории), применительно ко всей конструкции.

4.2.4.2 Линейно-упругий расчет (LA) можно использовать для определения напряжений или равнодействующих напряжений при оценке LS2 и LS4. Мембранные части напряжений, полученных из расчета LA, можно использовать при оценке LS3. Оценку LS1 можно выполнить при помощи расчета LA, но расчет LA дает лишь приближенную оценку и его результаты следует представить, как установлено в Разделе 6.

4.2.4.3 Линейно-упругий расчет бифуркации (LBA) можно использовать для определения критического сопротивления потере продольной устойчивости конструкции для использования при оценке LS3.

4.2.4.4 Материально нелинейный расчет (MNA) можно использовать для определения пластического номинального сопротивления, которое можно использовать при оценке LS1. При предшествующем циклическом нагружении расчет MNA можно использовать для определения приращений пластических деформаций при оценке LS2. Пластическое номинальное сопротивление также требуется в рамках оценки LS3, его можно найти из расчета MNA.

4.2.4.5 Геометрически нелинейные расчеты (GNA и GNIA) включают в себя рассмотрение деформаций конструкции. Однако ни одна методология проектирования из Раздела 8 не допускает применять эти расчеты без расчета GMNIA. Расчет GNA можно использовать для определения нагрузки, вызывающей упругую потерю продольной устойчивости идеальной конструкции. Расчет GNIA можно использовать для определения нагрузки, вызывающей упругую потерю продольной устойчивости неидеальной конструкции.

4.2.4.6 Геометрически и материально нелинейный расчет (GMNA и GMNIA) можно использовать для определения разрушающих нагрузок для идеальной (GMNA) и неидеальной конструкции (GMNIA). Расчет GMNA можно использовать при оценке LS1, как описано в 6.3. Разрушающая нагрузка из расчета GMNIA может использоваться, при дополнительном рассмотрении разрушающей нагрузки из расчета GMNA, для оценки LS3, как описано в 8.7. При предшествующем циклическом нагружении приращения пластических деформаций, взятые из расчета GMNA, можно использовать для оценки LS2.

## **5 РАВНОДЕЙСТВУЮЩИЕ НАПРЯЖЕНИЙ И ДРУГИЕ НАПРЯЖЕНИЯ В ОБОЛОЧКАХ**

### **5.1 Равнодействующие напряжений в оболочке**

5.1.1 Как правило, в любой точке стенки оболочки следует вычислять восемь равнодействующих напряжений. Все они должны быть учтены при оценке оболочки в отношении каждого предельного состояния. Однако, касательные напряжения  $\tau_{xn}$ ,  $\tau_{\theta n}$  от поперечных касательных усилий  $q_{xn}$ ,  $q_{\theta n}$  незначительны в сравнении с другими составляющими напряжения почти во всех практических случаях, поэтому ими обычно можно пренебречь при проектировании.

5.1.2 Соответственно, для большинства целей проектирования оценка предельных состояний может выполняться с использованием только шести равнодействующих напряжений в стенке оболочки  $n_x$ ,  $n_\theta$ ,  $n_{x\theta}$ ,  $m_x$ ,  $m_\theta$ ,  $m_{x\theta}$ . Если конструкция является осесимметричной и подвержена воздействию только осесимметричных нагрузок и опор, необходимо использовать только  $n_x$ ,  $n_\theta$ ,  $m_x$  и  $m_\theta$ .

5.1.3 При возникновении любой неопределенности в отношении напряжения, которое необходимо использовать при любой проверке предельного состояния, следует использовать эквивалентное напряжение фон Мизеса на поверхности оболочки.

## 5.2 Моделирование оболочки для расчета

### 5.2.1 Геометрия

5.2.1.1 Оболочке должна быть представлена своей срединной поверхностью.

5.2.1.2 В качестве радиуса кривизны следует принять номинальный радиус кривизны. Дефектами следует пренебречь, за исключением случаев, установленных в Разделе 8 (предельное состояние по потере продольной устойчивости LS3).

5.2.1.3 Совокупность сегментов оболочки не следует разделять на отдельные сегменты для расчета, за исключением случаев, когда граничные условия для каждого сегмента выбраны так, что дают консервативное представление взаимодействий между ними.

5.2.1.4 Опорное кольцо, предназначенное для передачи местных усилий в опорах на оболочку, не следует отделять от оболочки, которая на него опирается, при оценке предельного состояния LS3.

5.2.1.5 Эксцентриситеты и уступы в срединной поверхности оболочки следует включить в расчетную модель, если они вызывают значительные изгибающие эффекты в результате воздействия равнодействующих мембранных напряжений по эксцентрической траектории.

5.2.1.6 В сопряжениях между сегментами оболочки любой эксцентриситет между срединными поверхностями сегментов оболочки следует учитывать при моделировании.

5.2.1.7 Кольцо жесткости следует рассматривать в качестве отдельного элемента конструкции оболочки, за исключением случаев, когда расстояние между кольцами менее  $1,5\sqrt{rt}$ .

5.2.1.8 Оболочку с прикрепленными к ней дискретными стрингерами можно рассматривать в качестве ортотропной однородной оболочки при условии, что расстояние между стрингерами не превышает  $5\sqrt{rt}$ .

5.2.1.9 Оболочку, имеющую гофрировку (вертикальную или горизонтальную), можно рассматривать в качестве ортотропной однородной оболочки при условии, что расстояние между ребрами гофрировки менее  $0,5\sqrt{rt}$ .

5.2.1.10 Отверстие в оболочке можно не учитывать при моделировании при условии, что его наибольший размер составляет менее  $0,5\sqrt{rt}$ .

5.2.1.11 Устойчивость оболочки конструкции проверяют путем проверки ее на предельное состояние продольного изгиба оболочки, используя методы, установленные в части 8 EN 1993-1-6.

5.2.1.12 Если при расчете на внешние воздействия оболочку конструкции рассматривают в качестве единой балки, см. 5.2.1 СН РК EN 1993-3-2, то применяют принцип расчета напряжения, установленный в СН РК EN 1993-1-6.

5.2.1.13 Если необходимо применить общую теорию второго порядка для балки, см. 5.2.3 СН РК EN 1993-3-2, то проверку на продольный изгиб оболочки проводят с меридиональными мембранными напряжениями сжатия, которые включают эффекты второго порядка.

### 5.2.2 Граничные условия

5.2.2.1 Соответствующие граничные условия следует использовать при расчетах для оценки предельных состояний согласно условиям, указанным в Таблице 5.1. Специальные условия, необходимые для вычислений потери продольной устойчивости, см. в 8.3.

5.2.2.2 Вращательные ограничения у границ оболочки можно не учитывать при моделировании для предельного состояния LS1, но следует включить в модель для предельных состояний LS2 и LS4. Для коротких оболочек (см. Приложение D) вращательные ограничения следует включить для предельного состояния LS3.

5.2.2.3 Граничные условия в опорах следует проверить, чтобы гарантировать, что они не вызывают чрезмерной неравномерности передаваемых или создаваемых усилий, которые эксцентричны срединной поверхности оболочки. Подробные данные о применении этого правила к бункерам и резервуарам см. в соответствующих прикладных частях СН РК EN 1993.

5.2.2.4 При использовании общего численного расчета граничное условие для нормального смещения  $w$  также следует использовать для окружного смещения  $v$ , за исключением случаев, когда особые обстоятельства делают это нецелесообразным.

**Таблица 5.1 — Граничные условия для оболочек**

Код граничных условий	Простой термин	Описание	Нормальное смещение $s$	Меридиональные смещения	Меридиональное вращение
BC1r	Защемление	радиальная связь меридиональная связь вращательная связь	$w = 0$	$u = 0$	$\beta_\phi = 0$
BC1f		радиальная связь меридиональная связь вращательная свобода	$w = 0$	$u = 0$	$\beta_\phi = 0$
BC2r		радиальная связь меридиональная связь вращательная связь	$w = 0$	$u \neq 0$	$\beta_\phi = 0$
BC2f	Шарнир	радиальная связь меридиональная свобода вращательная свобода	$w = 0$	$u \neq 0$	$\beta_\phi = 0$
BC3	Свободный край	радиальная свобода меридиональная свобода вращательная свобода	$w \neq 0$	$u \neq 0$	$\beta_\phi = 0$
ПРИМЕЧАНИЕ Окружное смещение $v$ тесно связано со смещением $w$ , нормальном к поверхности, поэтому для этих двух параметров отдельные граничные условия не указываются (см. 5.2.2.4), а значения в столбце 4 следует принимать для смещения $v$ .					

### 5.2.3 Воздействия и влияние окружающей среды

5.2.3.1 Предполагается, что все воздействия действуют на срединной поверхности оболочки. Эксцентриситеты нагрузки должны быть представлены статическими эквивалентными усилиями и моментами на срединной поверхности оболочки.

5.2.3.2 Местные воздействия и местные участки воздействия не следует представлять эквивалентными равномерно распределенными нагрузками, за исключением случаев, описанных в Разделе 8 для потери продольной устойчивости (LS3):

5.2.3.3 При моделировании должны учитываться все следующие факторы, при их наличии:

- местная осадка под стенками оболочки;
- местная осадка под дискретными опорами;
- однородность / неоднородность опоры конструкции;
- перепад температур от одной стороны конструкции к другой;
- перепад температур изнутри конструкции наружу;
- ветровые эффекты на отверстия и проемы;
- взаимодействие ветровых эффектов в группах конструкций;
- соединения с другими конструкциями;
- условия в процессе монтажа.

### 5.2.4 Равнодействующие напряжений и другие напряжения

5.2.4.1 При условии, что отношение радиуса к толщине больше  $(r/t)_{\min}$ , кривизной оболочки можно пренебречь при расчете равнодействующих напряжений по напряжениям в стенке оболочки.

ПРИМЕЧАНИЕ В Национальном Приложении может быть предусмотрен выбор значения  $(r/t)_{\min}$ . Рекомендуется значение  $(r/t)_{\min} = 25$ .

## 5.3 Виды расчета

5.3.2 Проектирование должно быть основано на одном или нескольких видах расчета, представленных в Таблице 5.2. Условия, определяющие использование каждого вида расчета, приведены в п. 2.2.

Таблица 5.2 — Виды расчета оболочки

Вид расчета	Теория оболочек	Характеристик и материала	Геометрия оболочки
мембранная теория оболочек	равновесие мембраны	не применимо	идеальная
линейно-упругий расчет оболочки (LA)	линейный изгиб и растяжение	линейные	идеальная
линейно-упругий расчет бифуркации (LBA)	линейный изгиб и растяжение	линейные	идеальная
геометрически нелинейный упругий расчет (GNA)	нелинейная	линейные	идеальная
материально нелинейный расчет (MNA)	линейная	нелинейные	идеальная
геометрически и материально нелинейный расчет (GMNA)	нелинейная	нелинейные	идеальная
геометрически нелинейный упругий расчет с учетом дефектов (GNIA)	нелинейная	линейные	неидеальная
геометрически и материально нелинейный расчет с учетом дефектов (GMNIA)	нелинейная	нелинейные	неидеальная

## 6 ПРЕДЕЛЬНОЕ СОСТОЯНИЕ ПО ПЛАСТИЧНОСТИ (LS1)

### 6.1 Расчетные величины воздействий

6.1.1Р Расчетные величины воздействий должны быть основаны на наиболее неблагоприятной комбинации значимых нагрузок (включая значимые коэффициенты  $\gamma_F$  и  $\psi$ ).

6.1.2 Необходимо включить только те воздействия, которые представляют нагрузки, оказывающие влияние на равновесие конструкции.

### 6.2 Проектирование по напряжениям

#### 6.2.1 Расчетные величины напряжений

6.2.1.1 Несмотря на то, что проектирование по напряжениям основано на упругом расчете, а, следовательно, не может точно предсказывать предельное состояние по пластичности, его можно использовать, исходя из теоремы нижней границы, для нахождения консервативной оценки сопротивления пластическому разрушению, которое применяется для представления предельного состояния по пластичности, см. 4.1.1.

6.2.1.2 Можно использовать критерий пластичности Ильюшина, как описано в 6.2.1.6, который ближе к истинному состоянию пластического разрушения, чем простая оценка упругих поверхностных напряжений.

6.2.1.3 В каждой точке конструкции за расчетную величину напряжения  $\sigma_{eq,Ed}$  принимается наивысшее первичное напряжение, определенное при расчете конструкции, учитывающем законы равновесия между приложенной расчетной нагрузкой и внутренними усилиями и моментами.

6.2.1.4 За первичное напряжение можно принять максимальное значение напряжений, требуемых для равновесия с приложенными нагрузками в точке или вдоль осесимметричной линии в пустотелой конструкции.

6.2.1.5 При использовании расчета по мембранной теории полученное в результате двухмерное поле равнодействующих напряжений  $n_{x,Ed}$ ,  $n_{\theta,Ed}$  и  $n_{x\theta,Ed}$  может быть представлено эквивалентным расчетным напряжением  $\sigma_{eq,Ed}$  полученным по формуле:

$$\sigma_{eq,Ed} = \frac{1}{t} \sqrt{n_{x,Ed}^2 + n_{\theta,Ed}^2 - n_{x,Ed} \cdot n_{\theta,Ed} + 3n_{x\theta,Ed}^2} \quad (6.1)$$

6.2.1.6 При использовании расчета LA или GNA полученное в результате двухмерное поле первичных напряжений может быть представлено эквивалентным расчетным напряжением фон Мизеса:

$$\sigma_{eq,Ed} = \sqrt{\sigma_{x,Ed}^2 + \sigma_{\theta,Ed}^2 - \sigma_{x,Ed} \cdot \sigma_{\theta,Ed} + 3(\tau_{x\theta,Ed}^2 + \tau_{xn,Ed}^2 + \tau_{\theta n,Ed}^2)}, \quad (6.2)$$

где:

$$\sigma_{x,Ed} = \frac{n_{x,Ed}}{t} \pm \frac{m_{x,Ed}}{(t^2/4)}, \quad \sigma_{\theta,Ed} = \frac{n_{\theta,Ed}}{t} \pm \frac{m_{\theta,Ed}}{(t^2/4)}, \quad (6.3)$$

$$\tau_{x\theta,Ed} = \frac{n_{x\theta,Ed}}{t} \pm \frac{m_{x\theta,Ed}}{(t^2/4)}, \quad \tau_{xn,Ed} = \frac{q_{xn,Ed}}{t}, \quad \tau_{\theta n,Ed} = \frac{q_{\theta n,Ed}}{t}. \quad (6.4)$$

ПРИМЕЧАНИЕ 1 Вышеприведенные выражения дают упрощенное консервативное эквивалентное напряжение для проектирования.

ПРИМЕЧАНИЕ 2 Значения  $\tau_{xn,Ed}$  и  $\tau_{\theta n,Ed}$  обычно очень малы и не оказывают влияния на пластическое сопротивление, поэтому обычно ими можно пренебречь.

## 6.2.2 Расчетные величины сопротивления

6.2.2.1 Расчетную прочность фон Мизеса можно найти по формуле:

$$f_{eq,Ed} = f_{yd} = f_{yk} / \gamma_{MO} \quad (6.5)$$

6.2.2.2 Частный коэффициент для сопротивления  $\gamma_{MO}$  следует принять из соответствующего прикладного стандарта.

6.2.2.3 Если для данной формы конструкции отсутствует прикладной стандарт либо прикладной стандарт не определяет соответствующие значения  $\gamma_{MO}$ , то значение  $\gamma_{MO}$  следует принять из стандарта СН РК EN 1993-1-1.

6.2.2.4 Если материал имеет нелинейную характеристику «напряжение-деформация», за величину характеристического предела текучести  $f_{yk}$  следует принять условный 0,2 %-ный предел текучести.

6.2.2.5 Эффект отверстий под крепежные изделия следует учесть в соответствии с 6.2.1.1 для растяжения и 6.2.1.2 для сжатия. Для проверки растяжения сопротивление должно быть основано на расчетной величине предела прочности  $f_{td}$ .

6.2.2.6 Согласно СН РК EN 1993-1-1, расчетное значение растягивающей силы  $N_{Ed}$  в каждом поперечном сечении должно удовлетворять условию:

$$\frac{N_{Ed}}{N_{t,Rd}} \leq 1,0.$$

6.2.2.7 Согласно СН РК EN 1993-1-1, для сечений с отверстиями для болтов расчетное значение несущей способности на растяжение  $N_{t,Rd}$  следует принимать наименьшим из:

а) расчетного значения несущей способности поперечного сечения брутто в пластической стадии:

$$N_{pl,Rd} = \frac{A f_y}{\gamma_{M0}};$$

б) расчетного значения несущей способности поперечного сечения нетто в пластической стадии при наличии отверстий для болтов:

$$N_{u,Rd} = \frac{0,9 A_{net} f_u}{\gamma_{M2}}.$$

Если требуется определить предельное значение, см. СН РК EN 1998, то расчетное значение несущей способности в пластической стадии  $N_{pl,Rd}$  (как приведено в 6.2.3.2 а)) должно быть меньше расчетного значения несущей способности поперечного сечения нетто с отверстиями для болтов  $N_{u,Rd}$  (как приведено в 6.2.3.2 б)).

Для сечений с отверстиями для болтов расчетное значение несущей способности на растяжение  $N_{t,Rd}$  следует принимать по СН РК EN 1993-1-4, наименьшим из:

а) расчетного значения несущей способности поперечного сечения брутто в пластической стадии:

$$N_{pl,Rd} = \frac{A f_y}{\gamma_{M0}};$$

б) расчетного значения несущей способности поперечного сечения нетто в пластической стадии при наличии отверстий для болтов:

$$N_{u,Rd} = \frac{0,9 A_{net} f_u}{\gamma_{M2}}.$$

6.2.2.8 В соединениях класса С (см. СН РК EN 1993-1-8, 3.4.2.1), расчетное значение несущей способности при растяжении  $N_{t,Rd}$  по 6.2.3.1 для поперечного сечения нетто при наличии отверстий для болтов следует принимать равным  $N_{net,Rd}$ , где:

$$N_{net,Rd} = \frac{A_{net} f_y}{\gamma_{M0}}.$$

6.2.2.9 При креплении уголков одной полкой см. также СН РК EN 1993-1-8, 3.6.3. Аналогичные требования справедливы также для других типов сечений, прикрепляемых свесом полки.

6.2.2.10 Согласно СН РК EN 1993-1-1, расчетное значение сжимающей силы  $N_{Ed}$  в каждом поперечном сечении следует определять по формуле:

$$\frac{N_{Ed}}{N_{c,Rd}} \leq 1,0.$$



2. Расчетное значение несущей способности поперечного сечения при равномерном сжатии  $N_{c,Rd}$  следует определять по формулам:

$$N_{c,Rd} = \frac{Af_y}{\gamma_{M0}} \quad \text{— для поперечных сечений класса 1, 2 или 3;}$$

$$N_{c,Rd} = \frac{A_{eff}f_u}{\gamma_{M0}} \quad \text{— для поперечных сечений класса 4.}$$

6.2.2.11 Отверстия для болтов, за исключением отверстий с большим припуском и овальных отверстий, определенных в EN 1090, в сжатых элементах не учитываются, если в отверстия установлены болты.

6.2.2.12 В случае несимметричных сечений класса 4 для учета дополнительного момента  $\Delta M_{Ed}$ , определяемого по указаниям 6.2.2.5.4, следует применять метод, приведенный в 6.2.9.3.

### 6.2.3 Ограничение напряжений

6.2.3.1Р При каждой проверке этого предельного состояния расчетные напряжения должны удовлетворять условию:

$$\sigma_{eq,Ed} \leq f_{eq,Rd} \quad (6.6)$$

## 6.3 Проектирование путем общего численного MNA или GMNA анализа

6.3.1Р Расчетное сопротивление предела пластичности определяется в виде коэффициента запаса  $\gamma_R$ , применяемого к расчетным значениям  $F_{Ed}$  комбинаций воздействий для соответствующего сочетания нагрузок.

6.3.2 Расчетные значения воздействий  $F_{Ed}$  следует определять, как описано в 6.1. Соответствующие сочетания нагрузок должны быть образованы в соответствии с требуемыми комбинациями нагрузок.

6.3.3 При анализе MNA или GMNA, основанном на расчетном пределе текучести  $f_{yd}$ , оболочка должна быть подвергнута расчетным величинам сочетаний нагрузок, описанных в 2., постепенно увеличиваемых на коэффициент запаса  $\gamma_R$  до достижения предельного состояния по пластичности.

6.3.4 При использовании расчета MNA за коэффициент запаса  $\gamma_{R,MNA}$  можно принять наибольшее значение, полученное при расчете, без учета эффекта деформационного упрочнения. Этот коэффициент запаса определяется как пластический номинальный коэффициент сопротивления  $\gamma_{Rpl}$  в 8.7.

6.3.5 При использовании расчета GMNA, если расчет предсказывает максимальную нагрузку, за которой следует нисходящая траектория, то для определения коэффициента запаса  $\gamma_{R,GMNA}$  следует использовать максимальное значение. Если расчет GMNA не предсказывает максимальную нагрузку, но дает постепенно возрастающую зависимость «воздействие-смещение» без деформационного упрочнения материала, коэффициент запаса  $\gamma_{R,GMNA}$  следует принять не более величины, при которой максимальная эквивалентная пластическая деформация фон Мизеса в конструкции принимает значение:

$$\varepsilon_{mps} = n_{mps}(f_{yd}/E).$$

ПРИМЕЧАНИЕ В Национальном Приложении может быть предусмотрен выбор значения  $n_{mps}$ . Рекомендуется значение  $n_{mps} = 50$ .

6.3.6 За характеристическое сопротивление предела пластичности  $r_{Rk}$  следует принять  $r_{R,MNA}$  или  $r_{R,GMNA}$  в соответствии с использованным расчетом.

6.3.7Р Расчетное сопротивление предела пластичности  $F_{Rd}$  получают по формуле:

$$F_{Rd} = F_{Rk} / \gamma_{MO} = \frac{r_{Rk} \cdot F_{Ed}}{\gamma_{MO}} = r_{Rd} \cdot F_{Ed} \quad (6.7)$$

где  $\gamma_{MO}$  — частный коэффициент для сопротивления пластической деформации в соответствии с 6.2.2.

6.3.8Р Необходимо проверить, что:

$$F_{Ed} \leq F_{Rd} = r_{Rd} \cdot F_{Ed} \quad \text{или} \quad r_{Rd} \geq 1 \quad (6.8)$$

#### 6.4 Указания при проектировании

6.4.1 Для каждого сегмента оболочки в конструкции, представленного базовым сочетанием нагрузок, приведенным в Приложении А, наибольшее мембранное напряжение фон Мизеса  $\sigma_{eq,Ed}$ , определенное при расчетных значениях воздействий  $F_{Ed}$ , должно ограничиваться сопротивлением напряжениям в соответствии с 6.2.2.

6.4.2 Для каждого сегмента оболочки или пластины в конструкции, представленного базовым сочетанием нагрузок, приведенным в Приложении В, расчетные значения воздействий  $F_{Ed}$  не должны превышать сопротивление  $F_{Rd}$ , основанное на расчетном пределе текучести  $f_{yd}$ .

6.4.3 Если разрушение сечения нетто в болтовом соединении является критерием проектирования, расчетное значение воздействий  $F_{Ed}$  должно быть определено для каждого соединения. Если напряжение может быть представлено базовым сочетанием нагрузок, приведенным в Приложении А, и если возникающее в результате напряженное состояние состоит только из мембранных напряжений,  $F_{Ed}$  не должно превышать сопротивления  $F_{Rd}$ , основанного на расчетном пределе прочности  $f_{ud}$ , см. 6.2.2.5.

#### ПРИМЕР 1 Определение предельного значения краевой погонной нагрузки радиального направления для тонкостенной цилиндрической оболочки по предельному состоянию LS1

Для тонкостенной цилиндрической оболочки по предельному состоянию LS1 (предельное состояние по пределу пластичности, см. 1.1.4 СН РК EN 1993-1-1:2005 «Еврокод 3», проектированием по напряжениям, см. 4.2.1, 4.2.2.2.2 СН РК EN 1993-1-1:2005 «Еврокод 3», определить предельное значение краевой погонной нагрузки радиального направления.

Исходные данные: радиус оболочки  $r=100$  см; толщина  $t=1$  см; оболочка изготовлена из стали S235 (см. Таблицу 3.1 СН РК EN 1993-1-1:2005 «Еврокод 3»), для которой предел текучести равен  $f_y=235$  МПа, модуль упругости  $E=21000$  кН/см<sup>2</sup>, коэффициент Пуассона  $\nu=0,3$ .

**Таблица 1 Номинальные значения предела текучести  $f_y$  и временного сопротивления на растяжение  $f_u$  горячекатаной конструкционной стали**

Стандарт и марка стали	Номинальная толщина элемента $t$ , мм			
	$t \leq 40$		$40 < t \leq 80$	
	$f_y$ , Н/мм <sup>2</sup>	$f_u$ , Н/мм <sup>2</sup>	$f_y$ , Н/мм <sup>2</sup>	$f_u$ , Н/мм <sup>2</sup>
<b>EN 10025-2</b>				
S 235	235	360	215	360
S 275	275	430	255	410
S 355	355	510	335	470
S 450	440	550	410	550
<b>EN 10025-3</b>				
S 275 N/NL	275	390	255	370
S 355 N/NL	355	490	335	470
S 420 N/NL	420	520	390	520
S 460 N/NL	460	540	430	540
<b>EN 10025-4</b>				
S 275 M/ML	275	370	255	360
S 355 M/ML	355	470	335	450
S 420 M/ML	420	520	390	500
S 460 M/ML	460	540	430	530
<b>EN 10025-5</b>				
S 235 W	235	360	215	340
S 355 W	355	510	335	490
<b>EN 10025-6</b>				
S 460 Q/QL/QL1	460	570	440	550
<b>EN 10210-1</b>				
S 235 H	235	360	215	340
S 275 H	275	430	255	410
S 355 H	355	510	335	490
S 275 NH/NLH	275	390	255	370
S 355 NH/NLH	355	490	335	470
S 420 NH/NLH	420	540	390	520
S 460 NH/NLH	460	560	430	550
<b>EN 10219-1</b>				
S 235 H	235	360		
S 275 H	275	430		
S 355 H	355	510		
S 275 NH/NLH	275	370		
S 355 NH/NLH	355	470		
S 460 NH/NLH	460	550		
S 275 MH/MLH	275	360		
S 355 MH/MLH	355	470		
S 420 MH/MLH	420	500		
S 460 MH/MLH	460	530		

Решение будет проводиться на основе линейно-упругого расчета.

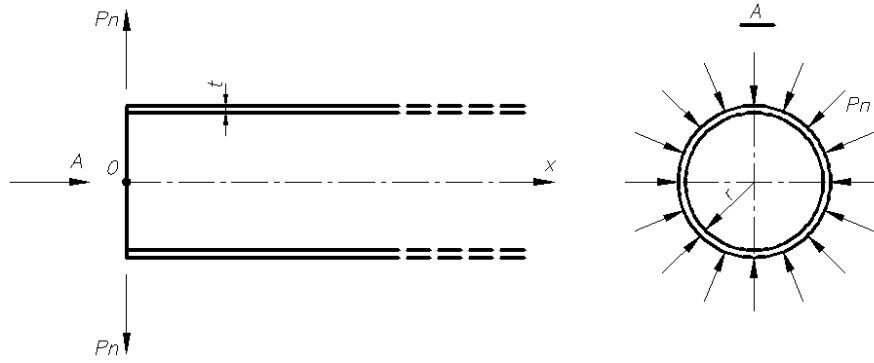


Рисунок 1

Линейно упругий расчет осесимметричных цилиндрических оболочек следует проводить, основываясь на известном дифференциальном уравнении (см., Формулу (8.15) в [1]):

$$D \frac{d^4 w}{dx^4} + 4 \cdot \beta_L^4 \cdot w = -\frac{\nu \cdot n_x}{r} + p_n,$$

где (см. Формулы (8.9), (8.16) в [1]):

$$D = \frac{E \cdot t^3}{12 \cdot (1 - \nu^2)}; \quad \beta_L = \sqrt[4]{\frac{3 \cdot (1 - \nu^2)}{r^2 \cdot t^2}}.$$

Его решение для длинных (при  $l \geq 2.5\sqrt{r \cdot t}$ ) цилиндрических оболочек представляется в виде (см. Формулу (8.15) в [1]):

$$w = e^{-\beta_L \cdot x} (A_1 \cdot \sin(\beta_L \cdot x) + A_2 \cdot \cos(\beta_L \cdot x)) + \bar{w}.$$

Рассматривая общий случай нагружения цилиндрической оболочки и используя общие зависимости теории тонкостенных оболочек, коэффициенты  $A_1$  и  $A_2$  можно выразить через изгибающий краевой момент  $m_{x0}$  и краевые радиальные усилия  $P_{n0}$ , а именно (см. Формулы на с. 318 в [1]):

$$A_1 = -\frac{m_{x0}}{2D\beta_L^2}; \quad A_2 = \frac{m_{x0}}{2D\beta_L^2} + \frac{P_{n0}}{2D\beta_L^3}.$$

Подставляя  $A_1$  и  $A_2$  в приведенное выше решение для длинных оболочек и используя общие зависимости теории оболочек (см. Формулы (8.5)-(8.8) в [1]), можно получим выражения для радиальных перемещений  $w$ , угла поворота  $\beta_\phi$ , меридиональных изгибающих моментов  $m_x$ , поперечных сил  $P_n$ , меридиональных усилий  $n_x$  и окружных усилий  $n_\theta$  в следующем виде (см. Формулы (8.27)-(8.31) в [1]):

$$w = \frac{m_{x0}}{2D\beta_L^2} \cdot e^{-\beta_L \cdot x} [\cos(\beta_L \cdot x) - \sin(\beta_L \cdot x)] + \frac{P_{n0}}{2D\beta_L^3} e^{-\beta_L \cdot x} \cos(\beta_L \cdot x) + \bar{w};$$

$$\beta_\phi = -\frac{m_{x0}}{D \cdot \beta_L} \cdot e^{-\beta_L \cdot x} [\cos(\beta_L \cdot x)] - \frac{P_{n0}}{2D \cdot \beta_L^2} \cdot e^{-\beta_L \cdot x} [\cos(\beta_L \cdot x) + \sin(\beta_L \cdot x)] +$$

$$+ \frac{d\bar{w}}{dx};$$

$$m_x = m_{x0} \cdot e^{-\beta_L \cdot x} [\cos(\beta_L \cdot x) + \sin(\beta_L \cdot x)] + \frac{P_{n0}}{\beta_L} \cdot e^{-\beta_L \cdot x} [\sin(\beta_L \cdot x)];$$

$$m_\theta = \nu \cdot m_x;$$

$$P_n = -2m_{x0} \cdot \beta_L \cdot e^{-\beta_L \cdot x} [\sin(\beta_L \cdot x)] + P_{n0} \cdot e^{-\beta_L \cdot x} [\cos(\beta_L \cdot x) - \sin(\beta_L \cdot x)];$$

$$n_\theta = \frac{E \cdot t \cdot w}{r}.$$

Функции:  $e^{-\beta_L \cdot x} [\cos(\beta_L \cdot x)];$   $e^{-\beta_L \cdot x} [\sin(\beta_L \cdot x)];$   $e^{-\beta_L \cdot x} [\cos(\beta_L \cdot x) + \sin(\beta_L \cdot x)];$   $e^{-\beta_L \cdot x} [(\cos(\beta_L \cdot x) - \sin(\beta_L \cdot x))]$  являются базовыми функциями в теории оболочек и в инженерных расчетах можно использовать их табличные значения, см., например, Таблицу 8.1 в [1] и др.

Для рассматриваемого случая нагружения, см. Рисунок 1, составляющая  $\bar{w}$ , представляющая собой радиальное перемещение в безмоментном состоянии, равна нулю.

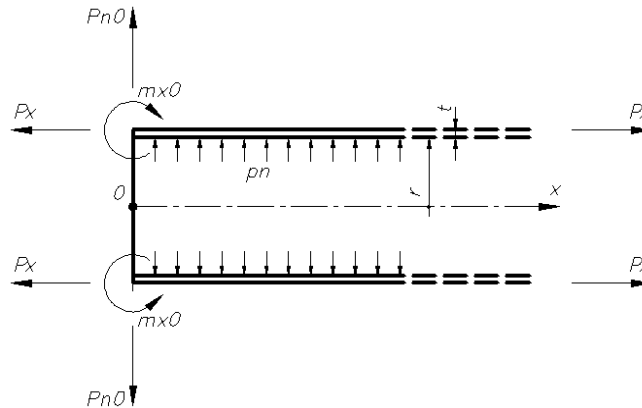


Рисунок 2

Предельное состояние по пределу пластичности с позиций упруго линейного расчета будет достигнуто, если хотя бы в одной из точек какого-либо хотя бы одного сечения оболочки будет достигнуто напряжение равно предельному.

В рассматриваемой задаче  $m_{x0} = p_n = n_x = 0$ , а наиболее напряженным будет являться сечение с координатой  $X=0$ , в котором приложена распределенная по окружности нагрузка  $P_{n0}$ . В этом сечении будет иметь место одна единственная компонента напряженного состояния – окружное напряжение  $\sigma_\theta$ , которое будет равно (см. Формулы (8.17) [1] при  $M_x = M_t = 0$ ):

$$\sigma_\theta = \frac{n_\theta}{t},$$

или с учетом выше приведенных зависимостей для  $n$  и  $w$ :

$$\sigma_\theta = 2\beta_L \cdot \frac{P_{n0} \cdot r}{t} \cdot [e^{-\beta_L \cdot x} \cos(\beta_L \cdot x)].$$

Предельное состояние оболочки будет достигаться, когда напряжения  $\sigma_\theta$  будут равны пределу текучести, т.е.:

$$\sigma_{\theta} = f_{yd}.$$

Принимая во внимание, что при  $X=0$  составляющая  $e^{-\beta_L \cdot x} [\cos(\beta_L \cdot x)] = 1$ , а  $\nu = 0.3$  (см. исходные данные к примеру), и используя выше приведенные зависимости, предельное значение нагрузки  $P_{n0}$  можно представить в виде:

$$P_{n0}^* = 0.389 \cdot f_{yd} \cdot t \cdot \sqrt{\frac{t}{r}} = 0.389 \cdot 23.5 \cdot 1 \cdot \sqrt{\frac{1}{100}} = 0.914 \text{ кН/см.}$$

При таком значении  $P_{n0}^*$  в сечении с координатой  $x=0$  достигается условие  $\sigma_{\theta} = f_{yd}$  т.е., с позиций упруго-линейного расчета достигается предельное состояние оболочки по пределу пластичности.

Важно отметить, что в этом состоянии (при таком значении  $P_{n0}$ ) во всех остальных сечениях оболочки все компоненты напряжений не превышают  $f_{yd}$ , поэтому полученное значение  $P_{n0}$  является нижней оценкой несущей способности оболочки.

## ПРИМЕР 2 Определение предельного значения краевых усилий $P_{n0}$ радиального направления для тонкостенной оболочки по предельному состоянию LS1 на основе пластического механизма разрушения

Для тонкостенной оболочки по предельному состоянию LS1 (предельное состояние по пределу пластичности) на основе пластического механизма разрушения, см. 1.1.4, 4.1.1 СН РК EN 1993-1-1:2005 «Еврокод 3» определить предельное значение краевых усилий  $P_{n0}$  радиального направления.

Исходные данные: радиус оболочки  $r=100$  см; толщина  $t=1$  см; оболочка изготовлена из стали S235 (см. Таблицу 3.1 СН РК EN 1993-1-1:2005 «Еврокод 3»), для которой предел текучести равен  $f_y=235$  МПа, модуль упругости  $E=21000$  кН/см<sup>2</sup>, коэффициент Пуассона  $\nu=0.3$ .

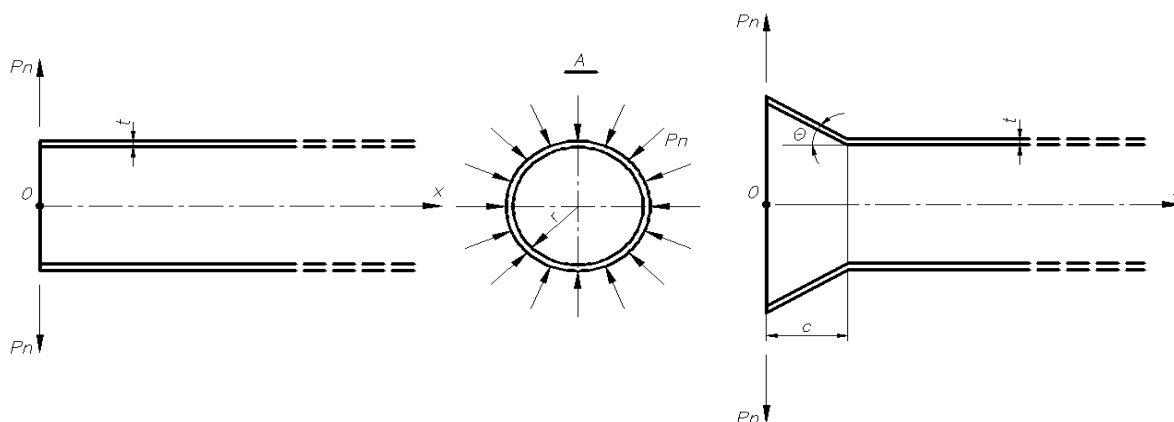


Рисунок 1

Поскольку напряжения, возникающие в оболочке от заданной нагрузки, следует считать в данном случае первичными, основным требованием для нахождения допустимого значения погонной нагрузки  $P_{n0}$  является соблюдение условий равновесия конструкции по отношению к внешним нагрузкам, см. 4.2.2.2.

Выполнение условия равновесия может быть обеспечено равенством работы внутренних усилий и изгибающих моментов и работы внешних сил.

Исходя из общих представлений о работе внутренних усилий, работа кольцевых усилий оболочки в результате радиальных перемещений на деформируемом участке (см. Рисунок 1) может быть представлена в виде (см. Параграф 18 в [2]):

$$E_n = n_x \cdot 2 \cdot \pi \cdot r \cdot \int_0^c (c-x) \frac{\theta}{r} dx = \pi \cdot n_x \cdot c^2 \cdot \theta.$$

В пластической стадии:

$$n_x = f_{yd} \cdot t,$$

и тогда:

$$E_n = \pi \cdot f_{yd} \cdot t \cdot c^2 \cdot \theta$$

Работа изгибающих моментов в точках перелома определится из выражения (см. Параграф 18 в [2]):

$$E_m = \frac{2}{\sqrt{3}} \theta \cdot 2 \cdot \pi \cdot r \cdot m_x,$$

В пластической стадии изгибающий момент в точках перелома будет равен:

$$m_x = \frac{f_y \cdot t^2}{4},$$

и тогда:

$$E_m = \frac{\pi \cdot r \cdot t^2 \cdot f_{yd} \cdot \theta}{\sqrt{3}}.$$

Работа внешних сил может быть определена по следующей формуле (см. Формулу 18.2 в [2]):

$$V = 2 \cdot \pi \cdot r \cdot P_{n0} \cdot c \cdot \theta.$$

Из равенства  $E_n + E_m = V$  можно получить (см. Формулу 18.3 в [2]):

$$P_{n0} = \frac{f_y \cdot t}{2 \cdot r} \left( c + \frac{r \cdot t}{\sqrt{3}} \cdot \frac{1}{c} \right).$$

В расчетах на основе пластических механизмов разрушения предельная нагрузка определяется по наименьшему значению из всех возможных. Для этого нужно минимизировать выражение в круглых скобках. Это достигается при:

$$c = \sqrt{\frac{r \cdot t}{\sqrt{3}}} = 0.76 \cdot \sqrt{r \cdot t}.$$

и тогда предельно допустимое значение краевых усилий  $P_n$  будет равно (см. Формулу 18.3 в [2]):

$$P_{n0,pL} = 0.76 \cdot f_y \cdot t \cdot \sqrt{\frac{t}{r}}$$

С учетом числовых значений параметров, заданных в исходных данных:

$$P_{n0,pL} = 0.76 \cdot 23.5 \cdot 1 \cdot \sqrt{\frac{1}{100}} = 1.79 \text{ кН/см.}$$

Это значение  $P_{n,pL}$  является предельным значением краевых усилий для заданной цилиндрической оболочки по предельному состоянию LS1, вычисленное на основе пластического

механизма разрушения с выполнением всех соответствующих требований СН РК EN 1993-1-6. Указанное значение  $P_{n,pL}$  оказалось почти в 2 раза больше значения  $P_{n0}^*$ , вычисленного на основе линейно упругого расчета, см. Пример 1. Это объясняется тем, что при вычислении  $P_{n0}^*$  текучесть допускалась только в одном сечении оболочки (в месте приложения краевых усилий), а при вычислении  $P_{n,pL}$  полная пластификация допускается как минимум в двух сечениях: место приложения усилий  $P_{n,pL}$  и место перелома, где возникает шарнир пластичности, см. (2.5). Значение  $P_{n,pL}$  следует рассматривать как верхнюю оценку предельной нагрузки заданного вида.

**ПРИМЕР 3** Определение области допустимых соотношений между равномерно распределенными по периметру меридиональными усилиями  $P_x$  и величиной внутреннего давления  $p_n$ , исходя из предельного состояния по пределу пластичности (LS1)

Для оболочки, показанной на Рисунке 1, определить область допустимых соотношений между равномерно распределенными по периметру меридиональными усилиями  $P_x$  и величиной внутреннего давления  $p_n$ , исходя из предельного состояния по пределу пластичности (LS1).

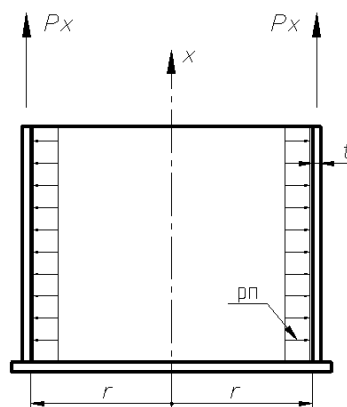


Рисунок 1

Решение задачи будет проводиться путем проектирования по напряжениям (см. 4.2.1 СН РК EN 1993-1-6:2007) на основе линейно-упругого расчета.

В основу решения принимаются зависимости, полученные на основе общих зависимостей теории тонкостенных осесимметричных цилиндрических оболочек (см. Формулы (8.27)-(8.31) в [1]):

$$w = \frac{m_{x0}}{2 \cdot D \cdot \beta_L^2} \cdot e^{-\beta_L \cdot x} [\cos(\beta_L \cdot x) - \sin(\beta_L \cdot x)] + \frac{P_{n0}}{2 \cdot D \cdot \beta_L^3} e^{-\beta_L \cdot x} \cos(\beta_L \cdot x) + \bar{w};$$

$$\beta_\phi = \frac{dw}{dx} = -\frac{m_{x0}}{D \cdot \beta_L} \cdot e^{-\beta_L \cdot x} [\cos(\beta_L \cdot x)] - \frac{P_{n0}}{2D \cdot \beta_L^2} \cdot e^{-\beta_L \cdot x} [\cos(\beta_L \cdot x) + \sin(\beta_L \cdot x)] + \frac{d\bar{w}}{dx};$$

$$m_x = m_{x0} \cdot e^{-\beta_L \cdot x} [\cos(\beta_L \cdot x) + \sin(\beta_L \cdot x)] + \frac{P_{n0}}{\beta_L} \cdot e^{-\beta_L \cdot x} [\sin(\beta_L \cdot x)];$$



$$m_\theta = v \cdot m_x;$$

$$P_n = D \cdot \frac{d^3 w}{dx^3} = -2m_{x0} \cdot \beta_L \cdot e^{-\beta_L \cdot x} [\sin(\beta_L \cdot x)] + P_{n0} \cdot e^{-\beta_L \cdot x} [\cos(\beta_L \cdot x) - \sin(\beta_L \cdot x)];$$

$$n_\theta = \frac{E \cdot t \cdot w}{r} + v \cdot n_x;$$

$$n_x = P_x.$$

Указанные зависимости и знаки в них принимались на основе загрузки оболочки, показанной на Рисунке 2.

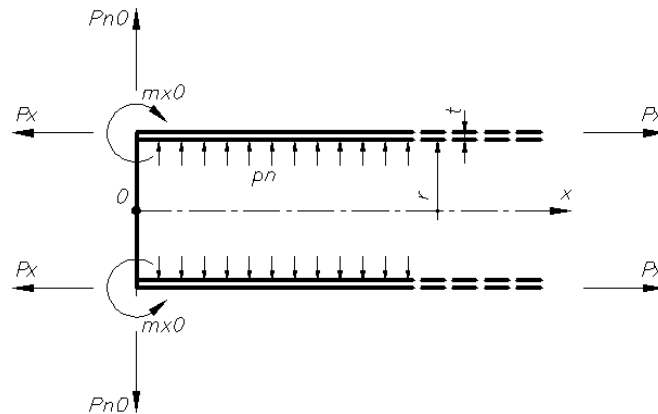


Рисунок 2

Общее решение напряженно-деформированного состояния рассматриваемой оболочки может быть разбито на две отдельные задачи:

задача I – оболочка, нагруженная меридиональными усилиями  $P_x$ ;

задача II – оболочка, нагруженная внутренним давлением  $p_n$ .

Задача I.

Деформированное состояние оболочки под воздействием усилий  $P_x$  показано на Рисунке 3.

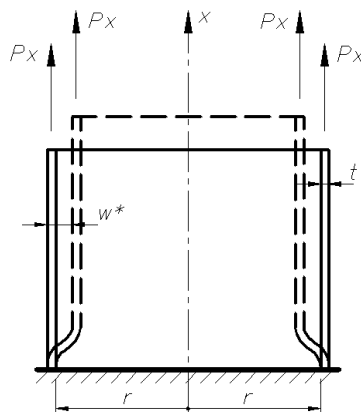


Рисунок 3

Под воздействием  $P_x$  оболочка будет растягиваться в направлении оси « $x$ » и одновременно сжиматься по круговой оси « $\theta$ », уменьшая свой радиус. Причем уменьшение радиуса вдали от закрепления оболочки в основании будет равно (см. Формулу (3) в главе 22 [3] при  $N_\phi^*=0$ ):

$$w^* = \nu \cdot \frac{P_x \cdot r}{E \cdot t};$$

где  $\nu = 0,3$  - коэффициент Пуассона.

Считая основание оболочки абсолютно жестким, граничные условия запишутся в виде:

$$\text{при } x=0 \quad w=0, \quad \beta_\theta=0.$$

С учетом граничных условий равенство для радиального перемещения  $w$  запишется в виде:

$$w = \frac{m_{x0}}{2 \cdot D \cdot \beta_L^2} + \frac{P_{n0}}{2 \cdot D \cdot \beta_L^3} - w^* = 0,$$

где  $w^*$  - частное решение, т.е. радиальное перемещение оболочки, свободной от закреплений.

Равенство, определяющее угол поворота оболочки в сечении  $X=0$ , с учетом приведенных выше граничных условий запишется в виде:

$$\beta_\theta = -\frac{m_{x0}}{D \cdot \beta_L} - \frac{P_{n0}}{2D \cdot \beta_L^2} = 0.$$

Рассматривая приведенные выше два равенства для определения радиального перемещения и угла поворота как систему двух уравнений с двумя неизвестными, можно определить  $m_{x0}$  и  $P_{n0}$ :

$$m_{x0} = -2 \cdot D \cdot \beta_L^2 \cdot w^*; \quad P_{n0} = 4 \cdot D \cdot \beta_L^3 \cdot w^*,$$

которые являются, соответственно, изгибающим моментом и поперечной силой в точках с координатой  $x=0$ , т.е. в точках крепления оболочки к основанию.

С учетом того, что (см. Формулы (19) в главе 22 [3]):

$$D = \frac{E \cdot t^3}{12 \cdot (1 - \nu^2)}; \quad \beta_L = \frac{1,285}{\sqrt{r \cdot t}},$$

Используя выше приведенные зависимости, изгибающий момент  $m_{x0}$  можно представить в виде:

$$m_{x0} = -0,3026 \cdot t^2 \cdot \frac{E \cdot w^*}{r}.$$

Изгибные напряжения от  $m_{x0}$  на поверхности оболочки будут равны:

$$\sigma_{sx,m} = -\frac{6}{t^2} \cdot m_{x0} = -1,816 \cdot \frac{E \cdot w^*}{r}.$$

С учетом полученного выше выражения для  $m_{x0}$  напряжения  $\sigma_{s\theta,m}$  можно представить в виде:

$$\sigma_{s\theta,m} = -0,545 \cdot \frac{P_x}{t}.$$

Одновременно в этих же точках (точки закрепления оболочки в основании) будут возникать изгибающие моменты:

$$m_{\theta 0} = -\nu \cdot m_{x0},$$

и соответствующие им напряжения:

$$\sigma_{s\theta 0,m} = -0,3 \cdot \frac{6 \cdot m_{x0}}{t^2} = -0,545 \cdot \frac{E \cdot w^*}{t} = -0,163 \cdot \frac{P_x}{t}.$$

От усилий  $P_x$  по всей длине оболочки будут возникать растягивающие напряжения меридионального направления:

$$\sigma_{mx,p} = \frac{P_x}{t},$$

а в зоне закрепления и круговые напряжения:

$$\sigma_{m\theta,p} = \nu \cdot \frac{P_x}{t} = 0,3 \cdot \frac{P_x}{t}.$$

В итоге, в точках с координатой  $x=0$  на поверхности оболочки будут иметь место следующие виды напряжений:

$$\sigma_{sx0} = \pm \sigma_{sx0,m} + \sigma_{mx,p} = \pm 0,545 \cdot \frac{P_x}{t} + \frac{P_x}{t};$$

$$\sigma_{s\theta 0} = \pm \sigma_{s\theta 0,m} + \sigma_{m\theta,p} = \pm 0,163 \cdot \frac{P_x}{t} + 0,3 \cdot \frac{P_x}{t}.$$

Здесь верхние знаки относятся к наружной поверхности, а нижние – к внутренней.

Учитывая знаки напряжений  $\sigma_{sx0,m}$  и  $\sigma_{s\theta 0,m}$  можно заключить, что максимальные значения напряжений  $\sigma_{sx0}$  и  $\sigma_{s\theta 0}$  будут на наружной поверхности (растягивающие напряжения от моментов суммируются с растягивающими напряжениями от усилий  $P_x$ ):

$$\max \sigma_{sx0} = 1,545 \cdot \frac{P_x}{t};$$

$$\max \sigma_{s\theta 0} = 0,463 \cdot \frac{P_x}{t}.$$

Предельное значение  $P_x$  нужно проверять по условию пластичности, т.е., по условию равенства эквивалентных напряжений пределу текучести:

$$\sigma_{eq,Ed} \leq f_{eq,Rd} = f_{yd},$$

где  $\sigma_{eq,Ed}$  - расчетные эквивалентные напряжения фон Мизеса, в данном случае:

$$\sigma_{eq,Ed} = \sqrt{\max \sigma_{sx0}^2 - \max \sigma_{sx0} \cdot \max \sigma_{s\theta 0} + \max \sigma_{s\theta 0}^2} = \frac{P_x}{t} \cdot \sqrt{1,545^2 - 1,545 \cdot 0,463 + 0,463^2} = 1,373 \cdot \frac{P_x}{t}.$$

Предельное  $P_x$  с учетом условия пластичности:

$$P_x^* = 0,728 \cdot f_{yd} \cdot t.$$

В средней части оболочки будет иметь место одна единственная составляющая напряжений:

$$\sigma_{mx} = \frac{P_x}{t}.$$

Предельное  $P_x$  здесь будет определяться из равенства

$$\sigma_{mx} = f_{yd} \cdot t,$$

и будет равно:

$$P_x^{**} = f_{yd} \cdot t.$$

Сравнивая полученные значения  $P_x$  в точках крепления оболочки и в средней ее части, приходим к выводу, что предельное значение  $P_x$  должно определяться по зоне крепления оболочки к основанию, и, основываясь на предельном состоянии по пределу текучести, должно быть принято равным

$$P_x = 0,728 \cdot f_{yd} \cdot t.$$

Задача II.

Вторая задача сводится к рассмотрению оболочки, жестко закрепленной в основании и нагруженной внутренним давлением  $p_n$ . Схема нагружения и деформированная схема оболочки, соответствующие этому нагружению, показаны на Рисунке 4.

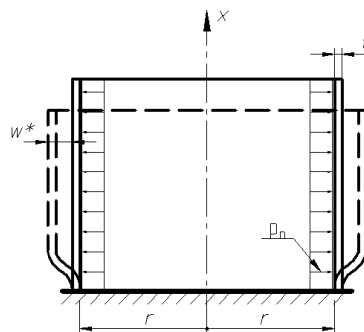


Рисунок 4

Граничные условия в данной задаче будут иметь, естественно, такой же вид, как и в задаче I, поскольку закрепления оболочки остаются неизменными:

$$\text{при } x = 0 \quad w = 0, \quad \beta_\theta = 0.$$

На основании этого из выражения для  $w$  (см. Формулы (8.27)-(8.31) в [1]) получим:

$$\frac{m_{x0}}{2 \cdot D \cdot \beta_L^2} + \frac{P_{n0}}{2 \cdot D \cdot \beta_L^3} + \bar{w} = 0;$$

а из выражения для угла поворота (см. Формулы (8.27)-(8.31) в [1]):

$$-\frac{m_{x0}}{D \cdot \beta_L} - \frac{P_{n0}}{2 \cdot D \cdot \beta_L^2} = 0.$$

Решая приведенные равенства как систему двух уравнений с двумя неизвестными  $m_{x0}$  и  $P_{n0}$  и, принимая во внимание, что частное решение  $\bar{w}$  в данном случае будет определяться по формуле:

$$\bar{w} = \frac{p_n \cdot r^2}{E \cdot t},$$

получим:

$$m_{x0} = 2 \cdot D \cdot \beta_L^2 \cdot \frac{p_n \cdot r^2}{E \cdot t};$$

$$P_{n0} = -4 \cdot D \cdot \beta_L^3 \cdot \frac{p_n \cdot r^2}{E \cdot t}.$$

С учетом исходных данных к примеру  $m_{x0}$  и  $P_{n0}$  можно представить в виде:

$$m_{x0} = 1,816 \cdot \frac{t^2}{6} \cdot \frac{p_n \cdot r}{t};$$

$$P_{n0} = 0,778 \cdot t \cdot \sqrt{\frac{t}{r}} \cdot \frac{p_n \cdot r}{t}.$$

Изгибающие моменты  $m_{x0}$  в точках крепления оболочки к основанию вызывают напряжения, которые на поверхности оболочки будут равны:

$$\sigma_{xx0} = \pm \frac{6 \cdot m_{x0}}{t^2} = \pm 1,816 \cdot \frac{p_n \cdot r}{t}.$$

Одновременно в этих же точках будут возникать изгибающие моменты  $m_{\theta 0}$ , равные

$$m_{\theta 0} = \nu \cdot m_{x0},$$

и вызванные ими напряжения:

$$\sigma_{s\theta 0} = \pm \frac{6 \cdot m_{\theta 0}}{t^2} = \pm \nu \cdot \frac{6 \cdot m_{x0}}{t^2} = \pm 0,545 \cdot \frac{p_n \cdot r}{t}.$$

В приведенных формулах верхние знаки означают растяжение и относятся к напряжениям на внутренней поверхности, нижние знаки означают сжатие и относятся к наружной поверхности.

Как и ранее, предельное значение давления  $p_n$  с позиций предельного состояния по пределу пластичности следует определять из условия:

$$\sigma_{eq,Ed} \leq f_{eq,Rd} = f_{yd},$$

где  $\sigma_{eq,Ed}$  - эквивалентные напряжения фон Мизеса, в данном случае:

$$\sigma_{eq,Ed} = \sqrt{\sigma_{sx0}^2 - \sigma_{sx0} \cdot \sigma_{s\theta0} + \sigma_{s\theta0}^2} = \frac{p_n \cdot r}{t} \cdot \sqrt{1,816^2 - 1,816 \cdot 0,545 + 0,545^2} = 1,614 \cdot \frac{p_n \cdot r}{t}.$$

С учетом условия пластичности предельное значение  $p_n$  будет равно:

$$p_n^* = 0,62 \cdot \frac{f_{yd} \cdot t}{r}.$$

В средней части оболочки будут иметь место только мембранные напряжения:

$$\sigma_{m\theta} = \frac{p_n \cdot r}{t}.$$

Предельное значение  $p_n$  здесь определится из условия

$$\sigma_{m\theta} = f_{yd},$$

и будет равно

$$p_n^{**} = \frac{f_{yd} \cdot t}{r}.$$

Сравнивая полученные предельные значения, можно заключить, что, как и в задаче I, предельная нагрузка будет определяться напряженным состоянием в зоне крепления оболочки к основанию, и будет равна

$$p_{n,ef} = 0,62 \cdot \frac{f_{yd} \cdot t}{r}.$$

Общее решение.

Можно считать, что в рассмотренных выше решениях определены предельные нагрузки  $P_x^*$  и  $p_n^*$  для двух крайних случаев:

$$P_x^* = 0,728 \cdot f_{yd} \cdot t, \text{ если } p_n = 0,$$

$$p_n^* = 0,62 \cdot \frac{f_{yd} \cdot t}{r}, \text{ если } P_x = 0.$$

Для определения области допустимых значений  $P_x$  и  $p_n$  при различных их одновременных реализациях необходимо совместить соответствующим образом два выше рассмотренных решения. Это можно сделать путем суммирования соответствующих напряжений в зоне крепления оболочки к основанию и в средней зоне оболочки.

В зоне крепления оболочки к основанию поверхностные напряжения будут складываться из следующих составляющих:

$$\sigma_{sx0} = \mp \sigma_{sx0,m} + \sigma_{mx,p} \pm \sigma_{sx0} = \mp 0,545 \cdot \frac{P_x}{t} + \frac{P_x}{t} \pm 1,816 \cdot \frac{p_n \cdot r}{t};$$

$$\sigma_{s\theta0} = \mp \sigma_{s\theta0,m} + \sigma_{m\theta,p} \pm \sigma_{s\theta0} = \mp 0,163 \cdot \frac{P_x}{t} + 0,3 \cdot \frac{P_x}{t} \pm 0,545 \cdot \frac{p_n \cdot r}{t}.$$

В этих формулах верхние знаки относятся к внутренней поверхности, нижние – к наружной поверхности.

Вводя безразмерный параметр

$$\alpha = \frac{P_x}{p_n \cdot r},$$

поверхностные напряжения можно представить в виде:

$$\sigma_{sx0} = \frac{p_n \cdot r}{t} \cdot (\mp 0,545 \cdot \alpha + \alpha \pm 1,816);$$

$$\sigma_{s\theta 0} = \frac{p_n \cdot r}{t} \cdot (\mp 0,163 \cdot \alpha + 0,3 \pm 0,545).$$

Можно заметить, что:

$$\sigma_{s\theta 0} = \nu \cdot \sigma_{sx0} = 0,3 \cdot \sigma_{sx0}.$$

В итоге расчетное эквивалентное напряжение фон Мизеса может быть представлено в виде:

$$\sigma_{eq,Ed} = 0,889 \cdot \frac{p_n \cdot r}{t} \cdot (\mp 0,545 \cdot \alpha + \alpha \pm 1,816 \cdot \alpha).$$

Вводя параметр

$$C = 0,889 \cdot (\mp 0,545 \cdot \alpha + \alpha \pm 1,816 \cdot \alpha),$$

и учитывая условие предельного состояния по пределу пластичности

$$\sigma_{eq,Ed} = f_{ydl},$$

можно получить предельную величину внутреннего давления:

$$p_n^* = \frac{f_{ydl} \cdot t}{C \cdot r}.$$

Задавая параметром  $\alpha$  и определяя  $C$ , можно получать предельные значения внутреннего давления  $p_n^*$  при тех или иных значениях усилий  $P_x^*$ . В обобщенном виде удобнее получить зависимость безразмерного параметра  $P_x^* / f_{ydl} \cdot t$  от безразмерного параметра  $p_n^* \cdot r / f_{ydl} \cdot t$ . Результаты таких вычислений сведены в Таблице 1 и представлены графически на Рисунке 5.

Таблица 1

$\alpha$	Вид поверхности	$C$	$p_n^* \cdot r / f_{ydl} \cdot t$	$P_x^* / f_{ydl} \cdot t$
0	внутр.	1,614	0,620*	0
	наружн.	1,614	0,620*	0
0,5	внутр.	1,817	0,55*	0,275*
	наружн.	0,928	1,078	0,539
1,0	внутр.	2,019	0,495*	0,495*
	наружн.	0,241	4,149	4,149
2,0	внутр.	2,423	0,413*	0,825*
	наружн.	1,132	0,884	1,767
4,0	внутр.	3,232	0,310	1,238
	наружн.	3,880	0,258*	1,031*
8,0	внутр.	4,848	0,206	1,650
	наружн.	9,376	0,107*	0,853*
$\infty$	внутр.		0	2,475
	наружн.		0	0,728*

Примечание: индексом \* отмечены предельные значения.

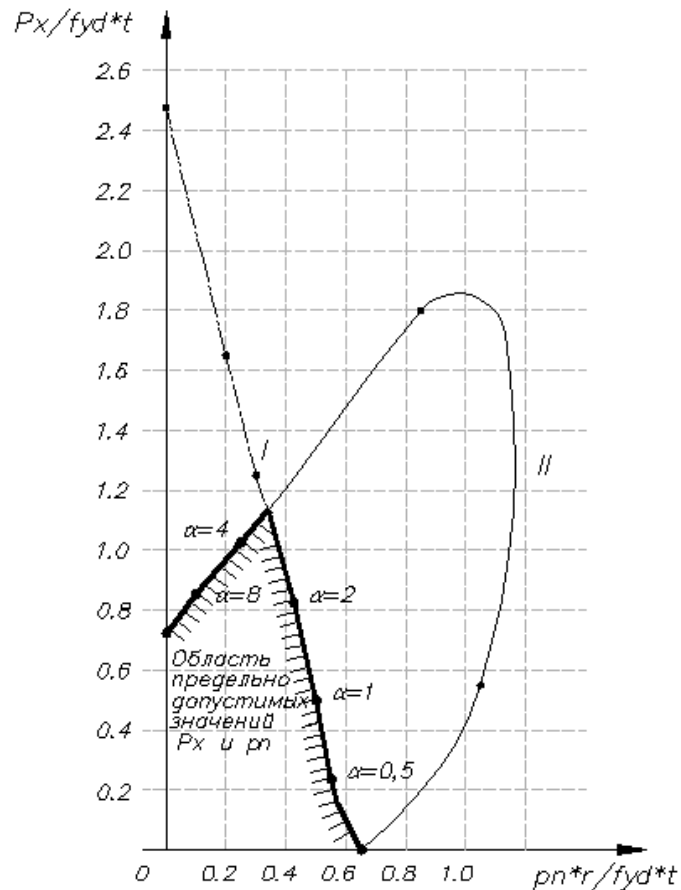


Рисунок 5

Показанная на Рисунке 5 кривая ограничивает область допустимых значений параметров  $P_x / f_{yd} \cdot t$  и  $p_n \cdot r / f_{yd} \cdot t$ , исходя из предельного состояния по пределу пластичности на внутренней (кривая I) и наружной (кривая II) поверхностях оболочки. Критерием здесь являлось появление напряжений  $\sigma = f_{yd}$  в любой, хотя бы одной, точке на поверхности оболочки (в данном случае это равенство реализовывалось в точках сопряжения оболочки с основанием).

Выше было рассмотрено общее решение для зоны крепления оболочки к основанию.

В средней зоне оболочки будут действовать два вида мембранных напряжений:

$$\sigma_{mx} = \frac{P_x}{t} \quad \text{и} \quad \sigma_{m\theta} = \frac{p_n \cdot r}{t}.$$

Эквивалентное напряжение фон Мизеса запишется в виде:

$$\sigma_{eq,Ed} = \sqrt{\sigma_{mx}^2 - \sigma_{mx} \cdot \sigma_{m\theta} + \sigma_{m\theta}^2} = \sqrt{\left(\frac{P_x}{t}\right)^2 - \left(\frac{P_x}{t}\right) \cdot \left(\frac{p_n \cdot r}{t}\right) + \left(\frac{p_n \cdot r}{t}\right)^2}.$$

Применяя параметр  $\alpha$ , будем иметь:

$$\sigma_{eq,Ed} = \frac{p_n \cdot r}{t} \sqrt{\alpha^2 - \alpha + 1}.$$



Далее из условия  $\sigma_{eq,Ed} = f_{yd}$  легко получить предельные значения параметров  $p_n^{**} \cdot r / f_{yd} \cdot t$  и  $P_x^{**} / f_{yd} \cdot t$ , для любых значений  $\alpha$ .

Результаты приведенных вычислений сведены в Таблице 2, и представлены графически на Рисунке 6. Там же, на Рисунке 6, для сравнения повторена кривая, ограничивающая область допустимых значений  $P_x / f_{yd} \cdot t$  и  $p_n \cdot r / f_{yd} \cdot t$ , полученная по поверхностным напряжениям в зоне крепления оболочки к основанию.

Таблица 2

$\alpha$	$p_n^{**} \cdot r / f_{yd} \cdot t$	$P_x^{**} / f_{yd} \cdot t$
0	1,0	0
0,5	1,155	0,578
1,0	1,0	1,0
2,0	0,578	1,155
4,0	0,277	1,109
8,0	0,132	1,060
$\infty$	0	1,0

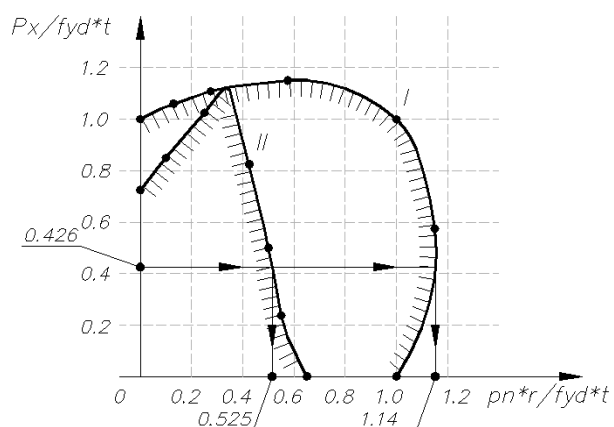


Рисунок 6

Из Рисунка 6 видно, что область допустимых значений нагрузок  $P_x$  и  $p_n$ , полученная на основе мембранных (первичных) напряжений (см. кривая I) является существенно шире области допустимых значений  $P_x$  и  $p_n$ , полученной по поверхностным (в данном случае - вторичным) напряжениям, в зоне крепления оболочки к основанию (см. кривая II).

Это объясняется тем, что, если в зоне крепления условие пластичности связывалось с появлением напряжений хотя бы в одной (любой) точке на поверхности оболочки, то условие пластичности в средней части определяется полной пластификацией сечений.

Используя кривые I и II, при любых конкретных параметрах оболочки ( $r, t$  и  $f_{yd}$ ) по заданному значению  $P_x$  или  $p_n$  можно определить нижнюю и верхнюю оценки предельно допустимых значений, соответственно,  $P_x$  или  $p_n$ .

Например, для оболочки радиусом  $r = 100$  см и толщиной  $t = 1,0$  см, изготовленной из стали с расчетным пределом текучести  $f_{yd} = 235$  МПа, нужно определить нижнюю и верхнюю границы предельно допустимого значения внутреннего давления  $p_n$ , если усилия  $P_x$  равны 10 кН/см.

Решение.

1. Определим значение параметра  $P_x / f_{yd} \cdot t$ :

$$\frac{P_x}{f_{yd} \cdot t} = \frac{10}{23,5 \cdot 1,0} = 0,426.$$

2. По кривым I и II находим, соответственно, верхнее (в средней зоне оболочки) и нижнее (в точках крепления оболочки к основанию) значения предельной величины параметра  $p_n^* \cdot r / f_{yd} \cdot t$ :

- верхнее значение по кривой I (см. Рисунок 6)

$$\left( \frac{p_n^{**} \cdot r}{f_{yd} \cdot t} \right)_{\hat{a}} = 1,14;$$

- нижнее значение по кривой II

$$\left( \frac{p_n^* \cdot r}{f_{yd} \cdot t} \right)_i = 0,525.$$

3. Откуда:

$$(\delta_n^{**})_{\hat{a}} = \frac{1,14 \cdot 235 \cdot 1}{100} = 2,68 \text{ МПа};$$

$$(\delta_n^*)_i = \frac{0,525 \cdot 235 \cdot 1}{100} = 1,23 \text{ МПа}.$$

Интересно отметить, что полученное здесь решение позволяет легко решать и целый ряд частных задач. Осевые усилия  $P_x$  напрямую зависят от величины внутреннего давления  $p_n$ , причем:

$$P_x = \frac{p_n \cdot r}{2},$$

Для получения предельного значения  $p_n$  в этом случае можно поступить следующим образом.

1. Определяем значение параметра  $\alpha$ , см. (5.50):

$$\alpha = \frac{P_x}{p_n \cdot r} = \frac{p_n \cdot r}{2 \cdot p_n \cdot r} = 0,5.$$

2. Для точек сопряжения цилиндрической стенки (оболочки) с днищем (основанием) по Таблице 1 имеем:

$$\frac{p_n^* \cdot r}{f_{yd} \cdot t} = 0,55,$$

откуда:

$$p_n^* = \frac{0,55 \cdot f_{yd} \cdot t}{r}.$$

С учетом числовых данных Примера 3:

$$p_n^* = \frac{0,55 \cdot 235 \cdot 1}{100} = 1,293 \text{ МПа.}$$

В Примере 3 для этой зоны было получено  $p_n = 1,295 \text{ МПа}$ .

3. Для средней зоны цилиндрической стенки (оболочки) по Таблице 2 имеем:

$$\frac{p_n^{**} \cdot r}{f_{yd} \cdot t} = 1,155,$$

откуда:

$$p_n^{**} = \frac{1,155 \cdot f_{yd} \cdot t}{r}.$$

С учетом числовых данных примера №5:

$$p_n^{**} = \frac{1,155 \cdot 235}{100} = 2,71 \text{ МПа.}$$

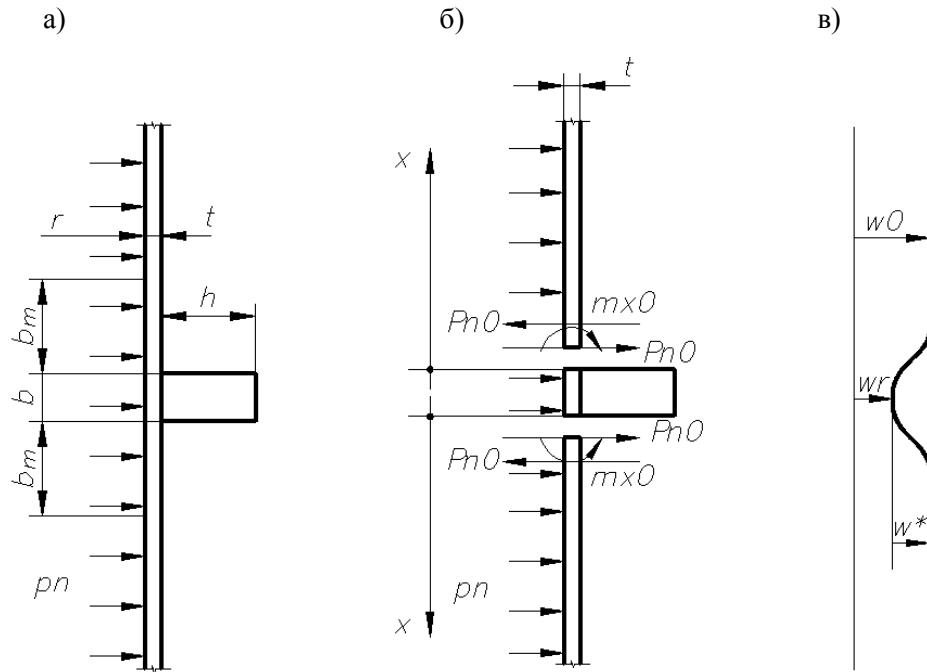
В примере 3 для этой зоны было получено  $p_n^{**} = 2,71 \text{ МПа}$ .

**ПРИМЕР 4** Определение предельного значения внутреннего давления  $p_n^*$ , исходя из предельного состояния по пределу пластичности (LS1) для оболочки, находящейся под воздействием внутреннего давления и подкрепленной кольцом жесткости

Для оболочки, находящейся под воздействием внутреннего давления и подкрепленной кольцом жесткости, см. Рисунок 1, определить предельное значение внутреннего давления  $p_n^*$ , ориентируясь на предельное состояние по пределу пластичности (LS1).

Проверку выполнить с использованием проектирования по напряжениям на основе линейно-упругого расчета (см. 4.2.1 СН РК EN 1993-1-6:2007).

Исходные данные: радиус оболочки  $r=100$  см; толщина стенки  $t=10$  мм; толщина кольца жесткости  $b=2$  см, ширина  $h=10$  см, модуль упругости  $E=2.1 \times 10^4$  кН/см<sup>2</sup>; коэффициент Пуассона  $\nu=0.3$ ; расчетный предел текучести  $f_{yd}=235$  Мпа (принят для стали S235 (см. Таблицу 3.1 СН РК EN 1993-1-1:2005 «Еврокод 3»)).



а) конструктивная схема;  
б) расчетная схема;  
в) схема радиальных перемещений

Рисунок 1:

Очевидно, что, как и во всех предыдущих примерах, предельные состояния оболочки необходимо проверять в зоне ее сопряжения с кольцом жесткости, где будет иметь место моментное напряженное состояние («краевой эффект») и на участках, удаленных от указанной зоны, где напряженное состояние будет безмоментным и предельное состояние оболочки будет определяться мембранными напряжениями.

Расчет по напряжениям в зоне сопряжения оболочки с кольцом жесткости наиболее удобно проводить на основе общих зависимостей (см. Формулы (8.27)-(8.31) в [1]):

$$w = \frac{m_{x0}}{2D\beta_L^2} \cdot e^{-\beta_L \cdot x} [\cos(\beta_L \cdot x) - \sin(\beta_L \cdot x)] + \frac{P_{n0}}{2D\beta_L^3} e^{-\beta_L \cdot x} \cos(\beta_L \cdot x) + \bar{w};$$

$$\beta_\phi = -\frac{m_{x0}}{D \cdot \beta_L} \cdot e^{-\beta_L \cdot x} [\cos(\beta_L \cdot x)] - \frac{P_{n0}}{2D \cdot \beta_L^2} \cdot e^{-\beta_L \cdot x} [\cos(\beta_L \cdot x) + \sin(\beta_L \cdot x)] + \frac{d\bar{w}}{dx};$$

$$m_x = m_{x0} \cdot e^{-\beta_L \cdot x} [\cos(\beta_L \cdot x) + \sin(\beta_L \cdot x)] + \frac{P_{n0}}{\beta_L} \cdot e^{-\beta_L \cdot x} [\sin(\beta_L \cdot x)];$$

$$m_\theta = \nu \cdot m_x;$$

$$q_{xm} = -2m_{x0} \cdot \beta_L \cdot e^{-\beta_L \cdot x} [\sin(\beta_L \cdot x)] + P_{n0} \cdot e^{-\beta_L \cdot x} [\cos(\beta_L \cdot x) - \sin(\beta_L \cdot x)];$$

$$n_\theta = \frac{E \cdot t \cdot w}{r}.$$

Рассмотрение деформированной схемы, приведенной на Рисунке 1в, позволяет граничные условия в зонах сопряжения оболочки с кольцом жесткости записать в виде:

$$\text{при } x = 0 \quad w = w_r; \quad \beta_{\phi 0} = 0,$$

где  $w_r$  - это радиальные перемещения участка оболочки в месте установки кольца жесткости, см. расчетную схему на Рисунке 1.

Перемещения  $w_r$  можно определить, ориентируясь на известную зависимость, определяющую радиальные перемещения свободной оболочки, находящейся под воздействием внутреннего давления:

$$w = \frac{p_n \cdot r^2}{E \cdot t}. \quad \text{Нужно}$$

только учесть, что, во-первых, в данном случае нагрузками являются давление  $p_n$  и два усилия  $P_{n0}$ , возникающие в узле сопряжения оболочки с кольцом жесткости, см. расчетную схему на Рисунке 1, во-вторых, в качестве  $t$  применительно к давлению нужно считать сумму  $(t + h)$ , а применительно к усилиям площадь  $(t \cdot b + b \cdot h)$ . С учетом всего этого:

$$w_r = \frac{p_n \cdot r^2}{E \cdot (t + h)} + \frac{2P_{n0} \cdot r^2}{E \cdot (t \cdot b + b \cdot h)}.$$

С учетом приведенных формул при  $X = 0$  можно получить следующее равенство:

$$\frac{m_{x0}}{2D\beta_L^2} - \frac{P_{n0}}{2D\beta_L^3} + \frac{p_n \cdot r^2}{E \cdot t} = \frac{p_n \cdot r^2}{E \cdot (t + h)} + \frac{2P_{n0} \cdot r^2}{E \cdot (t \cdot b + b \cdot h)}$$

(минус перед вторым слагаемым стоит потому, что принятое в расчетной схеме направление действия  $P_{n0}$  противоположно направлению, принятому при составлении общих зависимостей (см. Формулы (8.27)-(8.31) в [1]).

На основании выражения для угла поворота при  $X = 0$  можно получить равенство:

$$-\frac{m_{x0}}{D\beta_L} + \frac{P_{n0}}{2D\beta_L^2} = 0.$$

Рассматривая полученные два равенства как систему двух уравнений с двумя неизвестными  $m_{x0}$  и  $P_{n0}$ , можно определить эти неизвестные, а именно,  $P_{n0}$  определится из равенства:

$$-P_{n0} \left( \frac{1}{4D\beta_L^3} + \frac{2 \cdot r^2}{E \cdot (t \cdot b + b \cdot h)} \right) = \frac{p_n \cdot r^2}{E \cdot (t + h)} - \frac{p_n \cdot r^2}{E \cdot t},$$

а  $m_{x0}$  будет равно:

$$m_{x0} = \frac{P_{n0}}{2 \cdot \beta_L}.$$

Возникновение меридионального изгибающего момента  $m_{x0}$  приводит к появлению изгибающего момента кругового направления  $m_{\theta 0}$  и соответствующих напряжений, т.е.:

$$m_{\theta 0} = \nu \cdot m_{x0}, \quad \sigma_{sx} = \frac{6 \cdot m_{x0}}{t^2}, \quad \sigma_{s\theta} = \frac{6 \cdot m_{\theta 0}}{t^2} \quad \text{Следует}$$

отметить, что  $\sigma_{sx}$  и  $\sigma_{s\theta}$  - это поверхностные напряжения.

Помимо этого, в зоне сопряжения будут иметь место и мембранные круговые напряжения  $\sigma_{m\theta}$ , обусловленные перемещениями  $w_r$ :

$$\sigma_{m\theta} = \frac{E \cdot w_r}{r}, \quad \text{Попутно}$$

можно отметить, что на всех остальных участках оболочки  $\sigma_{m\theta}$  определяется по общей величине радиальных перемещений  $w$ .

Эквивалентные напряжения фон Мизеса запишутся в этом случае в виде: -для внутренней поверхности оболочки:

$$\sigma_{eq,Ed} = \sqrt{\sigma_{sx}^2 - \sigma_{sx} \cdot (\sigma_{s\theta} + \sigma_{m\theta}) + (\sigma_{s\theta} + \sigma_{m\theta})^2}.$$

-для наружной поверхности оболочки напряжения  $\sigma_{sx}$ , и соответственно  $\sigma_{s\theta}$ , должны учитываться со знаком (-), т.е.:

$$\sigma_{eq,Ed} = \sqrt{\sigma_{sx}^2 - (-\sigma_{sx}) \cdot ((-\sigma_{s\theta}) + \sigma_{m\theta}) + (\sigma_{s\theta} + \sigma_{m\theta})^2}$$

Критерием выполнения предельного состояния по пределу пластичности в зоне сопряжения оболочки с кольцом жесткости будет являться условие:

$$\sigma_{eq,Ed} \leq f_{yd}, \quad \text{Алгоритм}$$

вычисления предельного значения  $p_n^*$  может состоять в следующем:

-на первом этапе задается и производится расчет для какого-либо произвольного значения  $p_{n0}$ ;

-проводятся соответствующие вычисления по приведенным выше формулам и определяется величина  $\sigma_{eq,Ed}$ ;

-находится параметр:

$$\alpha_{LS1} = \frac{\sigma_{eq,Ed}}{f_{yd}};$$

-определяется предельное значение давления:

$$p_{n,LS1}^* = \alpha_{LS1} \cdot p_{n0}$$

На участках оболочки, удаленных от сопряжения с кольцом жесткости, будет реализовываться безмоментное напряженное состояние с мембранными напряжениями (см. Формулу (13.51) в [4]):

$$\sigma_{m\theta} = \frac{p_n \cdot r}{t},$$

Это мембранные напряжения, поэтому знаки напряжения на внутренней и наружной поверхностях будут одинаковыми.

На безмоментных участках это будет единственный вид напряжений, поэтому:

$$\sigma_{eq,Ed} = \sigma_{m\theta}.$$

Критерий предельного состояния LS1, а также алгоритм нахождения предельной величины  $p_{n,LS1}^*$  остается таким же, как и в предыдущем случае (зона сопряжения оболочки с кольцом жесткости).

При заданных исходных данных цилиндрическая жесткость оболочки и параметр  $\beta_L$  будут равны:

$$D = \frac{E \cdot t^3}{12 \cdot (1 - \nu^2)} = \frac{2.1 \cdot 10^4 \cdot 1^3}{12(1 - 0.3^2)} = 19231 \text{ кН/см}^2;$$

$$\beta_L = \sqrt[4]{\frac{3 \cdot (1 - \nu^2)}{r^2 \cdot t^2}} = \sqrt[4]{\frac{3(1 - 0.3^2)}{100^2 \cdot 1^2}} = 0.1285 \text{ 1/см}.$$

Задавшись начальным значением давления  $p_{n,0} = 0.5$  МПа и проводя вычисления по приведенным выше формулам, для зоны сопряжения оболочки с кольцом жесткости получим:

$$P_{n0} = 0.207 \text{ кН}; \quad m_{x0} = 0.804 \text{ кН см/см}; \quad m_{\theta} = 0.241 \text{ кН см/см};$$

$$\sigma_{sx} = 4.824 \text{ кН/см}^2; \quad \sigma_{s\theta} = 1.447 \text{ кН/см}^2; \quad \sigma_{m\theta} = 2.331 \text{ кН/см}^2;$$

$$\sigma_{eq,Ed} = 4.40 \text{ кН/см}^2. \text{ (для внутренней поверхности оболочки)}$$

$$\sigma_{eq,Ed} = 5.33 \text{ кН/см}^2. \text{ (для наружной поверхности оболочки)}$$

Максимальное значение  $\sigma_{eq,Ed}$  в зоне сопряжения оболочки с кольцом жесткости имеет место на наружной поверхности оболочки.

С учетом того, что  $1 \text{ кН/см}^2 = 10 \text{ МПа}$ , получим:

$$\alpha_{LS1} = \frac{235}{53.3} = 4.41;$$

$$p_{n,LS1}^* = 4.41 \cdot 0.5 = 2.21 \text{ МПа}$$

Для участков оболочки, удаленных от зоны сопряжения с кольцом жесткости, получим:

$$\sigma_{eq,Ed} = \sigma_{m\theta} = \frac{0.5 \cdot 100}{1} = 50 \text{ МПа}$$

$$\alpha_{LS1} = \frac{235}{50} = 4.7;$$

$$p_{n,LS1}^* = 4.7 \cdot 0.5 = 2.35 \text{ МПа}$$

Из двух рассмотренных зон оболочки определяющей для оценки предельной нагрузки по предельному состоянию LS1 оказалась зона сопряжения оболочки с кольцом жесткости. Однако для окончательной оценки  $p_{n,LS1}^*$  необходимо провести вычисления по сечениям, расположенным в промежуточной зоне, т.е., в зоне от  $X=0$  до  $X=3 / \beta_L$ . Для этого нужно рассматривать общие выражения (см. Формулы (8.27), (8.29) в [1]), т.е.:

$$w = \frac{m_{x0}}{2D\beta_L^2} \cdot e^{-\beta_L \cdot x} [\cos(\beta_L \cdot x) - \sin(\beta_L \cdot x)] + \frac{P_{n0}}{2D\beta_L^3} e^{-\beta_L \cdot x} \cos(\beta_L \cdot x) + \bar{w};$$

$$m_x = m_{x0} \cdot e^{-\beta_L \cdot x} [\cos(\beta_L \cdot x) + \sin(\beta_L \cdot x)] + \frac{P_{n0}}{\beta_L} \cdot e^{-\beta_L \cdot x} [\sin(\beta_L \cdot x)],$$

считая:

$$\bar{w} = \frac{p \cdot r^2}{E \cdot t}.$$

Изменяя пошагово  $X$ , определяются  $w$  и  $m_x$  и затем все остальные компоненты напряженно-деформированного состояния (НДС), необходимые для определения  $p_{n,LS1}^*$ . Результаты таких вычислений для внутренней и наружной поверхностей оболочки приведены в Таблицах 1, 2.

**Таблица 1**  
**Распределение параметров НДС по внутренней поверхности оболочки**

Компоненты НДС	$\beta_L \cdot x$						
	0	0.5	1.0	1.5	2.0	2.5	3.0
<b>w</b>	0.0112	0.0134	0.0174	0.0207	0.0230	0.0240	0.0243
<b>m<sub>x</sub></b>	80.42	19.43	-8.900	-16.63	-14.42	-9.240	-4.528
<b>σ<sub>sx</sub></b>	482.5	116.6	-53.42	-99.74	-86.53	-55.42	-27.17
<b>σ<sub>sθ</sub></b>	144.7	34.97	-16.04	-29.92	-25.96	-16.63	-8.151
<b>σ<sub>mθ</sub></b>	233.4	281.3	364.9	436.7	482.3	504.4	511.23
<b>σ<sub>eq,Ed</sub></b>	440.0	277.0	378.5	464.7	505.2	<b>517.7</b>	517.2

**Таблица 2**  
**Распределение параметров НДС по внутренней поверхности оболочки**

Компоненты НДС	$\beta_L \cdot x$						
	0	0.5	1.0	1.5	2.5	3.0	3.2
<b>w</b>	0.0112	0.0134	0.0174	0.0207	0.0240	0.0243	
<b>m<sub>x</sub></b>	80.42	19.43	-8.900	-16.63	-9.242	-4.528	
<b>σ<sub>sx</sub></b>	-482.5	-116.6	53.42	99.74	55.42	27.17	27.17
<b>σ<sub>sθ</sub></b>	-144.7	-34.97	16.04	29.92	16.63	8.153	8.151
<b>σ<sub>mθ</sub></b>	233.4	281.3	364.9	436.7	504.4	511.23	511.22
<b>σ<sub>eq,Ed</sub></b>	<b>533.0</b>	320.9.0	357.3	425.6	495.7	506.3 *	508.2

ПРИМЕЧАНИЕ: величины изгибающих моментов и всех видов напряжений в Таблицах 1, 2 приведены в кгс/см<sup>2</sup>.



Как следует из таблиц, в данном конкретном случае максимальное значение  $\sigma_{eq,Ed}$  имеет место в сечениях с координатой  $x = 0$  на наружной поверхности оболочки, т.е., на наружной поверхности в зоне сопряжения оболочки с кольцом жесткости. Это значение  $\sigma_{eq,Ed}$  было уже получено при рассмотрении зоны сопряжения, поэтому каких-либо дополнительных проверок, в том числе и определения предельных нагрузок, в данном случае не требуется.

Вместе с тем можно заметить, что на внутренней поверхности оболочки максимальное значение  $\sigma_{eq,Ed}$  имеет место в сечении с координатой  $x = 2.5 / \beta_L = 2.5 / 0.1285 = 19.5$  см и равно  $517.7$  кгс/см<sup>2</sup>, см. Таблицу 1, что больше ранее полученного  $4.40$  кН/см<sup>2</sup>. Это говорит о том, что максимум  $\sigma_{eq,Ed}$  в общем случае реализуется не обязательно в зоне сопряжений (зоны моментного состояния) и анализ напряжений в переходной зоне, от моментного состояния к безмоментному, является в таких задачах обязательным.

Приведенные выше результаты можно получить и с использованием принципа прямого проектирования с применением стандартных выражений, см. п. 4.2.1.1 СН РК EN 1993-1-6:2007.

Для этого можно использовать Приложение С.5.3 СН РК EN 1993-1-6:2007.

Согласно приложения, основным базовым параметром в задаче оболочки с кольцом жесткости является параметр:

$$k = \frac{A_r}{A_r + (b + 2b_m)},$$

где:

$$A_r = b \cdot h; \quad b_m = 0,778 \sqrt{r \cdot t}.$$

Подставляя в эти формулы числовые значения параметров, см. исходные данные, получим:

$$A_r = b \cdot h = 2 \cdot 10 = 20 \text{ см}^2,$$

$$b_m = 0,778 \sqrt{100 \cdot 1} = 7,78 \text{ см}, \quad k = \frac{20}{20 + (2 + 2 \cdot 7,78) \cdot 1} = 0,532.$$

Далее, в соответствии с приложением вычисляем напряжения, считая  $p_n = 0,5$  МПа:

$$\sigma_{MT\theta} = \frac{p_n \cdot r}{t} = \frac{0,5 \cdot 100}{1} = 50 \text{ МПа},$$

что, естественно, в точности совпадает с  $\sigma_{m\theta}$ , полученным выше.

Максимальная величина поверхностного напряжения меридионального направления (это напряжение вызвано меридиональными изгибающими моментами, возникающими в месте установки кольца жесткости) определяется формулой:

$$\max \sigma_{Sx} = k_x \cdot \sigma_{MT\theta} \text{ МПа.}$$

Коэффициент  $k_x$  нужно определять по таблице приложения в зависимости от коэффициента  $k$ , причем в данном случае нужно применить интерполяцию. В итоге можно получить  $k_x = 0,96$ .

Тогда при  $p_n = 0,5$  МПа:

$$\max \sigma_{Sx} = 0,96 \cdot 50 = 48 \text{ МПа} = 4,8 \text{ кН/см}^2.$$

Точным решением было получено:

$$\sigma_{sx} = 4,824 \text{ кН/см}^2.$$

Разница составляет 0,5%.

Напряжения  $\max \sigma_{s\theta}$  определяются в Приложении С.5.3 с помощью коэффициента  $k_\theta$ , который определяется по таблице Приложения С.5.3 и для  $k = 0.532$  значение  $k_\theta = 1.0403$ . Тогда:

$$\max \sigma_{s\theta} = k_\theta \cdot \sigma_{m\theta} = 1.0403 \cdot 50 = 52 \text{ МПа}$$

Точным решением было получено, см.  $\sigma_{m\theta}$  в Таблицах 1, 2,  $\max \sigma_{s\theta} = 51.1$  МПа.

Разница составляет 1,8%.

Т.е., для принятых исходных данных сходимость результатов оказалась вполне приемлемой. Однако нужно учесть, что при формировании таблицы в приложении С.5.3 параметр  $b_m = 0,778\sqrt{r \cdot t}$  принят приближенно и для других параметров оболочки расхождения могут оказаться более значительными.

## 7 ПРЕДЕЛЬНОЕ СОСТОЯНИЕ ПО ЦИКЛИЧЕСКОЙ ПЛАСТИЧНОСТИ (LS2)

### 7.1 Расчетные величины воздействий

7.1.1 Если не используется уточненное определение, расчетные величины воздействий для каждого сочетания нагрузок следует выбирать как характеристические значения тех частей общих воздействий, которые предположительно будут приложены и сняты более трех раз в течение срока службы конструкции.

7.1.2 Если используется упругий расчет или выражения из Приложения С, то следует учитывать только переменную часть воздействий между крайними верхним и нижним значениями.

7.1.3 При использовании материально нелинейного компьютерного расчета следует считать, что переменная часть воздействий между крайними верхним и нижним значениями действует при наличии сопутствующих постоянных частей нагрузки.

### 7.2 Проектирование по напряжениям

#### 7.2.1 Расчетные величины диапазона напряжений

7.2.1.1 Расчет оболочки следует выполнять с использованием метода LA или GNA расчета конструкции, подверженной двум экстремальным расчетным величинам воздействий  $F_{Ed}$ . Для каждого экстремального режима нагрузки при циклическом процессе следует выполнить оценку составляющих напряжений. По соседним экстремумам в циклическом процессе должны быть определены расчетные значения изменения каждой составляющей напряжения  $\Delta \sigma_{x,Ed,i}$ ,  $\Delta \sigma_{\theta,Ed,i}$ ,  $\Delta \tau_{x\theta,Ed,i}$  на каждой поверхности оболочки (представляется как  $i = 1,2$  для внутренней и наружной

поверхности оболочки) и в любой точке конструкции. По этим изменениям напряжения находят расчетную величину изменения эквивалентного напряжения фон Мизеса на внутренней и наружной поверхностях:

$$\Delta\sigma_{eq,Ed,i} = \sqrt{\Delta\sigma_{x,Ed,i}^2 - \Delta\sigma_{x,Ed,i} \cdot \Delta\sigma_{\theta,Ed,i} + \Delta\sigma_{\theta,Ed,i}^2 + 3\Delta\tau_{x\theta,Ed,i}^2} \quad (7.1)$$

7.2.1.2 За расчетную величину диапазона напряжения  $\Delta\sigma_{eq,Ed}$  следует принять наибольшее изменение из изменений эквивалентных напряжений фон Мизеса  $\Delta\sigma_{eq,Ed,i}$ , рассматривая каждую поверхность оболочки поочередно ( $i = 1$  и  $i = 2$  рассматриваются отдельно).

7.2.1.3 В сопряжении между сегментами оболочки, если расчет моделирует пересечение срединных поверхностей и не учитывает конечный размер сопряжения, диапазон напряжения можно принять в первой физической точке в сегменте оболочки (в отличие от значения, вычисленного на пересечении двух срединных поверхностей).

**ПРИМЕЧАНИЕ** Это допущение является значимым, если изменения напряжений быстро меняются вблизи сопряжения.

## 7.2.2 Расчетные величины сопротивления

7.2.2.1 Сопротивление диапазона эквивалентных напряжений фон Мизеса  $\Delta f_{eq,Rd}$  определяется по формуле:

$$\Delta f_{eq,Rd} = 2f_{yd}. \quad (7.2)$$

## 7.2.3 Ограничение диапазона напряжений

7.2.3.1P При каждой проверке этого предельного состояния расчетный диапазон напряжения должен удовлетворять условию:

$$\Delta\sigma_{eq,Ed} \leq \Delta f_{eq,Rd}. \quad (7.3)$$

## 7.3 Проектирование путем общего численного MNA или GMNA анализа

### 7.3.1 Расчетные величины общей накопленной пластической деформации

7.3.1.1 При использовании материально нелинейного общего численного расчета (MNA или GMNA) оболочка должна быть подвергнута расчетным величинам переменных и постоянных воздействий, описанным в 7.1.

**ПРИМЕЧАНИЕ 1** Для этой цели обычно используется расчет MNA.

**ПРИМЕЧАНИЕ 2** В Национальном Приложении могут содержаться рекомендации по более точному расчету.

7.3.1.2 Следует оценить общую накопленную эквивалентную пластическую деформацию фон Мизеса  $\epsilon_{p,eq,Ed}$  в конце расчетного срока службы.

7.3.1.3 Общую накопленную эквивалентную пластическую деформацию фон Мизеса можно определить при помощи расчета, моделирующего все циклы нагружения в течение расчетного срока службы.

7.3.1.4 Если не выполняется более точный расчет, общую накопленную эквивалентную пластическую деформацию фон Мизеса  $\varepsilon_{p,eq,Ed}$  можно определить по формуле:

$$\varepsilon_{p,eq,Ed} = n \Delta \varepsilon_{p,eq,Ed}, \quad (7.4)$$

где  $n$  — количество циклов нагружения в течение расчетного срока службы конструкции;

$\Delta \varepsilon_{p,eq,Ed}$  — наибольшее приращение эквивалентной пластической деформации фон Мизеса за один полный цикл в любой точке конструкции, возникающее после третьего цикла.

7.3.1.5 Можно считать, что «в любой точке конструкции» означает в любой точке, расположенной от надреза или местной неоднородности на расстоянии не менее толщины самой толстой соседней пластины.

### 7.3.2 Ограничение общей накопленной пластической деформации

7.3.2.1 Если не выполняется более сложная оценка малоциклового усталости, расчетная величина общей накопленной эквивалентной пластической деформации фон Мизеса  $\varepsilon_{p,eq,Ed}$  должна удовлетворять условию:

$$\varepsilon_{p,eq,Ed} \leq n_{p,eq} (f_{yd} / E). \quad (7.5)$$

ПРИМЕЧАНИЕ В Национальном Приложении может быть предусмотрен выбор значения  $n_{p,eq}$ . Рекомендуется значение  $n_{p,eq} = 25$ .

### 7.4 Указания при проектировании

7.4.1 Для каждого сегмента оболочки в конструкции, представленного базовым сочетанием нагрузок, приведенным в Приложении С, наибольший эквивалентный диапазон напряжений фон Мизеса  $\Delta \sigma_{eq,Ed}$  с учетом обеих поверхностей оболочки при расчетных значениях воздействий  $F_{Ed}$  должно быть определено с использованием соответствующих выражений, приведенных в Приложении С. Процедура дальнейшей оценки описана в 7.2.

**ПРИМЕР 5** Определение предельно допустимой величины внутреннего давления, по предельным состояниям LS1 и LS2 на основе линейно-упругого расчета проектированием по напряжениям для цилиндрической емкости с двумя жесткими днищами

На основе линейно-упругого расчета проектированием по напряжениям для цилиндрической емкости с двумя жесткими днищами, см. Рисунок 1, определить предельно допустимую величину внутреннего давления, по предельным состояниям LS1 (предельное состояние по пределу пластичности) и LS2 (циклическая пластичность).

Исходные данные: радиус оболочки  $r = 100$  см; толщина  $t = 1$  см; длина оболочки  $L = 600$  см; оболочка изготовлена из стали S235 (см. таблицу 3.1 СН РК EN 1993-1-1:2005 «Еврокод 3»), для

которой предел текучести равен  $f_y = 235$  МПа, модуль упругости  $E = 21000$  кН/см<sup>2</sup>, коэффициент Пуассона  $\nu = 0.3$ . Емкость может эксплуатироваться при пульсирующем изменении внутреннего давления, т.е.  $0 \leq p \leq p_{\max}$ .

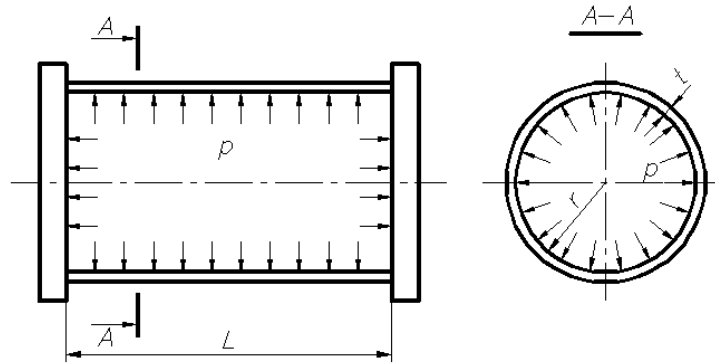


Рисунок 1

Длина цилиндрической части емкости отвечает условию:

$$l = 600 > 5,0 \cdot \sqrt{r \cdot t} = 5,0 \cdot \sqrt{100 \cdot 1} = 50 \text{ см},$$

и, значит, взаимным влиянием закреплений цилиндрической части в днищах можно пренебречь.

Решение задачи будет строиться на общих зависимостях, полученных в [1], см. Формулы (8.27)-(8.31), а именно:

$$w = \frac{m_{x0}}{2D\beta_L^2} \cdot e^{-\beta_L \cdot x} [\cos(\beta_L \cdot x) - \sin(\beta_L \cdot x)] + \frac{P_{n0}}{2D\beta_L^3} e^{-\beta_L \cdot x} \cos(\beta_L \cdot x) + \bar{w};$$

$$\beta_\phi = -\frac{m_{x0}}{D \cdot \beta_L} \cdot e^{-\beta_L \cdot x} [\cos(\beta_L \cdot x)] - \frac{P_{n0}}{2D \cdot \beta_L^2} \cdot e^{-\beta_L \cdot x} [\cos(\beta_L \cdot x) + \sin(\beta_L \cdot x)] + \frac{d\bar{w}}{dx};$$

$$m_x = m_{x0} \cdot e^{-\beta_L \cdot x} [\cos(\beta_L \cdot x) + \sin(\beta_L \cdot x)] + \frac{P_{n0}}{\beta_L} \cdot e^{-\beta_L \cdot x} [\sin(\beta_L \cdot x)];$$

$$m_\theta = \nu \cdot m_x;$$

$$P_n = -2m_{x0} \cdot \beta_L \cdot e^{-\beta_L \cdot x} [\sin(\beta_L \cdot x)] + P_{n0} \cdot e^{-\beta_L \cdot x} [\cos(\beta_L \cdot x) - \sin(\beta_L \cdot x)];$$

$$n_\theta = \frac{E \cdot t \cdot w}{r}.$$

Деформациями днищ в данном случае можно пренебречь (по условию задачи их жесткость существенно больше жесткости цилиндрического корпуса), поэтому граничные условия для цилиндрической части емкости запишутся в виде:

$$\text{при } x = 0 \quad w = 0; \quad \beta_\phi = 0.$$

Осевое усилие в меридиональном направлении будет постоянным по всей длине цилиндрической части и определится по формуле:

$$n_x = P_x = \frac{p \cdot r}{2} = \frac{p \cdot 100}{2} = 50 \cdot p.$$

С учетом граничных условий из общих зависимостей, см. выше, можно получить два уравнения:

$$\begin{aligned} \frac{m_{x0}}{2 \cdot D \cdot \beta_L^2} + \frac{P_{n0}}{2 \cdot D \cdot \beta_L^3} + \left( p \cdot r - \nu \cdot \frac{p \cdot r}{2} \right) \cdot \frac{r}{E \cdot t} &= 0; \\ -\frac{m_{x0}}{D \cdot \beta_L} - \frac{P_{n0}}{2 \cdot D \cdot \beta_L^2} &= 0, \end{aligned}$$

решение которых дает:

$$\begin{aligned} m_{x0} &= \frac{2 \cdot D \cdot \beta_L^2 \cdot p \cdot r^2 (1 - \nu/2)}{E \cdot t} = \frac{p}{2 \cdot \beta_L^2} \left( 1 - \frac{\nu}{2} \right); \\ P_{n0} &= 2 \beta_L \cdot m_{x0} = -\frac{p}{\beta_L} \left( 1 - \frac{\nu}{2} \right). \end{aligned}$$

Подставляя полученные решения в общие зависимости, и учитывая, что в данном случае  $\bar{w} = p_n \cdot r^2 / E \cdot t$ , можно определить радиальное перемещение, угол поворота, а также все внутренние усилия и изгибающие моменты.

В точках сопряжения цилиндрической стенки с дном, т.е., при  $x = 0$ :

$$m_{x0} = \frac{p}{2 \beta_L^2} \left( 1 - \frac{\nu}{2} \right) = \frac{p}{2 \cdot 0.1285^2} \left( 1 - \frac{0.3}{2} \right) = 25.7 p;$$

$$m_{\theta 0} = \nu \cdot m_{x0} = 0.3 \cdot 25.74 p = 7.72 p; \quad n_x = \frac{p \cdot r}{2} = \frac{p \cdot 100}{2} = 50 p;$$

$$n_{\theta 0} = \nu \cdot n_x = 0.3 \cdot 50 p = 15 p.$$

С учетом того, что согласно исходных данных  $t=1$ , соответствующие напряжения будут равны:

на внутренней поверхности цилиндрической стенки

$$\sigma_x = \frac{6 \cdot m_{x0}}{t^2} + \frac{n_x}{t} = 154 p + 50 p = 204 p;$$

$$\sigma_{\theta} = \frac{6 \cdot m_{\theta 0}}{t^2} + \frac{n_{\theta 0}}{t} = 46 \cdot p + 15 \cdot p = 61 p.$$

на наружной поверхности

$$\sigma_x = -\frac{6 \cdot m_{x0}}{t^2} + \frac{n_x}{t} = -154 p + 50 p = -104 p;$$

$$\sigma_{\theta} = -\frac{6 \cdot m_{\theta 0}}{t^2} + \frac{n_{\theta 0}}{t} = -46 \cdot p + 15 \cdot p = -31 p.$$

Таким образом, в данном случае имеет место взаимодействие различных компонентов внутренних усилий и моментов, и соответствующих им напряжений. В таких случаях оценка предельной величины внутреннего давления должна осуществляться по критерию текучести фон Мизеса, см. 4.2.2.3 СН РК EN 1993-1-6:2007:

на внутренней поверхности цилиндрической стенки

$$\sigma_{eq,s} = \sqrt{\sigma_x^2 - \sigma_x \cdot \sigma_\theta + \sigma_\theta^2} = p\sqrt{204^2 - 204 \cdot 61 + 61^2} = 181.4p,$$

на наружной поверхности

$$\sigma_{eq,s} = \sqrt{\sigma_x^2 + \sigma_x \cdot \sigma_\theta + \sigma_\theta^2} = p\sqrt{104^2 - 104 \cdot 61 + 31^2} = 122.5p.$$

Дальнейший расчет ведется по максимальному значению эквивалентных напряжений.

Принимая  $\sigma_{eq} = f_{yd}$ , можно определить предельное значение внутреннего давления для заданной в примере емкости:

$$p_{LS1}^* = \frac{f_{yd}}{181.4} = \frac{235}{181.4} = 1.295 \text{ МПа}.$$

Полученное значение определено линейно упругим расчетом, и его следует рассматривать как нижнюю оценку предельного значения внутреннего давления, поскольку оно определено по вторичным напряжениям, см. 4.2.2 СН РК EN 1993-1-6:2007.

В сечениях цилиндрической части емкости, удаленных от точек закрепления в днищах, изгибающие моменты становятся равными нулю, меридиональные усилия остаются равными:

$$n_x = \frac{p \cdot r}{2} = \frac{p \cdot 100}{2} = 50p,$$

см. (1.3), а окружные усилия  $n_\theta$  становятся равными:

$$n_\theta = p \cdot r = 100p$$

Следует

отметить, что  $n_x$  и  $n_\theta$  являются равнодействующими первичных напряжений, см. 4.2.2.2 СН РК EN 1993-1-6:2007, которые можно определить по формулам:

$$\sigma_x = \frac{p \cdot r}{2 \cdot t} = \frac{100p}{2 \cdot 1} = 50p; \quad \sigma_\theta = \frac{p \cdot r}{t} = \frac{100p}{1} = 100p.$$

Записывая условие текучести фон Мизеса только для первичных напряжений (вторичные напряжения в сечениях цилиндрической части емкости, удаленных от точек закрепления в днищах, отсутствуют), получим:

$$\sigma_{eq,m} = p\sqrt{100^2 - 100 \cdot 50 + 50^2} = 86,7p.$$

Основываясь на условии  $\sigma_{eq,m} = f_{yd}$ , можно получить верхнюю оценку предельного значения внутреннего давления для заданной в примере емкости:

$$p_{LS1}^{**} = \frac{f_{yd}}{86,7} = \frac{235}{86,7} = 2.71 \text{ МПа}.$$

Важно отметить, что в данном случае решения получены на основе линейно-упругого расчета, но, если бы расчет проводился на основе пластического механизма разрушения (см. Пример 2), то и тогда значение предельной нагрузки было бы равно  $p_{LS1}^* = 2,71$  МПа, поскольку при этом все сечения цилиндрической стенки в средней части становятся полностью пластифицированными.

Исходя из предельного состояния по циклической пластичности (LS2), предельная величина внутреннего давления будет определяться вторичными и первичными напряжениями в зонах сопряжения цилиндрической стенки сплюснутыми днищами, т.е., напряжениями  $\sigma_{eq,s}$ . Критерием наступления предельного состояния LS2 будет являться условие:

$$\Delta\sigma_{eq,Ed} \leq \Delta f_{eq,Rd} = 2f_{yd}.$$

При пульсирующем изменении внутреннего давления  $0 \leq p \leq p_{max}$ :

$$\Delta\sigma_{eq,Ed} = \sigma_{eq,s},$$

откуда:

$$p_{LS2}^* = \frac{2 \cdot f_{yd}}{181,4} = \frac{2 \cdot 235}{181,4} = 2.60 \text{ МПа}.$$

Сравнивая полученные выше значения, можно заключить, что в данном случае максимально допустимая величина внутреннего давления должна назначаться с учетом нижней оценки предельной величины давления, определяемой по пределу пластичности  $p_{LS1}^*$  (предельное состояние LS1), и верхней оценки, определяемой по циклической пластичности  $p_{LS2}^*$  (предельное состояние LS2).

#### **ПРИМЕР 6 Определение предельно допустимой величины внутреннего давления, по предельным состояниям LS1 и LS2 на основе линейно-упругого расчета проектированием по напряжениям для цилиндрической емкости с двумя днищами**

На основе линейно-упругого расчета проектированием по напряжениям для цилиндрической емкости с двумя днищами, жесткость которых соизмерима с жесткостью цилиндрической стенки (оболочки) см. Рисунок 1 определить предельно допустимую величину внутреннего давления, по предельным состояниям LS1 (предельное состояние по пределу пластичности) и LS2 (циклическая пластичность).

Исходные данные: радиус оболочки  $r=100$  см; толщина  $t=1$  см; длина оболочки  $L=600$  см; оболочка изготовлена из стали S235 (см. Таблицу 3.1 СН РК EN 1993-1-1:2005 «Еврокод 3»), для которой предел текучести равен  $f_y=235$  МПа, модуль упругости  $E=21000$  кН/см<sup>2</sup>, коэффициент Пуассона  $\nu=0.3$ . Емкость может эксплуатироваться при пульсирующем изменении внутреннего давления, т.е.  $0 \leq p \leq p_{max}$ .



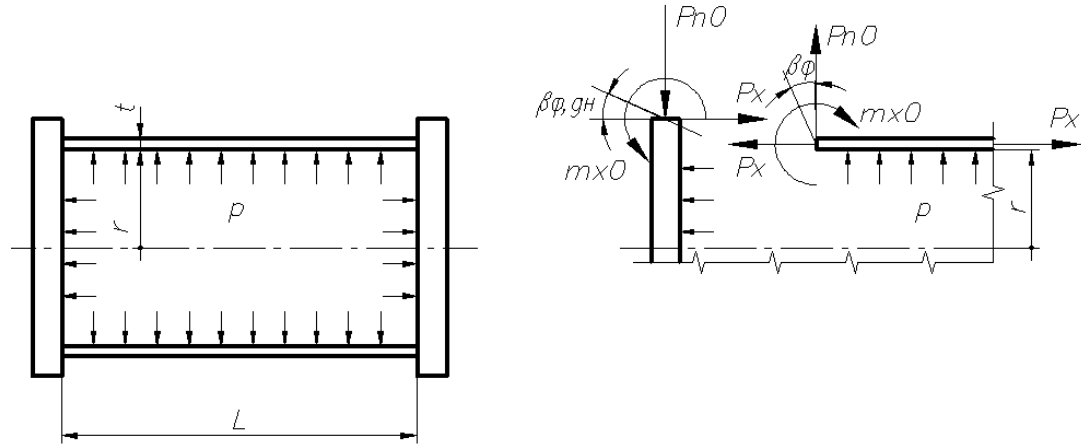


Рисунок 1

Усилия и изгибающие моменты, возникающие в точках сопряжения цилиндрической стенки с дном показаны на расчетной схеме, приведенной на Рисунке 1 (Примера 2). Второй узел сопряжения не показывается, поскольку длина стенки  $L$  отвечает условию:

$$l = 600 > 5,0 \cdot \sqrt{r \cdot t} = 5,0 \cdot \sqrt{100 \cdot 1} = 50 \text{ см},$$

что позволяет считать цилиндрическую стенку длинной оболочкой и взаимным влиянием торцов стенки пренебречь.

Усилие  $P_x$  определяется из условия равновесия оболочки в меридиональном направлении:

$$p \cdot \pi \cdot r^2 = P_x \cdot 2\pi \cdot r;$$

где 
$$P_x = \frac{p \cdot r}{2}.$$

Остальные силовые факторы определяются из граничных условий, которые в данном случае будут состоять в следующем:

$$x = 0 \quad w = 0 \quad \beta_\phi = -\beta_{\phi, \text{дн}}.$$

Далее для нахождения перемещений торца цилиндрической стенки используется система общих зависимостей (см. Формулы (8.27)-(8.31) в [1]):

$$w = \frac{m_{x0}}{2D\beta_L^2} \cdot e^{-\beta_L \cdot x} [\cos(\beta_L \cdot x) - \sin(\beta_L \cdot x)] + \frac{P_{n0}}{2D\beta_L^3} e^{-\beta_L \cdot x} \cos(\beta_L \cdot x) + \bar{w};$$

$$\beta_\phi = -\frac{m_{x0}}{D \cdot \beta_L} \cdot e^{-\beta_L \cdot x} [\cos(\beta_L \cdot x)] - \frac{P_{n0}}{2D \cdot \beta_L^2} \cdot e^{-\beta_L \cdot x} [\cos(\beta_L \cdot x) + \sin(\beta_L \cdot x)] + \frac{d\bar{w}}{dx};$$

$$m_x = m_{x0} \cdot e^{-\beta_L \cdot x} [\cos(\beta_L \cdot x) + \sin(\beta_L \cdot x)] + \frac{P_{n0}}{\beta_L} \cdot e^{-\beta_L \cdot x} [\sin(\beta_L \cdot x)];$$

$$m_\theta = v \cdot m_x;$$

$$q_{\text{дн}} = -2m_{x0} \cdot \beta_L \cdot e^{-\beta_L \cdot x} [\sin(\beta_L \cdot x)] + P_{n0} \cdot e^{-\beta_L \cdot x} [\cos(\beta_L \cdot x) - \sin(\beta_L \cdot x)];$$

$$n_{\theta} = \frac{E \cdot t \cdot w}{r}.$$

При  $x = 0$  можно получить:

$$w = \frac{m_{x0}}{2D\beta_L^2} + \frac{P_{n0}}{2D\beta_L^3} + (1 - \frac{\nu}{2}) \frac{p \cdot r^2}{E \cdot t};$$

$$\beta_{\phi} = -\frac{m_{x0}}{D\beta_L} - \frac{P_{n0}}{2D\beta_L^2}.$$

Угол поворота нормали днища определяется на основе известных зависимостей теории осесимметрично нагруженных круглых пластин (см. Пример 8.2 в [1]):

$$\beta_{\phi, \phi_n} = \frac{p \cdot r^3}{8 \cdot D_{\phi_n} (1 + \nu)} - \frac{m_{x0} \cdot r}{D_{\phi_n} (1 + \nu)}.$$

Записывая граничные условия с учетом последних трех равенств, получим:

$$\frac{m_{x0}}{2D\beta_L^2} + \frac{P_{n0}}{2D\beta_L^3} + (1 - \frac{\nu}{2}) \cdot \frac{p \cdot r^2}{E \cdot t} = 0;$$

$$-\frac{m_{x0}}{D\beta_L} - \frac{P_{n0}}{2D\beta_L^2} = \frac{m_{x0} \cdot r}{D_{\phi_n} (1 + \nu)} - \frac{p \cdot r^3}{8D_{\phi_n} (1 + \nu)}.$$

С учетом того, что:

$$D = \frac{E \cdot t^3}{12 \cdot (1 - \nu^2)}; \quad D_{\phi_n} = \frac{E \cdot t^3}{12 \cdot (1 - \nu^2)}; \quad \beta_L = \sqrt[4]{\frac{3 \cdot (1 - \nu^2)}{r^2 \cdot t^2}} = \frac{1.285}{\sqrt{r \cdot t}},$$

и проводя вычисления, получим:

$$m_{x0} = 315,4p; \quad m_{\theta 0} = 0,3 \cdot m_{x0} = 0,3 \cdot 315,4p = 94,62p;$$

$$n_x = 50p; \quad n_{\theta} = \nu \cdot n_x = 0,3 \cdot 50 = 15p.$$

В зонах сопряжения цилиндрической стенки с днищами:

- поверхностные напряжения от изгибающего момента в меридиональном направлении

$$\sigma_{sx} = \frac{6 \cdot m_{x0}}{t^2} = \frac{6 \cdot 315,4}{1} = 1892,4p;$$

- то же от изгибающего момента в круговом направлении

$$\sigma_{s\theta} = \frac{6 \cdot m_{\theta 0}}{t^2} = \frac{6 \cdot 94,62}{1} = 567,7p;$$

- меридиональные и круговые напряжения от продольного усилия  $P_x$

$$\sigma_{mx} = \frac{n_x}{t} = 50p; \quad \sigma_{m\theta} = 15p;$$

- эквивалентные напряжения фон Мизеса, определенные по сумме первичных и вторичных напряжений:

на внутренней поверхности цилиндрической стенки

$$\sigma_{eq,s} = \sqrt{(1892,4p + 50p)^2 - (1892,4p + 50p) \cdot (567,7p + 15p) + (567,7p + 15p)^2} =$$

$$=1726,4 \text{ p} .$$

на наружной поверхности

$$\sigma_{eq,s} = \sqrt{(-1892,4p + 50p)^2 - (-1892,4p + 50p) \cdot (-567,7p + 15p) + (-567,7p + 15p)^2} = 1637,3 \text{ p}$$

В дальнейшем будет учитываться максимальное значение  $\sigma_{eq,s}$ .

Исходя из условия наступления предельного состояния по пределу пластичности  $\sigma_{eq} = f_{yd} = 235$  МПа предельное значение внутреннего давления будет равно:

$$p_{LS1}^* = \frac{f_{ed}}{1726,4} = \frac{235}{1726,4} = 0,136 \text{ МПа}.$$

Указанное значение определено по напряженному состоянию, возникающему в зонах сопряжения оболочки с днищами.

В средней части цилиндрической стенки (оболочки) будут возникать мембранные напряжения кругового направления  $\sigma_{m\theta}$  (от внутреннего давления) и  $\sigma_{mx}$  мембранные напряжения меридионального направления (от усилия в меридиональном направлении).

$$\sigma_{m\theta} = \frac{p \cdot r}{t} = 100p; \quad \sigma_{mx} = \frac{n_x}{t} = 50p .$$

Эквивалентные напряжения фон Мизеса определяются в рассматриваемой зоне мембранными напряжениями по формуле:

$$\sigma_{eq,m} = \sqrt{100p^2 - 100 \cdot 50 + 50^2} p = \sqrt{10000 - 5000 + 2500} = 86,7 \text{ p} .$$

В числовом выражении с учетом того, что  $\sigma_{eq} = f_{yd} = 235$  МПа, предельная величина внутреннего давления будет равна:

$$p_{LS1}^{**} = \frac{235}{86,7} = 2,71 \text{ МПа}.$$

Сравнивая результаты расчета, полученные в данном примере для цилиндрической емкости (оболочки) с днищами конечной жесткости, с результатами решения такой же задачи для оболочки с жесткими днищами, можно сделать вывод, что деформативность днищ в существенной мере увеличивает изгибающие моменты и соответственно изгибные напряжения в точках сопряжения цилиндрической стенки с днищами. В рассмотренном случае указанные величины возросли более, чем в 10 раз.

С позиций предельного состояния по пределу пластичности (LS1) все это приводит к существенному уменьшению нижней оценки предельной величины внутреннего давления. В то же время верхняя оценка этого параметра, определяемая по меридиональным напряжениям в средней части цилиндрической стенки (оболочки) емкости, остается без изменений.

Исходя из предельного состояния по циклической пластичности (LS2), предельная величина внутреннего давления будет определяться вторичными и первичными напряжениями в зонах сопряжения цилиндрической стенки сплюснутыми днищами, т.е., напряжениями  $\sigma_{eq,s}$ . Критерием наступления предельного состояния LS2 будет являться условие:

$$\Delta\sigma_{eq,Ed} \leq \Delta f_{eq,Rd} = 2f_{yd} .$$

При пульсирующем изменении внутреннего давления  $0 \leq p \leq p_{\max}$  :

$$\Delta\sigma_{eq,Ed} = \sigma_{eq,s} ,$$

откуда:

$$p_{LS2}^* = \frac{2 \cdot f_{yd}}{1726,4} = \frac{2 \cdot 235}{1726,4} = 0.272 \text{ МПа.}$$

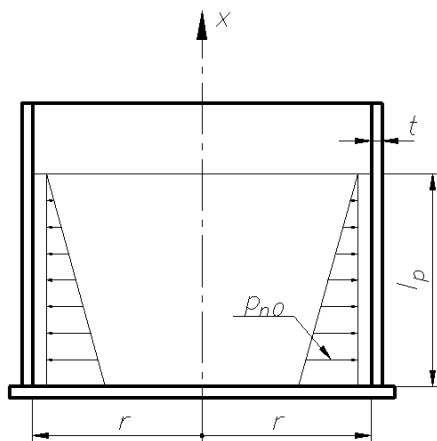
Сравнивая полученные выше значения, можно заключить, что в данном случае, как и в Примере 1, максимально допустимая величина внутреннего давления должна назначаться с учетом нижней оценки предельной величины давления, определяемой по пределу пластичности  $p_{LS1}^*$  (предельное состояние LS1), и верхней оценки, определяемой по циклической пластичности  $p_{LS2}^*$  (предельное состояние LS2). Но, если в Примере 1 верхняя оценка с поправкой на циклическую пластичность снизилась незначительно, то здесь она снизилась примерно в 10 раз.

#### **ПРИМЕР 7 Проверка цилиндрической стенки резервуара, жестко закрепленного в основании, по предельному состоянию, связанному с циклической пластичностью (LS2)**

Проверить цилиндрическую стенку резервуара, жестко закрепленного в основании, по предельному состоянию, связанному с циклической пластичностью (LS2). Проверку выполнить с использованием проектирования по напряжениям на основе линейно-упругого расчета (см. 4.2.1 СН РК EN 1993-1-6:2007).

Исходные данные: радиус резервуара  $r=12.0$  м; максимальная высота заполнения водой  $l_p=15.0$  м; толщина стенки  $t=10$  мм; модуль упругости  $E=2.1 \times 10^4$  кН/см<sup>2</sup>; коэффициент Пуассона  $\nu=0.3$ ; расчетный предел текучести  $f_{yd}=235$  Мпа (принят для стали S235 (см. Таблицу 3.1 СН РК EN 1993-1-1:2005 «Еврокод 3»)).

В процессе эксплуатации резервуар периодически заполняется водой на максимальную высоту и также периодически полностью освобождается от воды.



**Рисунок 1**

В качестве исходных принимаем зависимости, полученные в [1], см. Формулы (8.27)-(8.31), но учитываем, что в данном случае нагружения  $n_x = 0$ :

$$\begin{aligned}
 w &= \frac{m_{x0}}{2D\beta_L^2} \cdot e^{-\beta_L \cdot x} [\cos(\beta_L \cdot x) - \sin(\beta_L \cdot x)] + \frac{P_{n0}}{2D\beta_L^3} e^{-\beta_L \cdot x} \cos(\beta_L \cdot x) + \bar{w}; \\
 \beta_\phi &= -\frac{m_{x0}}{D \cdot \beta_L} \cdot e^{-\beta_L \cdot x} [\cos(\beta_L \cdot x)] - \frac{P_{n0}}{2D \cdot \beta_L^2} \cdot e^{-\beta_L \cdot x} [\cos(\beta_L \cdot x) + \sin(\beta_L \cdot x)] + \\
 &+ \frac{d\bar{w}}{dx}; \\
 m_x &= m_{x0} \cdot e^{-\beta_L \cdot x} [\cos(\beta_L \cdot x) + \sin(\beta_L \cdot x)] + \frac{P_{n0}}{\beta_L} \cdot e^{-\beta_L \cdot x} [\sin(\beta_L \cdot x)]; \\
 m_\theta &= v \cdot m_x; \\
 q_{\text{ш}} &= -2m_{x0} \cdot \beta_L \cdot e^{-\beta_L \cdot x} [\sin(\beta_L \cdot x)] + P_{n0} \cdot e^{-\beta_L \cdot x} [\cos(\beta_L \cdot x) - \sin(\beta_L \cdot x)]; \\
 n_\theta &= \frac{E \cdot t \cdot w}{r};
 \end{aligned}$$

Составляющая  $\bar{w}$  определяется по формуле (см. Формулу (8.22) при  $T_x=0$ ):

$$\bar{w} = \frac{p_n \cdot r^2}{E \cdot t},$$

где:  $p_n$  - величина внутреннего давления, которая для рассматриваемого случая (гидростатическое давление) будет определяться зависимостью:

$$p_n = \gamma \cdot l_p \cdot \left(1 - \frac{x}{l_p}\right).$$

И тогда составляющая  $dw/dx$  будет равна:

$$\frac{dw}{dx} = \frac{\gamma \cdot r^2}{E \cdot t}.$$

Основные неизвестные  $m_{x0}$  и  $P_{n0}$  определяются из граничных условий. Учитывая, что резервуар жестко закреплен в основании, радиальное перемещение и меридиональный поворот нижнего края его цилиндрической стенки будут равны нулю. Т.е., можно записать:

$$x = 0 \quad w = 0 \quad \beta_\phi = 0.$$

С учетом граничных условий из общих зависимостей, приведенных выше, можно определить  $m_{x0}$  и  $P_{n0}$ :

$$\begin{aligned}
 m_{x0} &= \frac{2 \cdot D \cdot \beta_L}{E \cdot t} \cdot \gamma \cdot r^2 (\beta_L \cdot l_p - 1); \\
 P_{n0} &= -\frac{2 \cdot D \cdot \beta_L^2}{E \cdot t} \cdot \gamma \cdot r^2 (2\beta_L \cdot l_p - 1).
 \end{aligned}$$

В данном случае нагружения при формировании расчетных зависимостей удобно использовать базовое (опорное) напряжение, в качестве которого можно принять напряжение от гидростатического давления жидкости по нижнему краю ( $X=0$ ) цилиндрической стенки резервуара  $\sigma_{MT\theta}$ , считая ее свободной от закреплений. Т.е.:

$$\sigma_{MT\theta} = \frac{p_{n0} \cdot r}{t}; \quad p_{n0} = \gamma \cdot l_p \quad (\text{при } X=0, \text{ см. (3.8)})$$

В результате  $m_{x0}$  и  $P_{n0}$  можно представить в виде:

$$m_{x0} = 1.816 \cdot \frac{t^2}{6} \cdot \sigma_{MT\theta} \left(1 - 0.778 \frac{\sqrt{r \cdot t}}{l_p}\right),$$

$$P_{n0} = 0.778 \cdot t \cdot \sqrt{\frac{t}{r}} \cdot \sigma_{MT\theta} \left(1 - 0.389 \frac{\sqrt{r \cdot t}}{l_p}\right).$$

Все преобразования осуществлялись с учетом следующих известных зависимостей:

$$D = \frac{E \cdot t^3}{12(1 - \nu^2)}; \quad \beta_L = \sqrt[4]{\frac{3(1 - \nu^2)}{r^2 \cdot t^2}},$$

при этом учитывалось, что при  $\nu = 0.3$  подчерк

$$\frac{1}{\beta_L} = 0.778 \cdot \sqrt{r \cdot t}.$$

По полученным значениям  $m_{x0}$  и  $P_{n0}$ , можно определить все компоненты напряженно-деформированного состояния для заданного вида нагружения цилиндрической стенки резервуара.

С позиций предельного состояния (LS2) по циклической пластичности следует рассмотреть два расчетных (потенциально опасных) сечения цилиндрической стенки: сечение примыкания стенки к основанию и сечение, находящееся на некотором расстоянии от основания.

Проверка LS2 по первому сечению

В первом сечении будут иметь место напряжения вызванные изгибающим моментом меридионального направления  $m_{x0}$  и сопутствующие им напряжения от изгибающего момента кругового направления  $m_{\theta 0} = 0.3 \cdot m_{x0}$ . Эти напряжения линейно изменяются по толщине стенки (оболочки) и на поверхности стенки будут равны:

$$\sigma_{sx, \max} = \frac{m_{x0}}{W} = \frac{6 \cdot m_{x0}}{t^2} = 1.816 \cdot \sigma_{MT\theta} \left(1 - 0.778 \frac{\sqrt{r \cdot t}}{l_p}\right);$$

$$\sigma_{s\theta, \max} = 0.3 \sigma_{sx} = 0.545 \cdot \sigma_{MT\theta} \left(1 - 0.778 \frac{\sqrt{r \cdot t}}{l_p}\right).$$

Нижние индексы  $\max$  означают в данном случае то, что напряжения определяются при максимальном уровне заполнения резервуара, т.е., при уровне  $l_p$ , смотри исходные данные.

Критериальным условием циклической пластичности в соответствии с 7.2.3. СН РК EN 1993-1-6:2007 является условие:

$$\Delta \sigma_{eq, Ed} \leq \Delta f_{eq, Rd} = 2 f_{yd},$$

где  $\Delta \sigma_{eq, Ed}$  - изменение эквивалентного напряжения фон Мизеса в какой-либо точке цилиндрической стенки резервуара в процессе эксплуатации. Это есть разность между экстремальными эквивалентами:

$$\Delta \sigma_{eq, Ed} = \sigma_{eq, Ed \max} - \sigma_{eq, Ed \min}.$$

Здесь в качестве  $\sigma_{eq, Ed \max}$  следует рассматривать эквивалентные напряжения, определенные по  $\sigma_{sx, \max}$  и  $\sigma_{s\theta, \max}$ , а в качестве  $\sigma_{eq, Ed \min}$ , тоже эквивалентные напряжения, но определенные по

$\sigma_{sx,min}$  и  $\sigma_{s\theta,min}$ . Напряжения  $\sigma_{sx,min}$  и  $\sigma_{s\theta,min}$  -это напряжения, имеющие место в цилиндрической стенке при минимальном уровне заполнения резервуара жидкостью. Но в данном случае резервуар в процессе эксплуатации заполняется на уровень  $l_p$  и затем полностью опорожняется до нуля. Очевидно, что в таком случае  $\sigma_{sx,min} = \sigma_{s\theta,min} = \sigma_{eq,Ed min} = 0$ .

Таким образом, для проверки LS2 определяем эквивалентные напряжения  $\sigma_{eq,Ed max}$  по напряжениям  $\sigma_{sx,max}$  и  $\sigma_{s\theta,max}$ :

$$\sigma_{eq,Ed,max} = \sqrt{\sigma_{sx,max}^2 - \sigma_{sx,max} \cdot \sigma_{s\theta,max} + \sigma_{s\theta,max}^2} = 1.614 \cdot \sigma_{MT\theta} \left(1 - 0.778 \frac{\sqrt{r \cdot t}}{l_p}\right).$$

Разность  $\Delta\sigma_{eq,Ed}$  будет равна:

$$\begin{aligned} \Delta\sigma_{eq,Ed} &= \sigma_{eq,Ed max} - \sigma_{eq,Ed min} = \sigma_{eq,Ed max} = \\ &= 1.614 \cdot \sigma_{MT\theta} \left(1 - 0.778 \frac{\sqrt{r \cdot t}}{l_p}\right) = 1.614 \cdot \frac{0.00001 \cdot 1500 \cdot 1200}{1.0} \left(1 - 0.778 \frac{\sqrt{1200 \cdot 1}}{1500}\right) = \\ &= 28.44 \text{ кН/см}^2 = 285.3 \text{ МПа}. \end{aligned}$$

Это меньше, чем  $2 \cdot f_{yd} = 2 \cdot 235 = 470$  МПа, т.е., критериальное условие предельного состояния по циклической пластичности LS2 выполняется, и значит малоцикловое усталостное разрушение в узле примыкания цилиндрической стенки резервуара к основанию исключено.

С другой стороны, нужно заметить, что при заданных параметрах нагружения значение эквивалентных напряжений  $\sigma_{eq,Ed max}$  в зоне примыкания оболочки резервуара к основанию превышают расчетный предел текучести  $f_{yd}$ , т.е., при максимальном уровне заполнения резервуара водой усилия (изгибающий момент меридионального направления) в указанной зоне оболочки выходят за пределы нижней оценки предельной нагрузки с позиций предельного состояния по пределу пластичности LS1.

ПРИМЕЧАНИЕ если по ряду причин за основу принимается нижняя оценка предельной нагрузки по пределу текучести, то максимально допустимый уровень заполнения резервуара водой может и должен быть определен из условия:

$$\sigma_{eq,Ed,max} = 1.614 \cdot \sigma_{MT\theta} \left(1 - 0.778 \frac{\sqrt{r \cdot t}}{l_p}\right) = f_{yd},$$

или:

$$1.614 \cdot \frac{\gamma \cdot l_p \cdot r}{t} \left(1 - 0.778 \frac{\sqrt{r \cdot t}}{l_p}\right) = f_{yd}$$

Из этого равенства с учетом числовых значений входящих в него параметров можно получить:

$$l_{p,max,LS1} = 1240 \text{ см} = 12.4 \text{ м}$$

Проверка LS2 по второму сечению

Второе сечение отстоит на некотором расстоянии (нужно определить) от места примыкания цилиндрической стенки резервуара к основанию. Оно характерно тем, что здесь будут иметь место и взаимодействовать между собой следующие виды напряжений:

- $\sigma_{sx}$  - напряжения, вызванные изгибающим моментом меридионального направления  $m_x$ ;
- $\sigma_{s\theta}$  - напряжения, вызванные изгибающим моментом кругового направления  $m_\theta$ ;
- $\sigma_{m\theta}$  - мембранные напряжения кругового направления от гидростатического давления жидкости (в первом сечении при  $X=0$  оно было равно нулю).

Поскольку второе сечение расположено на каком-то расстоянии от основания, то здесь  $X$  не равно нулю и выражения для  $\sigma_{sx}$  и  $\sigma_{s\theta}$  нужно записывать, исходя из общих зависимостей, см. выше:

$$\sigma_{sx} = \frac{6}{t^2} (m_{x0} \cdot e^{-\beta_L \cdot x} [\cos(\beta_L \cdot x) + \sin(\beta_L \cdot x)] + \frac{P_{n0}}{\beta_L} \cdot e^{-\beta_L \cdot x} [\sin(\beta_L \cdot x)]);$$

$$\sigma_{s\theta} = 0.3 \cdot \sigma_{sx};$$

$$\sigma_{m\theta} = \frac{\gamma \cdot (l_p - x) \cdot r}{t}.$$

Представленные выражения определяют собой максимальные экстремумы соответствующих напряжений, т.е.  $\sigma_{sx} = \sigma_{sx, \max}$ ;  $\sigma_{s\theta} = \sigma_{s\theta, \max}$ ;  $\sigma_{m\theta} = \sigma_{m\theta, \max}$ . Минимальные их экстремумы по аналогии с первым сечением будут иметь место при полном опорожнении резервуара и значит будут равны нулю.

Эквивалентные напряжения фон Мизеса в данном случае будут определяться по формуле:

$$\sigma_{eq, Ed, \max} = \sqrt{\sigma_{sx, \max}^2 - \sigma_{sx, \max} \cdot (\sigma_{s\theta, \max} + \sigma_{m\theta, \max}) + (\sigma_{s\theta, \max} + \sigma_{m\theta, \max})^2}.$$

Теперь нужно определять  $\sigma_{eq, Ed, \max}$  для последовательно возрастающих от  $X=0$  значений « $X$ » и найти такое предельное сечение (такое значение « $X$ »), при котором  $\sigma_{eq, Ed, \max}$  принимает наибольшее значение. Проведенные расчеты показывают, что таким предельным сечением является сечение с координатой  $x = 2 / \beta_L = 1.56 \sqrt{r \cdot t}$ . Величина  $\sigma_{eq, Ed, \max}$  является в этом сечении максимальной и равной:

$$\begin{aligned} \sigma_{eq, Ed, \max} &= 1.05 \cdot \sigma_{m\theta} \cdot (1 - 0.778 \frac{\sqrt{r \cdot t}}{l_p}) = 1.05 \cdot \frac{\gamma \cdot l_p \cdot r}{t} \cdot (1 - 0.778 \frac{\sqrt{r \cdot t}}{l_p}) = \\ &= 1.05 \cdot \frac{0.00001 \cdot 1500 \cdot 1200}{1.0} \cdot (1 - 0.778 \cdot \frac{\sqrt{1200 \cdot 1.0}}{1500}) = 18.5 \text{ кН / см}^2 = 185 \text{ МПа} \end{aligned}$$

Это меньше, чем  $2 \cdot f_{yd} = 2 \cdot 235 = 470$  МПа, т.е., критериальное условие предельного состояния по циклической пластичности LS2 выполняется и для второго сечения, значит малоцикловое усталостное разрушение и в этом сечении цилиндрической стенки резервуара также исключено.

Можно отметить, что здесь (на участках, удаленных от зоны примыкания оболочки к основанию)  $\sigma_{eq, Ed, \max} < f_{yd}$ , т.е., предельное состояние по сумме мембранных (первичных) и поверхностных (вторичных) напряжений выполняется и, значит, усилия в оболочке не превышают верхнюю оценку предельной нагрузки предельного состояния по пределу пластичности LS1.



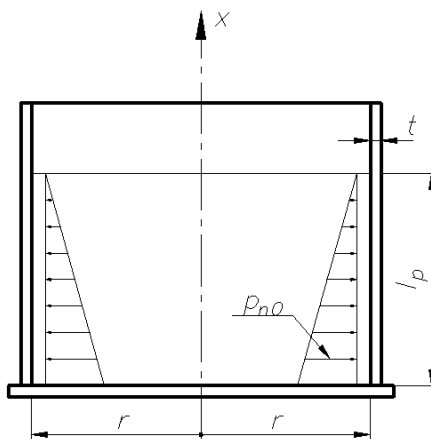
**ПРИМЕР 7 А Проверка цилиндрической стенки резервуара, жестко закрепленного в основании, по предельному состоянию, связанному с циклической пластичностью (LS2)**

Проверить цилиндрическую стенку резервуара, жестко закрепленного в основании, по предельному состоянию, связанному с циклической пластичностью (LS2). Проверку выполнить с использованием стандартных зависимостей (прямое проектирование, см. 4.2.1.1 СН РК EN 1993-1-6:2007), приведенных в Приложении С.2.4 СН РК EN 1993-1-6:2007.

Исходные данные: радиус резервуара  $r=12.0$  м; максимальная высота заполнения водой  $l_p=15.0$  м; толщина стенки  $t=10$  мм; модуль упругости  $E=2.1 \times 10^4$  кН/см<sup>2</sup>; коэффициент Пуассона  $\nu=0.3$ ; расчетный предел текучести  $f_{yd}=235$  Мпа (принят для стали S235 (см. Таблицу 3.1 СН РК EN 1993-1-1:2005 «Еврокод 3»)).

В процессе эксплуатации резервуар периодически заполняется водой на максимальную высоту и также периодически полностью освобождается от воды.

ПРИМЕЧАНИЕ: В таблице приложения С.2.4 сделаны ошибки во второй строке, где ошибочно указывается напряжение  $\sigma_{MTx}$  вместо  $\sigma_{MT\theta}$ .



**Рисунок 1**

В таблице приложения не указывается, но, как и в Примере 7, проверку предельного состояния LS2 нужно осуществлять по двум расчетным сечениям.

Проверка по первому сечению (примыкание цилиндрической стенки резервуара к основанию)

Проверку предельного состояния LS2 по сечению нужно проводить по напряжениям  $\sigma_{sx}$  и  $\sigma_{s\theta}$ , которые обуславливаются изгибающими моментами соответственно  $m_{x0}$  и  $m_{\theta0} = 0.3 \cdot m_{x0}$ .

Используя таблицу приложения, можно сразу определить максимальное значение  $\sigma_{sx}$ , которое возникает от изгибающего момента  $m_{x0}$  и будет иметь место в сечении  $X=0$  (примыкание стенки к основанию):

$$\sigma_{sx, \max} = k_x \cdot \sigma_{MT\theta}.$$

В приложении приведена формула:

$$\sigma_{MT\theta} = p_{n0} \cdot \frac{r}{t},$$

Коэффициент  $k_x$  зависит от безразмерного параметра  $\frac{\sqrt{r \cdot t}}{l_p}$  и, согласно таблицы, при  $\frac{\sqrt{r \cdot t}}{l_p} = 0$  коэффициент  $k_x = 1.816$ , а напряжение  $\sigma_{sx, \max}$  равно:

$$\sigma_{sx, \max} = 1.816 \cdot \sigma_{MT\theta}.$$

При  $\frac{\sqrt{r \cdot t}}{l_p} = 0.2$  коэффициент  $k_x = 1.533$ , см. Таблицу приложения С.2.4, а значит:

$$\sigma_{sx, \max} = 1.533 \cdot \sigma_{MT\theta}.$$

При заданных в примере исходных данных:

$$\frac{\sqrt{r \cdot t}}{l_p} = \frac{\sqrt{1200 \cdot 1.0}}{1500} = 0.023,$$

поэтому можно приближенно считать  $\frac{\sqrt{r \cdot t}}{l_p} = 0$  и  $k_x = 1.816$ .

По таблице можно сразу определить и  $\sigma_{eq, s}$ . Его вычисление можно осуществлять, считая  $\frac{\sqrt{r \cdot t}}{l_p} = 0$  и  $k_{eq, s} = 1.614$ .

Следует отметить, что вычисление эквивалентного напряжения  $\sigma_{eq, s}$  осуществлялось при составлении таблицы по формуле (это в приложении не указывается):

$$\begin{aligned} \sigma_{eq, s} &= \sqrt{\sigma_{sx}^2 - \sigma_{sx} \cdot \sigma_{s\theta} + \sigma_{s\theta}^2} = \sigma_{MT\theta} \sqrt{1.816^2 - 1.816 \cdot 0.3 \cdot 1.816 + (0.3 \cdot 1.816)^2} = \\ &= 1.614 \cdot \sigma_{MT\theta} \end{aligned}$$

В данном случае при вычислении  $\sigma_{eq, s}$  учитывалась и составляющая  $\sigma_{s\theta} = 0.3 \cdot \sigma_{sx}$ .

Для данного случая нагружения резервуара напряжения  $\sigma_{eq, s}$  являются напряжениями экстремума максимума (полное заполнение резервуара), т.е.  $\sigma_{eq, s} = \sigma_{eq, s, \max}$ . В то же время напряжения экстремума минимума (полное освобождение резервуара от жидкости)  $\sigma_{sx, \min} = \sigma_{s\theta, \min} = 0$ .

Поэтому можно считать:

$$\begin{aligned} \Delta \sigma_{eq, Ed} &= \sigma_{eq, \max} - \sigma_{eq, \min} = \sigma_{eq, \max} = 1.614 \cdot \sigma_{MT\theta} = 1.614 \cdot \frac{0.00001 \cdot 1200 \cdot 1500}{1.0} = \\ &= 28.98 \text{ кН} / \text{см}^2 = 290 \text{ МПа}. \end{aligned}$$

При расчете по напряжениям было получено  $\Delta \sigma_{eq, Ed} = 285.3$  МПа (разница 1.6%).

Это меньше, чем  $2 \cdot f_{yd} = 2 \cdot 235 = 470$  МПа, т.е., критериальное условие предельного состояния по циклической пластичности LS2 выполняется и, малоцикловое усталостное разрушение в узле примыкания цилиндрической стенки резервуара к основанию исключено.

Проверка LS2 по второму сечению. Проверку LS2 по второму сечению следует осуществлять по напряжению  $\sigma_{eq,m,max}$ , приведенному в таблице Приложения С.2.4 СН РК EN 1993-1-6:2007, принимая коэффициент  $k_{eq,m} = 1.043$ .

Считая по аналогии с первым сечением  $\sigma_{eq,m,min} = 0$ , будем иметь:

$$\begin{aligned} \Delta \sigma_{eq,Ed} &= \sigma_{eq,m,max} - \sigma_{eq,m,min} = \sigma_{eq,m,max} = 1.043 \cdot \sigma_{MT\theta} = 1.043 \cdot \frac{\gamma \cdot l_p \cdot r}{t} = \\ &= 1.043 \cdot \frac{0.00001 \cdot 1500 \cdot 1200}{1.0} = 18.72 \text{ кН/см}^2 = 187.2 \text{ МПа} \end{aligned}$$

В примере №6 при расчете по напряжениям  $\Delta \sigma_{eq,Ed} = 185 \text{ МПа}$  (разница 1.2%).

Это меньше, чем  $2 \cdot f_{yd} = 2 \cdot 235 = 470$  МПа, а значит критериальное условие предельного состояния по циклической пластичности LS2 выполняется и для второго сечения, поэтому малоцикловое усталостное разрушение в этом сечении цилиндрической стенки резервуара исключено.

Сопоставляя приведенное здесь решение с результатами общего расчета по напряжениям, приведенными в Примере 3, можно сделать следующие выводы:

1. Проверка предельного состояния LS2 по зависимостям, приведенным в Приложении С.2.4 СН РК EN 1993-1-6:2007, осуществляется гораздо проще, чем по обычным расчетным процедурам (проектирование по напряжениям).

2. Численно получаемые результаты по обоим решениям очень близки, но в данном случае это связано только с тем, что параметр  $\frac{\sqrt{r \cdot t}}{l_p}$  имел значение, очень близкое значению, указанному в таблице приложения.

3. Формулы, приведенные в приложении, позволяют получать решение только при условии, что безразмерный параметр  $\frac{\sqrt{r \cdot t}}{l_p}$  находится в диапазоне от 0 до 0.2, поскольку за пределами этого диапазона неизвестно как определять коэффициенты  $k_x$ ,  $k_{eq,s}$  и  $k_{eq,m}$ . Вместе с тем, сравнивая (3.3А), (3.4А), (3.6А) и (3.8А) соответственно с (3.18), (3.19), (3.22) и (3.28), полученными на основе общего расчета по напряжениям, можно установить, что указанные коэффициенты могут быть легко определены по формулам:

$$\begin{aligned} k_x &= 1.816 \cdot \sigma_{MT\theta} \cdot \left(1 - 0.778 \cdot \frac{\sqrt{r \cdot t}}{l_p}\right); \\ k_{eq,s} &= 1.614 \cdot \sigma_{MT\theta} \cdot \left(1 - 0.778 \cdot \frac{\sqrt{r \cdot t}}{l_p}\right); \end{aligned}$$

$$k_{eq,m} = 1.05 \cdot \sigma_{MT\theta} \cdot (1 - 0.778 \cdot \frac{\sqrt{r \cdot t}}{l_p})$$

и тогда они точно определяются для любых значений параметра  $\frac{\sqrt{r \cdot t}}{l_p}$ .

С этой точки зрения, решение, полученное в Примере 3 на основе проектирования по напряжениям, как и следовало ожидать, оказалось более общим, охватывающим любые диапазоны численных значений параметров оболочки.

## 8 ПРЕДЕЛЬНОЕ СОСТОЯНИЕ ПО ПОТЕРЕ ПРОДОЛЬНОЙ УСТОЙЧИВОСТИ (LS3)

### 8.1 Расчетные величины воздействий

8.1.1 Р Должны быть учтены все значимые комбинации воздействий, вызывающие сжимающие мембранные напряжения или касательные мембранные напряжения в стенке оболочки.

### 8.2 Специальные определения и обозначения

8.2.1 Следует обращаться к специальным определениям терминов из 1.3.6, относящихся к потере продольной устойчивости.

8.2.2 В дополнение к обозначениям, определенным в п. 1.4, в данном Разделе 8 следует использовать обозначения, установленные в 8.2.3 и 8.2.4.

8.2.3 Принимаются следующие величины напряжений и их равнодействующих:

$n_{x,Ed}$ ,  $\sigma_{x,Ed}$  — расчетные значения действующих меридиональных мембранных напряжений и их равнодействующих, относящиеся к потере продольной устойчивости (положительны при сжатии);

$n_{\theta,Ed}$ ,  $\sigma_{\theta,Ed}$  — расчетные значения действующих окружных мембранных (кольцевых) напряжений и их равнодействующих, относящиеся к потере продольной устойчивости (положительны при сжатии);

$n_{x\theta,Ed}$ ,  $\tau_{x\theta,Ed}$  — расчетные значения действующих касательных мембранных напряжений и их равнодействующих, относящиеся к потере продольной устойчивости.

8.2.4 Параметры сопротивления потере продольной устойчивости для использования в проектировании по напряжениям:

$\sigma_{x,Rcr}$  — меридиональное упругое критическое напряжение при потере продольной устойчивости;

$\sigma_{\theta,Rcr}$  — окружное упругое критическое напряжение при потере продольной устойчивости;

$\tau_{x\theta,Rcr}$  — касательное упругое критическое напряжение при потере продольной устойчивости;

$\sigma_{x,Rk}$  — меридиональное характеристическое напряжение при потере продольной устойчивости;

$\sigma_{\theta,Rk}$  — окружное характеристическое напряжение при потере продольной устойчивости;

$\tau_{x\theta,Rk}$  — касательное характеристическое напряжение при потере продольной устойчивости;

$\sigma_{x,Rd}$  — меридиональное расчетное напряжение при потере продольной устойчивости;

$\sigma_{\theta,Rd}$  — окружное расчетное напряжение при потере продольной устойчивости;

$\tau_{x\theta,Rd}$  — касательное расчетное напряжение при потере продольной устойчивости;

ПРИМЕЧАНИЕ Это специальные условные обозначения для проектирования оболочек, отличающиеся от обозначений, описанных в стандарте СН РК EN 1993-1-1.

8.2.5 Принимается следующее правило знаков для применения при LS3: сжатие считается положительным для меридиональных и окружных напряжений и их равнодействующих.

### 8.3 Граничные условия, относящиеся к потере продольной устойчивости

8.3.1 Для предельного состояния по потере продольной устойчивости особое внимание следует уделить граничным условиям, которые относятся к приращению перемещений при потере продольной устойчивости (в отличие от перемещений до потери продольной устойчивости). Примеры соответствующих граничных условий показаны на Рисунке 8.1, где используются обозначения из Таблицы 5.1.

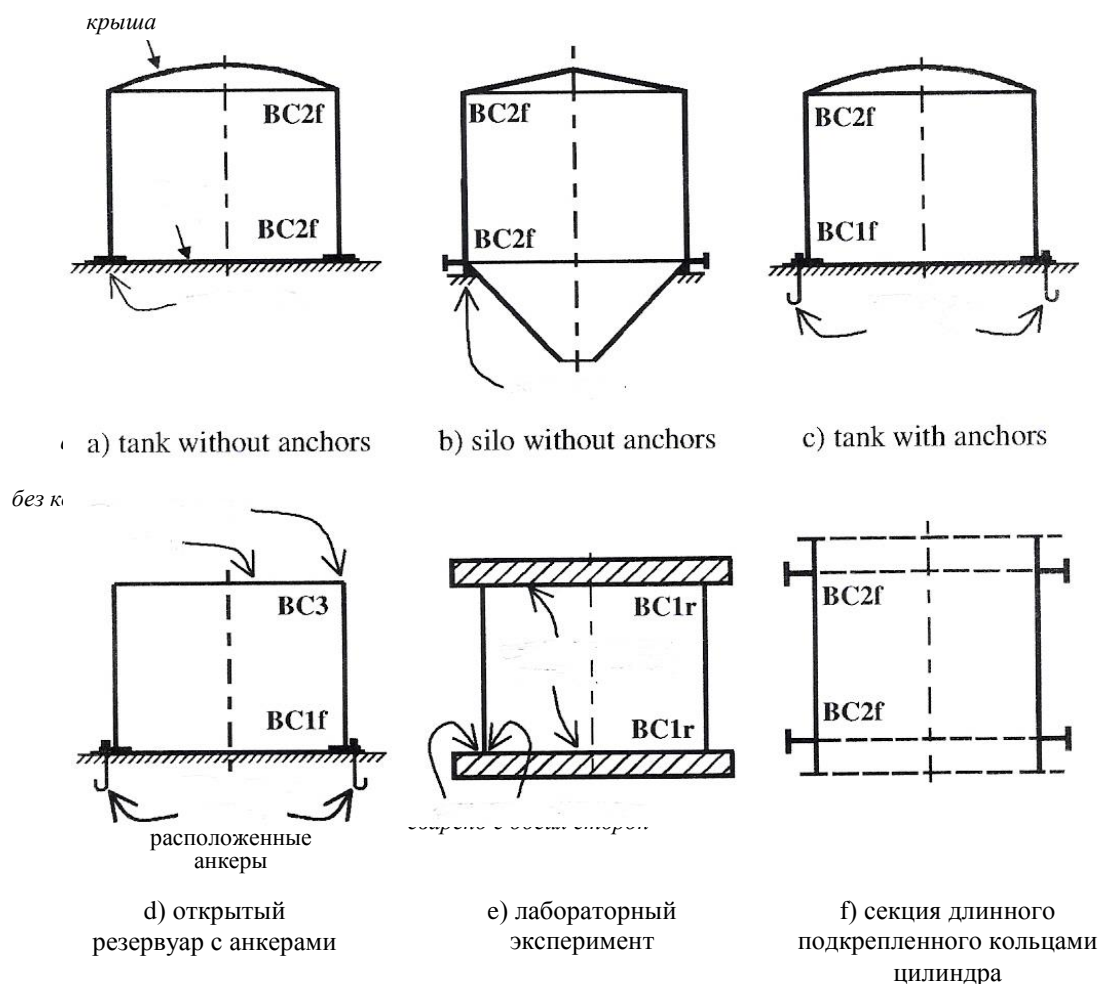
### 8.4 Геометрические допуски, относящиеся к потере продольной устойчивости

#### 8.4.1 Общие положения

8.4.1.1 За исключением случаев, когда в соответствующих прикладных частях стандарта EN 1993 приведены особые геометрические допуски, относящиеся к потере продольной устойчивости, должны соблюдаться следующие пределы допусков, если ПСЗ является одним из рассматриваемых абсолютных предельных состояний.

ПРИМЕЧАНИЕ 1 Характеристические напряжения при потере продольной устойчивости, определенные далее, учитывают дефекты, основанные на амплитудах и формах геометрических допусков, которые предполагаются в процессе исполнения.

ПРИМЕЧАНИЕ 2 Здесь приведены геометрические допуски, о которых известно, что они оказывают большое влияние на безопасность конструкции.



**Рисунок 8.1 — Схематические примеры граничных условий для предельного состояния LS3**

8.4.1.2 Необходимо выбрать класс качества допуска на изготовление А, В или С в соответствии с определениями допуска в 8.4.2, 8.4.3, 8.4.4 и 8.4.5. Описание каждого класса относится только к оценке прочности.

**ПРИМЕЧАНИЕ** Определенные здесь допуски совпадают с допусками, указанными в исполнительном стандарте EN 1090, но здесь они излагаются более полно для подробного описания взаимосвязи между амплитудами дефектов и оцениваемым сопротивлением.

8.4.1.3 Каждый из видов дефектов должен классифицироваться отдельно: наименьший полученный класс допуска на изготовление, соответствующий высокому допуску, определяет все проектирование.

8.4.1.4 Различные виды допусков можно рассматривать независимо; учет взаимодействий обычно не требуется.

8.4.1.5 На завершенной конструкции путем проверки репрезентативных образцов необходимо установить, что размеры геометрических дефектов находятся в пределах геометрических допусков, установленных в 8.4.2 — 8.4.5.

8.4.1.6 Измерения образцов дефектов должны выполняться на ненагруженной конструкции (за исключением собственного веса) и, по возможности, при эксплуатационных граничных условиях.

8.4.1.7 Если размеры геометрических дефектов не отвечают геометрическим допускам, установленным в 8.4.2 — 8.4.4, рассмотрение и принятие решения по любым корректирующим мерам, таким как рихтование, производится исходя из каждого конкретного случая.

**ПРИМЕЧАНИЕ** Перед принятием решения в пользу рихтования для уменьшения геометрических дефектов, следует иметь в виду, что это может вызвать дополнительные остаточные напряжения. Также следует учитывать то, в какой степени расчетные сопротивления потере продольной устойчивости используются при проектировании.

#### 8.4.2 Допуск некруглости

8.4.2.1 Допуск некруглости должен оцениваться параметром  $U_r$  (см. Рисунок 8.2), вычисляемым по формуле:

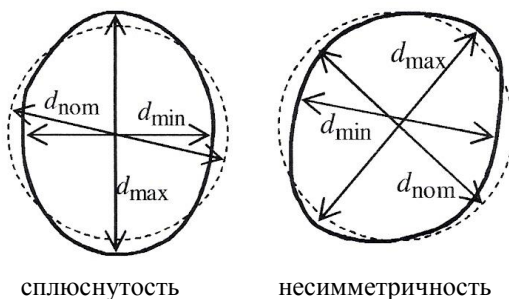
$$U_r = \frac{d_{\max} - d_{\min}}{d_{\text{ном}}}, \quad (8.1)$$

где  $d_{\max}$  — максимальный измеренный внутренний диаметр;

$d_{\min}$  — минимальный измеренный внутренний диаметр;

$d_{\text{ном}}$  — номинальный внутренний диаметр.

8.4.2.2 За измеренный внутренний диаметр от заданной точки следует принять наибольшее расстояние поперек оболочки от этой точки до любой другой точки с той же осевой координатой. Для определения максимального и минимального значений необходимо выполнить соответствующее количество измерений диаметров.



**Рисунок 8.2 — Измерение диаметров для оценки некруглости**

8.4.2.3 Параметр некруглости  $U_r$  должен удовлетворять условию:

$$U_r \leq U_{r,\max}. \quad (8.2)$$

где  $U_{r,\max}$  — параметр допуска некруглости для соответствующего класса качества допуска на изготовление.

ПРИМЕЧАНИЕ Значения параметра допуска некруглости  $U_{r,max}$  можно найти в Национальном Приложении.

Рекомендуемые значения приведены в Таблице 8.1.

**Таблица 8.1 — Рекомендуемые значения параметра допуска некруглости  $U_{r,max}$**

	Диапазон диаметра	$d [м] \leq 0,50 м$	$0,50 м < d [м] < 1,25 м$	$1,25 м \leq d [м]$
Класс качества допуска на изготовление	Описание	Рекомендуемое значение $U_{r,max}$		
Класс А	Отличный	0,014	$0,007+0,0093(1,25-d)$	0,007
Класс В	Высокий	0,020	$0,010+0,0133(1,25-d)$	0,010
Класс С	Нормальный	0,030	$0,015+0,0200(1,25-d)$	0,015

#### 8.4.3 Допуск случайного эксцентриситета

8.4.3.1 При соединениях в стенках оболочки, перпендикулярных мембранным сжимающим усилиям, случайный эксцентриситет следует оценить по измеряемому общему эксцентриситету  $e_{tot}$  и предполагаемому смещению  $e_{int}$ :

$$e_a = e_{tot} - e_{int}, \quad (8.3)$$

где  $e_{tot}$  — эксцентриситет между срединными поверхностями соединяемых пластин, см. Рисунок 8.3с;

$e_{int}$  — предполагаемое смещение между срединными поверхностями соединяемых пластин, см. Рисунок 8.3b;

$e_a$  — случайный эксцентриситет между срединными поверхностями соединяемых пластин.

8.4.3.2 Случайный эксцентриситет  $e_a$  должен быть меньше максимального допустимого случайного эксцентриситета  $e_{a,max}$  для соответствующего класса качества допуска на изготовление.

ПРИМЕЧАНИЕ Значения максимального допустимого случайного эксцентриситета  $e_{a,max}$  можно найти в Национальном Приложении. Рекомендуемые значения приведены в Таблице 8.2.



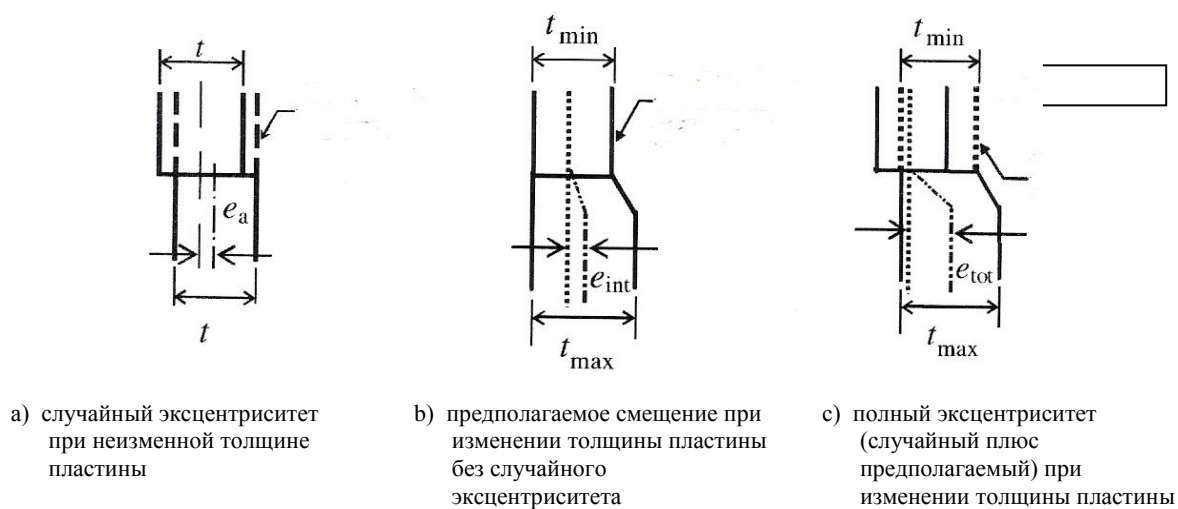
**Таблица 8.2 — Рекомендуемые значения максимальных допустимых случайных эксцентриситетов**

Класс качества допуска на изготовление	Описание	Рекомендуемые значения максимальных допустимых случайных эксцентриситетов $e_{a,max}$
Класс А	Отличный	2 мм
Класс В	Высокий	3 мм
Класс С	Нормальный	4 мм

8.4.3.3 Случайный эксцентриситет  $e_a$  также должен оцениваться параметром случайного эксцентриситета  $U_e$ , вычисляемым по формуле:

$$U_e = \frac{e_a}{t_{av}} \text{ или } U_e = \frac{e_a}{t}, \quad (8.4)$$

где  $t_{av}$  — средняя толщина тонкой и толстой пластин в соединении.



**Рисунок 8.3 — Случайный эксцентриситет и предполагаемое смещение соединения**

8.4.3.4 Параметр случайного эксцентриситета  $U_e$  должен удовлетворять условию:

$$U_e \leq U_{e,max}, \quad (8.5)$$

где  $U_{e,max}$  — параметр допуска случайного эксцентриситета для соответствующего класса качества допуска на изготовление.

**ПРИМЕЧАНИЕ 1** Значения параметра допуска случайного эксцентриситета  $U_{e,max}$  можно найти в Национальном Приложении. Рекомендуемые значения приведены в Таблице 8.3.

Таблица 8.3 — Рекомендуемые значения допусков случайного эксцентриситета

Класс качества допуска на изготовление	Описание	Рекомендуемое значение $U_{e,max}$
Класс А	Отличный	0,14 мм
Класс В	Высокий	0,20 мм
Класс С	Нормальный	0,30 мм

ПРИМЕЧАНИЕ 2 Предполагаемые смещения рассматриваются в D.2.1.2, нахлесточные соединения рассматриваются в D.3. Эти два случая не рассматриваются как дефекты в настоящем стандарте.

#### 8.4.4 Допуски на вмятины

8.4.4.1 Калибр для измерения вмятин необходимо использовать в каждом положении (см. Рисунок 8.4) как в меридиональном, так и в окружном направлении. Меридиональный калибр должен быть прямым, а калибр для измерений в окружном направлении должен иметь кривизну, равную предполагаемому радиусу кривизны  $r$  срединной поверхности оболочки.

8.4.4.2 Глубина  $\Delta w_0$  исходных вмятин в стенке оболочки должна измеряться при помощи калибров длиной  $\ell_g$ , которая принимает следующие значения:

а) При наличии сжимающих напряжений, в том числе через сварные швы, измерения следует выполнять как в меридиональном, так и в окружном направлении при помощи калибра длиной  $\ell_{gx}$ , вычисляемой по формуле:

$$\ell_{gx} = 4\sqrt{rt}. \quad (8.6)$$

б) При возникновении окружающих сжимающих напряжений или касательных напряжений следует выполнить измерения в окружном направлении при помощи калибра длиной  $\ell_{g\theta}$ , вычисляемой по формуле:

$$\ell_{g\theta} = 2,3(\ell^2 rt)^{0,25}, \text{ но } \ell_{g\theta} \leq r, \quad (8.7)$$

где  $\ell$  — меридиональная длина сегмента оболочки.

с) Дополнительно, через сварные швы как в окружном, так и в меридиональном направлении следует использовать длину калибра  $\ell_{gw}$ :

$$\ell_{gw} = 25t \text{ или } \ell_{gw} = 25t_{\min}, \text{ но при } \ell_{gw} \leq 500 \text{ мм}, \quad (8.8)$$

где  $t_{\min}$  — толщина самой тонкой пластины в сварном шве.

8.4.4.3 Глубина исходных вмятин должна оцениваться параметрами вмятин  $U_{0x}$ ,  $U_{0\theta}$ ,  $U_{0w}$ , вычисляемыми по формулам:

$$U_{0x} = \Delta w_{0x} / \ell_{gx}, U_{0\theta} = \Delta w_{0\theta} / \ell_{g\theta}, U_{0w} = \Delta w_{0w} / \ell_{gw}. \quad (8.9)$$

8.4.4.4 Значение параметров вмятин  $U_{0x}$ ,  $U_{0\theta}$ ,  $U_{0w}$  должно удовлетворять условиям:

$$U_{0x} \leq U_{0,max}, U_{0\theta} \leq U_{0,max}, U_{0w} \leq U_{0,max}, \quad (8.10)$$

где  $U_{0,max}$  — параметр допуска на вмятины для соответствующего класса качества допуска на изготовление.

ПРИМЕЧАНИЕ Значения параметра допуска на вмятины  $U_{0,max}$  можно найти в Национальном Приложении. Рекомендуемые значения приведены в Таблице 8.4.

**Таблица 8.4 — Рекомендуемые значения параметра допуска на вмятины  $U_{0,max}$**

Класс качества допуска на изготовление	Описание	Рекомендуемое значение $U_{0,max}$
Класс А	Отличный	0,006 мм
Класс В	Высокий	0,010 мм
Класс С	Нормальный	0,016 мм

#### 8.4.5 Допуск плоскостности поверхности контакта

8.4.5.1 Если другая конструкция непрерывно поддерживает оболочку (например, фундамент), его отклонение от плоскостности на поверхности контакта не должно учитывать уклон в окружном направлении, превышающий  $\beta_\theta$ .

ПРИМЕЧАНИЕ В Национальном Приложении предусмотрен выбор  $\beta_\theta$ . Рекомендуется значение  $\beta_\theta = 0,1 \% = 0,001$  радиан.

### 8.5 Проектирование по напряжениям

#### 8.5.1 Расчетные величины напряжений

8.5.1.1 За расчетные величины напряжений  $\sigma_{x,Ed}$ ,  $\sigma_{\theta,Ed}$  и  $\tau_{x\theta,Ed}$  следует принять основные значения сжимающих и касательных мембранных напряжений, полученных из линейно-упругого расчета оболочки (LA). В условиях чисто осесимметричного нагружения и опоры, а также при других простых сочетаниях нагрузок, обычно можно использовать мембранную теорию.

8.5.1.2 За основные значения мембранных напряжений следует принять максимальное значение каждого напряжения на данной осевой координате в конструкции, за исключением случаев, когда особые положения приведены в Приложении D к настоящему стандарту или соответствующей прикладной части стандарта СН РК EN 1993.

ПРИМЕЧАНИЕ В некоторых случаях (например, ступенчатые стенки при окружном сжатии, см. Приложение D.2.3) основные значения мембранных напряжений являются ложными и превышают реальные максимальные значения.

8.5.1.3 Для основных сочетаний нагрузок мембранные напряжения можно принять из Приложения А или Приложения С.

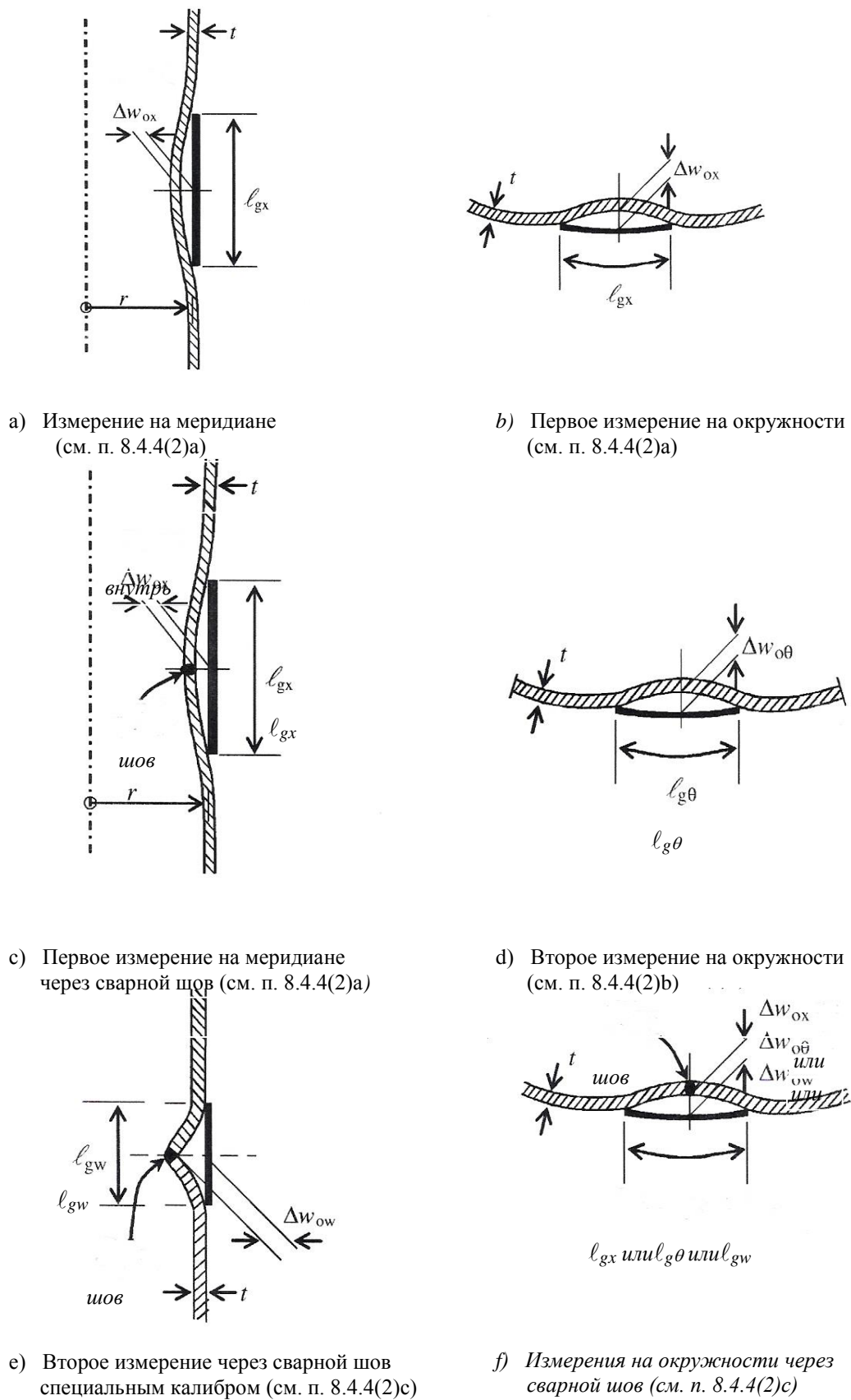


Рисунок 8.4 — Измерение глубин  $w_0$  исходных вмятин

### 8.5.2 Расчетное сопротивление (прочность на продольный изгиб)

8.5.2.1 Сопротивление потере продольной устойчивости следует представить напряжениями при потере продольной устойчивости, как определено в 1.3.6. Расчетные напряжения при потере продольной устойчивости находят по формулам:

$$\sigma_{x,Rd} = \sigma_{x,Rk} / \gamma_{M1}, \quad \sigma_{\theta,Rd} = \sigma_{\theta,Rk} / \gamma_{M1}, \quad \tau_{x\theta,Rd} = \tau_{x\theta,Rk} / \gamma_{M1} \quad (8.11)$$

8.5.2.2 Частный коэффициент для сопротивления потере продольной устойчивости  $\gamma_{M1}$  следует принять из соответствующего прикладного стандарта.

**ПРИМЕЧАНИЕ** Значение частного коэффициента  $\gamma_{M1}$  может быть определено в Национальном Приложении. Если для данной формы конструкции прикладной стандарт отсутствует или прикладной стандарт не определяет соответствующие значения  $\gamma_{M1}$ , то рекомендуется не принимать значение  $\gamma_{M1}$  менее  $\gamma_{M1} = 1,1$ .

8.5.2.3 Характеристические напряжения при потере продольной устойчивости должны определяться путем умножения характеристического предела текучести на коэффициенты ослабления потери продольной устойчивости  $\chi$ :

$$\sigma_{x,Rk} = \chi_x f_{yk}, \quad \sigma_{\theta,Rk} = \chi_{\theta} f_{yk}, \quad \tau_{x\theta,Rk} = \chi_{\tau} f_{yk} / \sqrt{3}. \quad (8.12)$$

8.5.2.4 Коэффициенты ослабления потери продольной устойчивости  $\chi_x$ ,  $\chi_{\theta}$  и  $\chi_{\tau}$  следует определять как функцию относительной гибкости оболочки  $\bar{\lambda}$  по формулам:

$$\chi = 1 \quad \text{при } \bar{\lambda} \leq \bar{\lambda}_0, \quad (8.13)$$

$$\chi = 1 - \beta \left( \frac{\bar{\lambda} - \bar{\lambda}_0}{\bar{\lambda}_p - \bar{\lambda}_0} \right)^{\eta} \quad \text{при } \bar{\lambda}_0 < \bar{\lambda} < \bar{\lambda}_p, \quad (8.14)$$

$$\chi = \frac{\alpha}{\bar{\lambda}^2} \quad \text{при } \bar{\lambda}_p \leq \bar{\lambda}, \quad (8.15)$$

где  $\alpha$  — коэффициент ослабления упругого дефекта;  
 $\beta$  — коэффициент интервала пластичности;  
 $\eta$  — экспонента взаимодействия;  
 $\bar{\lambda}_0$  — относительная гибкость по пределу смятия.

**ПРИМЕЧАНИЕ 1** Значения этих параметров следует принять из Приложения D. Если в Приложении D не определены значения этих параметров, их можно найти в Национальном Приложении.

**ПРИМЕЧАНИЕ 2** Выражение (8.15) описывает напряжение при упругой потере продольной устойчивости с учетом геометрических дефектов. В этом случае, если поведение является полностью упругим, характеристические напряжения при потере продольной устойчивости можно также определить непосредственно из выражений:  $\sigma_{x,Rk} = \alpha_x \sigma_{x,Rcr}$ ,  $\sigma_{\theta,Rk} = \alpha_{\theta} \sigma_{\theta,Rcr}$  и  $\tau_{x\theta,Rk} = \alpha_{\tau} \tau_{x\theta,Rcr}$ .

8.5.2.5 Значение относительной гибкости по пределу пластичности  $\bar{\lambda}_p$  следует определять по формуле:

$$\bar{\lambda}_p = \sqrt{\frac{\alpha}{1 - \beta}}. \quad (8.16)$$

8.5.2.6 Параметры относительной гибкости оболочки для различных составляющих напряжений определяются по формулам:

$$\bar{\lambda}_x = \sqrt{f_{yk} / \sigma_{x,Rcr}}, \quad \bar{\lambda}_0 = \sqrt{f_{yk} / \sigma_{\theta,Rcr}}, \quad \bar{\lambda}_\tau = \sqrt{(f_{yk} / \sqrt{3}) / \tau_{x\theta,Rcr}} \quad (8.17)$$

8.5.2.7 Упругие критические напряжения при потере продольной устойчивости  $\sigma_{x,Rcr}$ ,  $\sigma_{\theta,Rcr}$  и  $\tau_{x\theta,Rcr}$  следует получить при помощи соответствующих выражений в Приложении D.

8.5.2.8 Если в Приложении D не приводятся соответствующие выражения, упругие критические напряжения при потере продольной устойчивости можно вывести из численного расчета LBA оболочки при комбинациях воздействий, относящихся к потере продольной устойчивости, определенных в 8.1. Условия, которым должен удовлетворять этот расчет, см. в 8.6.2.5 и 8.6.2.6.

### 8.5.3 Ограничение напряжений (проверка прочности на продольный изгиб)

8.5.3.1 Несмотря на то, что потеря продольной устойчивости не является видом разрушения, обусловленным только напряжением, предельное состояние по потере продольной устойчивости, в данном разделе, должно быть представлено посредством ограничения расчетных величин мембранных напряжений. Влиянием изгибающих эффектов на прочность при продольном изгибе можно пренебречь при условии, что они возникают в результате соответствия требованиям совместимости граничных условий. В случае изгибающих напряжений от местных нагрузок или тепловых градиентов требуется особое рассмотрение.

8.5.3.2 В зависимости от режима нагружения и напряжения следует выполнить одну или несколько следующих проверок для основных значений отдельных составляющих мембранного напряжения:

$$\sigma_{x,Ed} \leq \sigma_{x,Rd}, \quad \sigma_{\theta,Ed} \leq \sigma_{\theta,Rd}, \quad \tau_{x\theta,Ed} \leq \tau_{x\theta,Rd} \quad (8.18)$$

8.5.3.3 Если при рассматриваемых воздействиях имеется более одной из трех составляющих мембранных напряжений, относящихся к потере продольной устойчивости, следует выполнить следующую проверку взаимодействия для сложного напряженного состояния:

$$\left( \frac{\sigma_{x,Ed}}{\sigma_{x,Rd}} \right)^{k_x} - k_i \left( \frac{\sigma_{x,Ed}}{\sigma_{x,Rd}} \right) \left( \frac{\sigma_{\theta,Ed}}{\sigma_{\theta,Rd}} \right) + \left( \frac{\sigma_{\theta,Ed}}{\sigma_{\theta,Rd}} \right)^{k_\theta} + \left( \frac{\tau_{x\theta,Ed}}{\tau_{x\theta,Rd}} \right)^{k_\tau} \leq 1 \quad (8.19)$$

где  $\sigma_{x,Ed}$ ,  $\sigma_{\theta,Ed}$  и  $\tau_{x\theta,Ed}$  — относящиеся к взаимодействию группы значимых величин сжимающих и касательных мембранных напряжений в оболочке, значения параметров взаимодействия при продольном изгибе  $k_x$ ,  $k_\theta$ ,  $k_\tau$  и  $k_i$  приведены в Приложении D.

8.5.3.4 Если  $\sigma_{x,Ed}$  или  $\sigma_{\theta,Ed}$  являются растягивающими напряжениями, их значение в выражении (8.19) следует принять равным нулю.

**ПРИМЕЧАНИЕ** Для аксиально сжатых цилиндров с внутренним давлением (вызывающим окружное растяжение) особые положения приведены в Приложении D. Результирующее значение  $\sigma_{x,Rd}$  учитывает как упрочняющее влияние внутреннего давления на сопротивление упругой потере устойчивости, так и ослабляющее влияние упругопластического явления «слоновой ноги»

(выражение D.43). Если тогда в выражении (8.19) принять  $\sigma_{\theta,Ed}$  равным нулю, то будет обеспечено точное представление прочности при продольном изгибе.

8.5.3.5 Места и величины каждого из мембранных напряжений, относящихся к потере продольной устойчивости, которые используются в комбинации в выражении (8.19), определены в Приложении D.

8.5.3.6 Если условие потери продольной устойчивости оболочки не включено в Приложение D, то параметры взаимодействия при продольном изгибе можно консервативно вычислить при помощи формул:

$$k_x = 1,0 + \chi_x^2 \quad (8.20)$$

$$k_\theta = 1,0 + \chi_\theta^2 \quad (8.21)$$

$$k_\tau = 1,5 + \chi_\tau^2 \quad (8.22)$$

$$k_i = (\chi_x \chi_\theta)^2 \quad (8.23)$$

ПРИМЕЧАНИЕ Эти правила могут иногда быть очень консервативными, но они учитывают два крайних случая, которые, как известно, являются надежными для большинства случаев:

- а) в очень тонких оболочках взаимодействие между  $\sigma_x$  и  $\sigma_\theta$  является приближенно линейным;
- б) в очень толстых оболочках взаимодействие приобретает характер взаимодействия фон Мизеса.

## 8.6 Проектирование путем общих численных расчетов с использованием методов MNA и LBA анализа

### 8.6.1 Расчетные величины воздействий

8.6.1.1 Расчетные величины воздействий следует принять согласно 8.1.1.

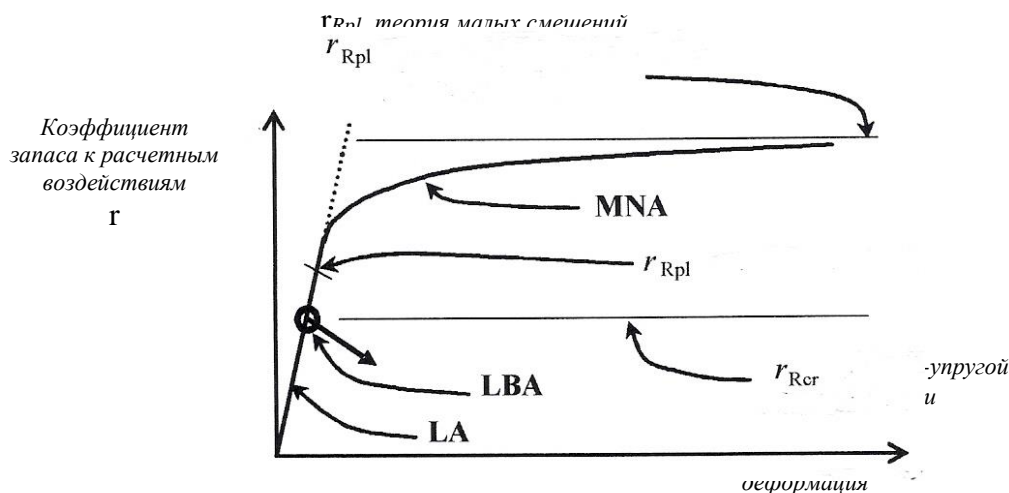
### 8.6.2 Расчетная величина сопротивления

8.6.2.1 Расчетное сопротивление потере продольной устойчивости следует определять путем применения повышающего коэффициента  $r_{Rd}$  к расчетным значениям  $F_{Ed}$  комбинации воздействий для соответствующего сочетания нагрузок.

8.6.2.2 Расчетное сопротивление потере продольной устойчивости  $F_{Rd} = r_{Rd} \cdot F_{Ed}$  должно быть получено из пластического номинального сопротивления  $F_{Rpl} = r_{Rpl} \cdot F_{Ed}$  и упругого критического сопротивления потере продольной устойчивости  $F_{cr} = r_{Rcr} \cdot F_{Ed}$ ; объединив эти величины, находят характеристическое сопротивление потере продольной устойчивости  $F_{Rk} = r_{Rk} \cdot F_{Ed}$ . Затем для получения расчетного сопротивления следует применить частный коэффициент  $\gamma_{M1}$ .

8.6.2.3 Пластический номинальный коэффициент сопротивления  $r_{Rpl}$  (см. Рисунок 8.5) должен быть получен посредством материально нелинейного расчета (MNA) как предельная пластическая нагрузка при приложенной комбинации воздействий. За этот

коэффициент запаса  $r_{Rpl}$  можно принять наибольшее значение, полученное при расчете, без учета деформационного упрочнения.



**Рисунок 8.5 — Определение пластического номинального коэффициента сопротивления  $r_{Rpl}$  и критического коэффициента сопротивления потере продольной устойчивости  $r_{Rcr}$ , полученных из общих расчетов MNA и LBA**

8.6.2.4 Если невозможно выполнить материально нелинейный расчет (MNA), пластический номинальный коэффициент сопротивления  $r_{Rpl}$  можно консервативно вычислить путем линейного расчета оболочки (LA), производимого с использованием расчетных величин приложенной комбинации воздействий в соответствии со следующей процедурой. Вычисленные равнодействующие мембранных напряжений  $n_{x,Ed}$ ,  $n_{\theta,Ed}$  и  $n_{x\theta,Ed}$  в любой точке оболочки используются для оценки пластического номинального сопротивления по формуле:

$$r_{Rpl} = \frac{t \cdot f_{yk}}{\sqrt{n_{x,Ed}^2 - n_{x,Ed} \cdot n_{\theta,Ed} + n_{\theta,Ed}^2 + n_{x\theta,Ed}^2}}. \quad (8.24)$$

Вычисленную таким образом наименьшую величину пластического коэффициента сопротивления следует принять в качестве оценки пластического номинального коэффициента сопротивления  $r_{Rpl}$ .

**ПРИМЕЧАНИЕ** Надежную оценку  $r_{Rpl}$  можно обычно получить, применяя выражение (8.24) поочередно в трех точках в оболочке, в которых каждая из трех равнодействующих мембранных напряжений, относящихся к потере продольной устойчивости, принимает наибольшее значение, и используя наименьшее из этих трех оценок в качестве соответствующего значения  $r_{Rpl}$ .

8.6.2.5 Упругий критический коэффициент сопротивления потере продольной устойчивости  $r_{Rcr}$  следует определить из расчета собственных значений (LBA) применительно к линейно-упругому вычисленному напряженному состоянию в геометрически идеальной оболочке (LA) при расчетных величинах комбинации нагрузок. Наименьшее собственное значение (коэффициент запаса бифуркации) следует принять в



качестве упругого критического коэффициента сопротивления потере продольной устойчивости  $r_{Rcr}$ , см. Рисунок 8.5.

8.6.2.6 Необходимо проверить, что используемый алгоритм вычисления собственных значений является надежным при поиске собственного вектора, ведущего к наименьшему собственному значению. При возникновении сомнений необходимо вычислить соседние собственные значения и их собственные векторы для получения более полной картины характеристик бифуркации оболочки. Расчет должен выполняться с использованием программного обеспечения, проверенного по контрольным случаям с физически подобными характеристиками потери продольной устойчивости.

8.6.2.7 Общая относительная гибкость  $\lambda_{ov}$  для всей оболочки определяется по формуле:

$$\bar{\lambda}_{ov} = \sqrt{F_{Rpl} / F_{Rcr}} = \sqrt{r_{Rpl} / r_{Rcr}}. \quad (8.25)$$

8.6.2.8 Общий коэффициент ослабления потери продольной устойчивости  $\chi_{ov}$  определяется по формуле:

$\chi_{ov} = f(\bar{\lambda}_{ov}, \bar{\lambda}_{ov,0}, \alpha_{ov}, \beta_{ov}, \eta_{ov})$  с использованием 8.5.2.4, где  $\alpha_{ov}$  — общий коэффициент ослабления упругого дефекта,  $\beta_{ov}$  — коэффициент интервала пластичности,  $\eta_{ov}$  — экспонента взаимодействия и  $\bar{\lambda}_{ov,0}$  — относительная гибкость по пределу смятия.

8.6.2.9 При вычислении коэффициентов  $\bar{\lambda}_{ov,0}$ ,  $r_{Rov}$ ,  $\beta_{ov}$  и  $\eta_{ov}$  следует учитывать чувствительность дефектов, геометрическую нелинейность и другие аспекты конкретного случая потери продольной устойчивости оболочки. Консервативные значения этих параметров должны быть определены путем сравнения с известными случаями потери продольной устойчивости оболочки (см. Приложение D), которые имеют похожие режимы потери продольной устойчивости, похожую чувствительность дефектов, похожую геометрическую нелинейность, похожую чувствительность к пластическим деформациям и похожее поведение после потери продольной устойчивости. Значение  $r_{Rov}$  также должно учитывать соответствующий класс качества допуска на изготовление.

**ПРИМЕЧАНИЕ** Следует внимательно подойти к выбору соответствующего значения  $r_{Rov}$  при использовании этого подхода к геометриям оболочек и сочетаниям нагрузок, когда возможна мгновенная потеря устойчивости. К таким случаям относятся конические и сферические колпаки и купола под действием внешнего давления или на опорах, которые способны смещаться радиально. Соответствующее значение  $r_{Rov}$  следует также внимательно выбирать, когда геометрия оболочки и сочетание нагрузок создают условия, высокочувствительные к изменениям геометрии, например, неподкрепленные сопряжения между цилиндрическими и коническими сегментами оболочки под действием меридиональных сжимающих нагрузок (например, в дымовых трубах).

Обычно регистрируемые нагрузки при упругой потере продольной устойчивости оболочки для таких особых случаев обычно основаны на геометрически нелинейном расчете, применяемом к идеальной или неидеальной геометрии, который предсказывает нагрузку, вызывающую мгновенную потерю продольной устойчивости. Напротив, используемая здесь методология принимает нагрузку линейной бифуркации в качестве номинального упругого критического сопротивления потере продольной устойчивости,

которая часто гораздо выше нагрузки при мгновенной потере устойчивости. Проектный расчет должен учитывать эти два источника пониженного сопротивления путем соответствующего выбора общего коэффициента ослабления упругого дефекта  $r_{Rov}$ . Этот выбор должен учитывать как эффект геометрической нелинейности (который может привести к мгновенной потере устойчивости) и дополнительное ослабление прочности, вызванное геометрическими дефектами.

8.6.2.10 Если положения 8.6.2.9 не могут быть достигнуты с определенной уверенностью, необходимо провести соответствующие испытания, см. стандарт СН РК EN 1990, Приложение D.

8.6.2.9.11 Если особые значения  $r_{Rov}$ ,  $\beta_{ov}$ ,  $\eta_{ov}$  и  $\bar{\lambda}_{ov,0}$  отсутствуют согласно 8.6.2.9 или 8.6.2.10, можно принять значения для максимально сжатого неподкрепленного цилиндра, см. D.1.2.2. Если известно о возможности «хлопка», следует рассмотреть соответствующее дальнейшее уменьшение  $r_{Rov}$ .

8.6.2.9.12 Характеристический коэффициент сопротивления потере продольной устойчивости  $r_{Rk}$  получают по формуле:

$$r_{Rk} = \chi_{ov} r_{RpI} \quad (8.26)$$

где  $r_{RpI}$  — пластический номинальный коэффициент сопротивления.

8.6.2.9.13 Расчетный коэффициент сопротивления потере продольной устойчивости  $r_{Rd}$  получают по формуле:

$$r_{Rd} = r_{Rk} / \gamma_{M1} \quad (8.27)$$

где  $\gamma_{M1}$  — частный коэффициент для сопротивления потере продольной устойчивости в соответствии с 8.5.2.2.

### 8.6.3 Проверка прочности на продольный изгиб

8.6.3.1. Необходимо проверить, что:

$$F_{Ed} \leq F_{Rd} = r_{Rd} \cdot F_{Ed} \quad (8.28)$$

## 8.7 Проектирование путем общих численных расчетов с использованием методов GMNIA анализа

### 8.7.1 Расчетные величины воздействий

8.7.1.1 Расчетные величины воздействий следует принять согласно 8.1.1.

### 8.7.2 Расчетная величина сопротивления

8.7.2.1 Расчетное сопротивление потере продольной устойчивости следует определять в виде коэффициента запаса  $r_r$ , применяемого к расчетным значениям  $F_{Ed}$  комбинации воздействий для соответствующего сочетания нагрузок.

8.7.2.2 Характеристический коэффициент сопротивления потере продольной устойчивости  $r_{Rk}$  должен быть получен из неидеального упругопластического коэффициента сопротивления потере продольной устойчивости  $r_{r,GMNIA}$ ,

скорректированного на калибровочный коэффициент  $k_{GMNIA}$ . Расчетный коэффициент сопротивления потере продольной устойчивости  $\gamma_{Rd}$  затем находят с использованием частного коэффициента  $\gamma_{M1}$ .

8.7.2.3 Чтобы определить неидеальный упругопластический коэффициент сопротивления потере продольной устойчивости  $\gamma_{R,GMNIA}$ , необходимо выполнить расчет GMNIA геометрически неидеальной оболочки при приложенной комбинации воздействий в сочетании с расчетом собственных значений для обнаружения возможных бифуркаций на траектории действия нагрузки.

**ПРИМЕЧАНИЕ** Если пластичность оказывает значительное влияние на сопротивление потере продольной устойчивости, внимательно подойти к проверке того, что принятый характер дефекта предполагает некоторые деформации сдвига до потери продольной устойчивости, поскольку модуль сдвига очень чувствителен к малым пластическим деформациям сдвига. При некоторых задачах потери продольной устойчивости оболочки (например, потеря устойчивости при сдвиге кольцевых пластин), если этот эффект не учитывается, расчет собственных значений может дать значительно завышенную оценку упругопластического сопротивления потере продольной устойчивости.

8.7.2.4 Вначале необходимо выполнить расчет LBA идеальной конструкции, чтобы определить упругий критический коэффициент сопротивления потере продольной устойчивости  $\gamma_{Rcr}$  идеальной оболочки. Затем следует выполнить расчет MNA идеальной конструкции, чтобы определить идеальный пластический номинальный коэффициент сопротивления  $\gamma_{Rpl}$ . Эти два коэффициента сопротивления затем следует использовать для определения общей относительной гибкости  $\bar{\lambda}_{ov}$  всей оболочки согласно выражению 8.25.

8.7.2.5 Затем следует выполнить расчет GMNA идеальной конструкции, чтобы определить идеальный упругопластический коэффициент сопротивления потере продольной устойчивости  $\gamma_{R,GMNA}$ . Этот коэффициент сопротивления должен быть использован позже для проверки, что эффект выбранных геометрических дефектов оказывает достаточно отрицательное влияние, обеспечивающее получение наименьшего сопротивления. Расчет GMNA должен выполняться при приложенной комбинации нагрузок в сочетании с расчетом собственных значений для обнаружения возможных бифуркаций на траектории действия нагрузки.

8.7.2.6 Неидеальный упругопластический коэффициент сопротивления потере продольной устойчивости  $\gamma_{R,GMNIA}$  следует определить как наименьший коэффициент запаса  $\gamma_R$ , полученный по трем следующим критериям C1, C2 и C3, см. рисунок 8.6:

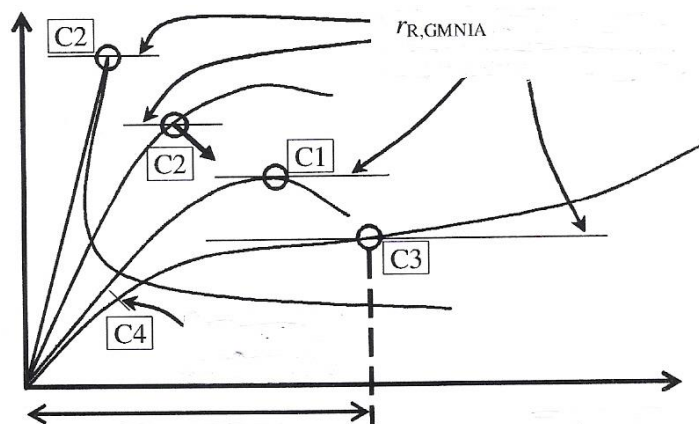
Критерий C1: Максимальный коэффициент запаса на кривой «нагрузка-деформация» (предельная нагрузка);

Критерий C2: Коэффициент запаса бифуркации, если она имеет место на протяжении траектории нагружения до достижения предельной точки кривой «нагрузка-деформация»;

Критерий C3: Наибольшая допустимая деформация, если она имеет место на протяжении траектории нагружения до достижения нагрузки бифуркации или предельной нагрузки.

8.7.2.7 Наибольшая допустимая деформация должна быть оценена по отношению к условиям конкретной конструкции. Если отсутствуют другие значения, можно считать что наибольшая допустимая деформация была достигнута, когда наибольшее местное вращение поверхности оболочки (уклон поверхности относительно ее исходной геометрии) достигло значения  $\beta$ .

ПРИМЕЧАНИЕ В Национальном Приложении предусмотрен выбор значения  $\beta$ . Рекомендуется значение  $\beta = 0,1$  радиан.



**Рисунок 8.6 — Определение сопротивления потере продольной устойчивости из общего расчета GMNIA**

8.7.2.8 Консервативную оценку неидеального упругопластического коэффициента сопротивления потере продольной устойчивости  $r_{R,GMNIA}$  можно получить при помощи расчета GNIA геометрически неидеальной оболочки при приложенной комбинации воздействий. В этом случае для определения наименьшего коэффициента запаса  $r_R$  необходимо использовать следующие критерии:

Критерий C4: Коэффициент запаса, при котором эквивалентное напряжение в самой напряженной точке на поверхности оболочки, достигает расчетного значения предела текучести  $f_{yd} = f_{yk} / \gamma_{M0}$ , см. рисунок 8.6.

ПРИМЕЧАНИЕ Следует отметить, что расчеты GMNA, GMNIA и GNIA должны всегда выполняться при регулярных проверках собственных значений, чтобы гарантировать обнаружение возможной бифуркации на траектории нагрузки.

8.7.2.9 При формулировании расчета GMNIA (или GNIA) необходимо внести соответствующие поправки для учета влияния дефектов, которого нельзя избежать на практике, включая:

а) геометрические дефекты, такие как:

— отклонения от номинальной геометрической формы срединной поверхности (предварительные деформации, некруглость);

- неоднородности в сварных швах или вблизи них (небольшие эксцентриситеты, утяжины, неточности кривизны прокатки);
- отклонения от номинальной толщины;
- недостаточная ровность опор.
- b) дефекты материала, такие как:
  - остаточные напряжения, вызванные прокаткой, прессованием, сваркой, рихтованием и пр.;
  - неоднородности и анизотропность.

ПРИМЕЧАНИЕ Дополнительные возможные отрицательные влияния на неидеальный упругопластический коэффициент сопротивления потере продольной устойчивости  $r_{R,GMNIA}$ , такие как осадка грунта или гибкость соединений или опор, не классифицируются как дефекты в рамках этих положений.

8.7.2.10 Дефекты должны быть учтены в расчете GMNIA посредством включения соответствующих дополнительных величин в расчетную модель для численного расчета.

8.7.2.11 Дефекты, в общем, должны быть представлены посредством эквивалентных геометрических дефектов в виде исходных отклонений формы, перпендикулярных срединной поверхности идеальной оболочки, за исключением случаев, когда используется лучший способ. Срединная поверхность геометрически неидеальной оболочки должна быть получена путем суперпозиции эквивалентных геометрических дефектов на геометрии идеальной оболочки.

8.7.2.12 Сочетание эквивалентных геометрических дефектов должно быть выбрано так, чтобы она оказывала наиболее неблагоприятное влияние на неидеальный упругопластический коэффициент сопротивления потере продольной устойчивости  $r_{R,GMNIA}$  оболочки. Если самое неблагоприятное сочетание нельзя быстро определить с достаточной точностью, расчет должен выполняться для достаточного количества различных сочетаний дефектов, и необходимо определить наихудший случай (наименьшее значение  $r_{R,GMNIA}$ ).

8.7.2.13 Необходимо использовать сочетание, сходное с собственным вектором, за исключением случаев, когда можно обосновать другое неблагоприятное сочетание.

ПРИМЕЧАНИЕ Сочетание, сходное с собственным вектором, представляет собой критический режим потери продольной устойчивости с упругим критическим коэффициентом потери продольной устойчивости  $r_{Rcr}$ , основанным на расчете LBA идеальной оболочки.

8.7.2.14 Сочетание эквивалентных геометрических дефектов должно, по возможности, отражать элементы конструкции и граничные условия неблагоприятным образом.

8.7.2.15 Вопреки 8.7.2.13 и 8.7.2.14 сочетания могут быть исключены из рассмотрения, если их можно отбросить как нереалистичные, исходя из способа изготовления, производства или монтажа.

8.7.2.16 Следует изучить корректировку принятого режима геометрических дефектов с целью включения элементов конструкции (таких как осесимметричные углубления сварных швов).

ПРИМЕЧАНИЕ Национальное Приложение может устанавливать дополнительные требования к оценке соответствующих сочетаний дефектов.

8.7.2.17 Знак эквивалентных геометрических дефектов должен быть выбран так, чтобы максимальные исходные отклонения формы были неблагоприятно ориентированы по направлению к центру кривизны оболочки.

8.7.2.18 Амплитуду принятой формы эквивалентного геометрического дефекта следует принять зависимой от класса качества допуска на изготовление. Максимальное отклонение геометрии эквивалентного дефекта от идеальной формы  $\Delta w_{0,eq}$  должно быть равно большему из значений  $\Delta w_{0,eq,1}$  и  $\Delta w_{0,eq,2}$ , где:

$$\Delta w_{0,eq,1} = \ell_g U_{n1}, \quad (8.29)$$

$$\Delta w_{0,eq,2} = n_i t U_{n2}, \quad (8.30)$$

где  $\ell_g$  — все значимые длины калибра в соответствии с 8.4.4.2;

$t$  — местная толщина стенки оболочки;

$n_i$  — множитель для получения соответствующего уровня допуска;

$U_{n1}$  и  $U_{n2}$  — параметры амплитуды вмятин для соответствующего класса качества допуска на изготовление.

ПРИМЕЧАНИЕ 1 В Национальном Приложении может быть предусмотрен выбор значения  $n_i$ . Рекомендуется значение  $n_i = 25$ .

ПРИМЕЧАНИЕ 2 Значения для параметра допуска вмятин  $U_{n1}$  и  $U_{n2}$  можно взять из Национального Приложения. Рекомендуемые значения приведены в Таблице 8.5.

**Таблица 8.5 — Рекомендуемые значения параметров амплитуд вмятин  $U_{n1}$  и  $U_{n2}$**

Класс качества допуска на изготовление	Описание	Рекомендуемое значение $U_{n1}$	Рекомендуемое значение $U_{n2}$
Класс А	Отличный	0,010	0,010
Класс В	Высокий	0,016	0,016
Класс С	Нормальный	0,025	0,025

8.7.2.19 Амплитуда геометрического дефекта в принятом сочетании эквивалентного геометрического дефекта должна быть представлена таким образом, который соответствует способу длины калибра, установленному в 8.4.4.2, которым она определяется.

8.7.2.20 Кроме того, необходимо проверить, что расчет, который принимает дефекты с амплитудой на 10 % меньше значения  $\Delta w_{0,eq}$ , найденного в 8.7.2.18, не дает более низкого значения для коэффициента  $r_{R,GMNIA}$ . Если получено более низкое значение,

процедуру следует последовательно повторить, чтобы найти наименьшее значение коэффициента  $\gamma_{R,GMNIA}$  по мере изменения амплитуды.

8.7.2.21 Если возможны эффекты следящей нагрузки, то следует либо включить их в расчет, либо проверить, что их влияние незначительно.

8.7.2.22 Для каждого вычисленного значения неидеального упругопластического коэффициента сопротивления потере продольной устойчивости  $\gamma_{R,GMNIA}$  необходимо определить отношение неидеального сопротивления к идеальному ( $\gamma_{R,GMNIA}/\gamma_{R,GMNA}$ ) и сравнить со значениями  $\gamma_R$ , найденными при помощи процедур 8.5 и Приложения D, чтобы проверить, что выбранный геометрический дефект оказывает отрицательное влияние, сравнимое с влиянием, полученным от нижней границы результатов испытаний.

**ПРИМЕЧАНИЕ** Если сопротивление определяется эффектами пластичности, отношение ( $\gamma_{R,GMNIA}/\gamma_{R,GMNA}$ ) будет значительно больше коэффициента ослабления упругого дефекта  $\alpha$ , и не ожидается более близкое сравнение. Однако, если сопротивление определяется явлением потери продольной устойчивости, который является в значительной степени упругим, отношение ( $\gamma_{R,GMNIA}/\gamma_{R,GMNA}$ ) должно быть лишь немного больше значения, определенного посредством ручных расчетов, и следует учесть факторы, приводящие к более высокому значению.

8.7.2.23 Надежность численно определенного неидеального упругопластического коэффициента сопротивления потере продольной устойчивости  $\gamma_{R,GMNIA}$  следует проверить одним из следующих альтернативных методов:

a) используя ту же программу для расчета значений  $\gamma_{R,GMNIA,check}$  для других случаев потери продольной устойчивости оболочки, для которых известны значения характеристического коэффициента сопротивления потере продольной устойчивости  $\gamma_{Rk,known,check}$ . Проверочные случаи должны использовать по существу похожие предположения о дефектах и должны иметь подобные параметры, контролирующие потерю продольной устойчивости (такие как, относительная гибкость оболочки, поведение после потери продольной устойчивости, чувствительность к дефектам, геометрическая нелинейность и характеристики материала);

b) путем сравнения вычисленных значений ( $\gamma_{R,GMNIA,check}$ ) с результатами испытаний ( $\gamma_{R,test,known,check}$ ). Проверочные случаи должны удовлетворять тем же критериям подобия, которые приведены в п. (a).

**ПРИМЕЧАНИЕ 1** Другие случаи потери продольной устойчивости оболочки, для которых известны значения характеристического коэффициента сопротивления потере продольной устойчивости  $\gamma_{Rk,known,check}$ , можно найти в специализированной литературе по потере продольной устойчивости оболочек. Следует отметить, что ручные расчеты в п. 8.5 и Приложении D получены как общие нижние границы результатов испытаний, а они иногда дают такие низкие оценки значений характеристического сопротивления потере продольной устойчивости, что их сложно получить численными методами.

**ПРИМЕЧАНИЕ 2** При использовании результатов испытаний, необходимо установить, что геометрические дефекты, присутствующие в испытаниях могут считаться репрезентативными в отношении дефектов, которые появятся на практике.

8.7.2.24 В зависимости от результатов проверок надежности соответственно вычисляется калибровочный коэффициент  $k_{GMNIA}$  по формулам:

$$k_{GMNIA} = \frac{r_{Rk,known,check}}{r_{R,GMNIA,check}} \text{ или } k_{GMNIA} = \frac{r_{R,test,known,check}}{r_{R,GMNIA,check}} \quad (8.31)$$

где  $r_{Rk,known,check}$  — известное характеристическое значение;

$r_{R,test,known,check}$  — известный результат испытаний;

$r_{R,GMNIA,check}$  — результат вычислений для проверки случая потери продольной устойчивости или случая испытания на потерю продольной устойчивости, в зависимости от ситуации.

8.7.2.25 Если результаты испытаний используются для определения  $k_{GMNIA}$ , а вычисленное значение  $k_{GMNIA}$  превышает 1,0, то следует принять значение  $k_{GMNIA} = 1,0$ .

8.7.2.26 Если для определения  $k_{GMNIA}$  используется известное характеристическое значение, и вычисленное значение  $k_{GMNIA}$  лежит вне диапазона  $0,8 < k_{GMNIA} < 1,2$ , то эту процедуру использовать не следует. Результат расчета  $GMNIA$  следует считать недействительным, и необходимо выполнить дальнейшие вычисления для установления причин расхождения.

8.7.2.27 Характеристический коэффициент сопротивления потере продольной устойчивости следует найти по формуле:

$$r_{Rk} = k_{GMNIA} \cdot r_{R,GMNIA}, \quad (8.32)$$

где  $r_{R,GMNIA}$  — вычисленный неидеальный упругопластический коэффициент сопротивления потере продольной устойчивости;

$k_{GMNIA}$  — калибровочный коэффициент.

### 8.7.3 Проверка прочности на продольный изгиб

8.7.3.1 Расчетный коэффициент сопротивления потере продольной устойчивости  $r_{Rd}$  получают по формуле:

$$r_{Rd} = r_{Rk} / \gamma_{M1} \quad (8.33)$$

где  $\gamma_{M1}$  — частный коэффициент для сопротивления потере продольной устойчивости в соответствии с 8.5.2.2.

8.7.3.2. Необходимо проверить, что:

$$F_{Ed} \leq F_{Rd} = r_{Rd} \cdot F_{Ed} \text{ или } r_{Rd} \geq 1. \quad (8.34)$$

**ПРИМЕР 8** Определение несущей способности цилиндрической стенки емкости с двумя жесткими днищами, исходя из предельного состояния, связанного с потерей продольной устойчивости (LS3) при меридиональном сжатии внешним давлением  $p_x$

Применяя принцип прямого проектирования, см. 4.2 СН РК EN 1993-1-6:2007, определить несущую способность цилиндрической стенки емкости с двумя жесткими днищами, исходя из предельного состояния, связанного с потерей продольной устойчивости (LS3) при меридиональном сжатии внешним давлением  $p_x$ , см. Рисунок 1.

Исходные данные: радиус цилиндрической стенки  $r=100$  см; толщина  $t=1$  см; длина цилиндрической стенки  $L=600$  см; цилиндрическая стенка-оболочка изготовлена из стали S235



(см. Таблицу 3.1 СН РК EN 1993-1-1:2005 «Еврокод 3»), для которой предел текучести равен  $f_y = 235$  МПа, модуль упругости  $E = 21000$  кН/см<sup>2</sup>, коэффициент Пуассона  $\nu = 0.3$ .

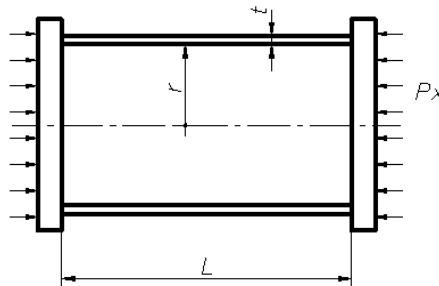


Рисунок 1

В СН РК EN 1993-1-6:2007 задача устойчивости цилиндрической оболочки при меридиональном сжатии рассматривается в Приложении D.1.2.1.

Согласно указанного приложения, критическое меридиональное напряжение при продольном изгибе следует определять по формуле:

$$\sigma_{x,R_{cr}} = 0.605 E C_x \cdot \frac{t}{r}.$$

Значение коэффициента  $C_x$  зависит от параметра безразмерной длины:

$$\omega = \frac{L}{\sqrt{rt}}.$$

Для заданных в примере данных:

$$\omega = \frac{600}{\sqrt{100 \cdot 1}} = 60 > 0.5 \frac{r}{t} = 50,$$

поэтому коэффициент  $C_x$  должен определяться по формуле СН РК EN 1993-1-6:2007 (D.8):

$$C_x = C_{x,N} = 1 + \frac{0.2}{C_{xb}} \left[ 1 - 2\omega \frac{t}{r} \right] = 1 + \frac{0.2}{6} \left[ 1 - 2 \cdot 60 \cdot \frac{1}{100} \right] = 0.993,$$

где коэффициент  $C_{xb}$  зависит от граничных условий.

В данном случае согласно исходных данных жесткость днищ намного больше жесткости цилиндрической стенки. Поэтому граничные условия сводятся к условиям:  $w = u = \beta_\phi = 0$ , т.е., по классификации СН РК EN 1993-1-6:2007 соответствуют коду BC1г, см. Таблицу 5.1 в 5.2.2. При этом коэффициент  $C_{xb}$  определяется по Таблице D.1 Приложения D в СН РК EN 1993-1-6:2007.

Меридиональные сжимающие напряжения от равномерного давления определяются в данном случае по формуле:

$$\sigma_x = \frac{p_x \cdot r}{2 \cdot t}.$$

Принимая  $\sigma_x = \sigma_{x,R_{cr}}$ , можно определить критическое значение меридионального давления по предельному состоянию LS3, связанному с потерей продольной устойчивости цилиндрической стенки-оболочки при меридиональном сжатии:

$$p_{x,cr} = 2 \cdot 0.605 \cdot 21000 \cdot 0.993 \cdot \left(\frac{1}{100}\right)^2 = 2.52 \text{ кН/см}^2 = 25.2 \text{ МПа}.$$

Это значение  $p_{x,cr}$  определяет несущую способность цилиндрической стенки емкости с позиций предельного состояния по потере устойчивости, которую и требовалось определить согласно задания к данному примеру.

Важно, однако, отметить, что в данном случае напряжения  $\sigma_x$  являются напряжениями первичными и, согласно п.4.2.2.2(4), они в любом случае должны быть не более расчетного значения предела текучести  $f_{yd}$  (иначе не будет выполняться условие равновесия и предельное состояние LS1 по пластичности). Принимая  $\sigma_x = f_{yd}$ , будем иметь:

$$p_{x,pl} = 2 \cdot t \cdot \frac{f_{yd}}{r} = 2 \cdot 1 \cdot \frac{235}{100} = 4.7 \text{ МПа}.$$

Сравнивая  $p_{x,cr}$  и  $p_{x,pl}$ , можно заключить, что для принятых в примере параметров цилиндрической стенки предельная величина меридионального давления  $\omega$  по предельному состоянию LS1 оказывается меньше, чем по предельному состоянию, связанному с потерей продольной устойчивости, поэтому для заданных в примере данных определяющим является предельное состояние LS1. Данное обстоятельство объясняется тем, что рассматривалась оболочка с идеальной геометрией.

**ПРИМЕР 9 Определение несущей способности цилиндрической стенки в емкости с двумя жесткими днищами, исходя из предельного состояния, связанного с потерей продольной устойчивости (LS3) при радиальном сжатии внешним давлением  $p_x$**

Применяя принцип прямого проектирования, см. 4.2 СН РК EN 1993-1-6:2007, определить несущую способность цилиндрической стенки в емкости с двумя жесткими днищами, исходя из предельного состояния, связанного с потерей продольной устойчивости (LS3) при радиальном сжатии внешним давлением  $p_x$ , см. Рисунок 1.

Исходные данные: радиус стенки-оболочки  $r=100$  см; толщина  $t=1$  см; длина стенки-оболочки  $L=600$  см; цилиндрическая стенка-оболочка изготовлена из стали S235 (см. Таблицу 3.1 СН РК EN 1993-1-1:2005 «Еврокод 3»), для которой предел текучести равен  $f_y=235$  МПа, модуль упругости  $E=21000$  кН/см<sup>2</sup>, коэффициент Пуассона  $\nu=0.3$ .

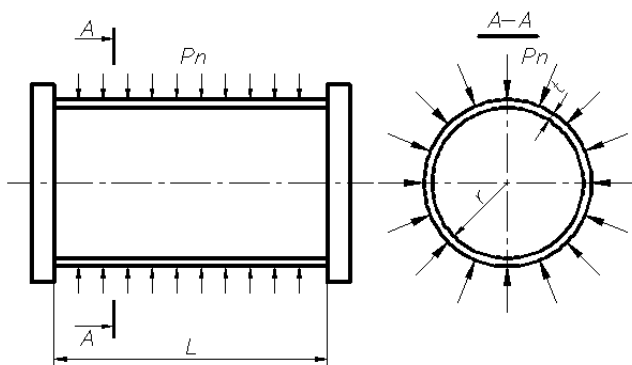


Рисунок 1

В СН РК EN 1993-1-6:2007 задача устойчивости цилиндрической оболочки при радиальном сжатии рассматривается в Приложении D.1.3.

Выбор формулы для определения критического напряжения при кольцевом сжатии осуществляется в зависимости от безразмерного параметра  $\frac{\omega}{C_\theta}$ , где  $\omega$  - параметр безразмерной длины,  $C_\theta$  - коэффициент, зависящий от граничных условий.

Параметр  $\omega$  определяется по формуле:

$$\omega = \frac{L}{\sqrt{rt}} = \frac{600}{\sqrt{100 \cdot 1}} = 60.$$

Коэффициент  $C_\theta$  при граничных условиях типа BC1, см. Пример 1, должен определяться в данном случае по Таблице D.3 Приложения D СН РК EN 1993-1-6:2007 и согласно этой таблицы  $C_\theta = 1.5$ .

В итоге безразмерный параметр  $\frac{\omega}{C_\theta}$  находится в диапазоне:

$$20 \leq \frac{\omega}{C_\theta} = \frac{60}{1.5} = 40 \leq 1.63 \cdot \frac{r}{t} = 1.63 \cdot \frac{100}{1} = 163.$$

Это согласно п. D.1.3.1.3 позволяет считать цилиндрическую часть рассматриваемой емкости цилиндром средней длины и определять критическое круговое напряжение по формуле:

$$\sigma_{\theta, R_{cr}} = 0.92 \cdot E \cdot \frac{C_\theta}{\omega} \cdot \frac{t}{r} = 0.92 \cdot 21000 \cdot \frac{1.5}{60} \cdot \frac{1}{100} = 4.83 \text{ кН/см}^2 = 48.3 \text{ Мпа}.$$

Мембранные круговые напряжения в цилиндрической стенке емкости от внешнего давления будут равны:

$$\sigma_\theta = \frac{p_n \cdot r}{t}.$$

Приравнявая  $\sigma_\theta = \sigma_{\theta, R_{cr}}$ , можно определить предельное значение внешнего радиального давления, исходя из предельного состояния LS3, связанного с потерей устойчивости цилиндрической стенки-оболочки:

$$p_{n, cr} = 0.92 \cdot E \cdot \frac{C_\theta}{\omega} \cdot \left(\frac{t}{r}\right)^2 = 0.92 \cdot 21000 \cdot \frac{1.5}{60} \cdot \left(\frac{1}{100}\right)^2 = 0.0483 \text{ кН/см}^2 = 0.483 \text{ Мпа}.$$

Полученное значение  $p_{n, cr}$  представляет собой несущую способность цилиндрической стенки емкости при действии радиального внешнего давления, определенную исходя из предельного состояния по потере продольной устойчивости, что и требовалось определить по заданию в данном примере.

Однако, здесь так же, как и в Примере 1, мембранные напряжения  $\sigma_\theta$  являются первичными и в любом случае с позиций предельного состояния LS1 по пределу пластичности должны быть не более расчетного значения предела текучести  $f_{yd}$ . Т.е., в предельном состоянии должно соблюдаться равенство  $\sigma_\theta = f_{yd}$ , и значит:

$$p_{n, pl} = f_{yd} \cdot \frac{t}{r} = 235 \cdot \frac{1}{100} = 2.35 \text{ Мпа}.$$

Сравнивая значения  $p_{n,cr}$  и  $p_{n,pL}$ , можно заключить, что в данном случае (сжатие внешним радиальным давлением) для цилиндрической стенки-оболочки рассматриваемой емкости предельная величина внешнего давления будет определяться предельным состоянием LS3 по устойчивости.

## 9 ПРЕДЕЛЬНОЕ СОСТОЯНИЕ ПО УСТАЛОСТИ (LS4)

### 9.1 Расчетные величины воздействий

9.1.1 За расчетные величины воздействий для каждого сочетания нагрузок следует принять переменные части общего воздействия, представляющего предполагаемый спектр воздействий в течение всего срока службы конструкции.

9.1.2 Соответствующий спектр воздействий следует взять из стандарта СН РК EN 1991 согласно определениям, приведенным в соответствующих прикладных частях стандарта СН РК EN 1993.

### 9.2 Проектирование по напряжениям

#### 9.2.1 Общие положения

9.2.1.1 Следует использовать оценку усталости, представленную в стандарте EN 1993-1-9, за исключением случаев, указанных здесь.

9.2.1.2Р Частный коэффициент для сопротивления усталости  $\gamma_{mf}$  следует принять из соответствующего прикладного стандарта.

**ПРИМЕЧАНИЕ** Значение частного коэффициента  $\gamma_{mf}$  может быть определено в Национальном Приложении. Если для данной формы конструкции прикладной стандарт отсутствует или прикладной стандарт не определяет соответствующие значения  $\gamma_{mf}$ , то значение  $\gamma_{mf}$  следует 9.2.1.1. Рекомендуется не принимать значение  $\gamma_{mf}$  менее  $\gamma_{mf} = 1,1$ .

9.2.1.3 Оценка сопротивления усталости должна производиться с применением:

- метода работоспособности с повреждениями;
- метода безопасного ресурса.

9.2.1.4 Метод работоспособности с повреждениями должен гарантировать достоверность того, что конструкция будет удовлетворительно работать в течение ее проектной долговечности, при условии, что запланированные осмотр и режим обслуживания для обнаружения и исправления усталостных повреждений выполняются в течение срока проектной долговечности конструкции.

**ПРИМЕЧАНИЕ 1** Метод работоспособности с повреждениями может применяться, когда в момент усталостного разрушения возможно перераспределение усилий между составляющими элемента конструкции.

ПРИМЕЧАНИЕ 2 В Национальном Приложении могут содержаться предусмотренные программы контроля.

ПРИМЕЧАНИЕ 3 Конструкции, оцениваемые в данной части, считаются работоспособными с повреждениями, если материал конструкций выбран согласно СН РК EN 1993-1-10 и проводится их регулярное обслуживание.

9.2.1.5 Метод безопасного ресурса должен обеспечивать достоверный уровень того, что конструкция будет удовлетворительно работать за время ее проектной долговечности без необходимости регулярных обследований в процессе эксплуатации на предмет усталостного повреждения. Метод безопасного ресурса должен применяться в случаях, когда образование локальной трещины в одной детали быстро приводит к разрушению элемента или всей конструкции.

9.2.1.6 Для оценки усталости согласно настоящей части, требуемая надежность может быть достигнута корректировкой частного коэффициента безопасности для сопротивления усталости  $\gamma_{mf}$ , учитывающего последствия разрушения и принятые требования проекта.

9.2.1.7 Сопротивление усталости определяется рассмотрением элемента конструкции в целом, с учетом его металлургических факторов и геометрических параметров сечения. В подверженных усталости элементах, представленных в настоящей части, также указывается вероятное место зарождения трещины.

9.2.1.8 Методы оценки сопротивления усталости, приведенные в настоящем пособии, определяются параметрами кривых сопротивления усталости для:

- стандартных элементов — соответствующими номинальными напряжениями;
- рекомендуемых сварных соединений — соответствующими локальными напряжениями.

9.2.1.9 Требуемая надежность может быть получена следующими способами:

- а) методом работоспособности с повреждениями:
  - выбором элементов, материалов и уровней напряжения, так чтобы при образовании трещины в результате были низкая скорость распространения трещины и большая критическая длина трещины;
  - назначением нескольких программ нагружения;
  - установкой деталей, останавливающих трещины;
  - установкой деталей, легко контролируемых в процессе регулярных осмотров;
- б) методом безопасного ресурса:
  - выбором элементов и уровней напряжения, обеспечивающим усталостную долговечность, достаточную, чтобы получить значения  $\beta$ , равные таковым для проверок предельного состояния в конце проектного времени эксплуатации.

ПРИМЕЧАНИЕ Национальное Приложение может принимать другие методы оценки определения предельных состояний, а также назначать численные значения для  $\gamma_{mf}$ . Рекомендованные значения  $\gamma_{mf}$  приведены Таблице 9.1.

**Таблица 3.1 — Рекомендованные значения частных коэффициентов безопасности для сопротивления усталости**

Метод оценки	Последствия разрушения	
	Малые последствия	Большие последствия
Работоспособности при повреждениях	1,00	1,15
Безопасного ресурса	1,15	1,35

### 9.2.2 Расчетные величины диапазона напряжений

9.2.2.1 Напряжения следует определять путем линейно-упругого расчета конструкции, подверженной расчетным величинам усталостных воздействий.

9.2.2.2 При каждой проверке предельного состояния расчетная величина усталостного напряжения должна быть принята как больший диапазон напряжений  $\Delta\sigma$  значений на двух поверхностях оболочки и должна быть основана на сумме первичных и вторичных напряжений.

9.2.2.3 В зависимости от оценки усталости, выполняемой в соответствии с СН РК EN 1993-1-9, должны быть вычислены номинальные диапазоны напряжений или геометрические диапазоны напряжений.

9.2.2.4 Номинальные диапазоны напряжений можно использовать, если принят п. 9.2.3.2.

9.2.2.5 Геометрические диапазоны напряжений следует использовать для элементов конструкции, отличающихся от элементов в п. 9.2.3.2.

9.2.2.6 Геометрический диапазон напряжений учитывает только общую геометрию соединения, исключая местные напряжения вследствие геометрии сварного шва и внутренние эффекты сварного шва. Его можно определить посредством использования геометрических коэффициентов концентрации напряжений, вычисляемых по формулам.

9.2.2.7 Напряжения, используемые для усталостного проектирования элементов конструкции с линейной геометрической ориентацией, следует разложить на составляющие, поперечные и параллельные оси элемента.

### 9.2.3 Расчетные величины сопротивления (усталостная прочность)

9.2.3.1 Расчетные величины сопротивления, полученные далее, можно применять к конструкционным сталям в диапазоне температур до 150 °С.

9.2.3.2 Сопротивление усталости элементов конструкции, обычно встречающихся в пустотелых конструкциях, следует принять согласно классам СН РК EN 1993-3-2 и рассчитать в переводе на диапазон напряжения  $\Delta\sigma_E$ , в соответствии с количеством циклов, по которому значения дополнительно классифицируются согласно качеству сварных швов, см. 9.2.3.1.

9.2.3.3 Соппротивление усталости классов элементов следует принять из СН РК EN 1993-1-9.

9.2.3.4 Оценку безопасности для усталости осуществляют в соответствии с 8.2 СН РК EN 1993-1-9, используя:

$$\Delta\sigma_{E,2} = \lambda \Delta\sigma_E$$

где  $\lambda$  — коэффициент эквивалентности для передачи  $\Delta\sigma_E N_c = 2 \times 10^6$  циклам;  
 $\Delta\sigma_E$  — диапазон напряжения, относящийся к  $N$  циклам (см. 9.2), учитывающий коэффициенты концентрации напряжения, где это целесообразно.

9.2.3.5 Согласно СН РК EN 1993-3-2, коэффициент эквивалентности  $\lambda$  можно определить по:

$$\lambda = \left( \frac{N}{2 \times 10^6} \right)^{\frac{1}{m}},$$

где  $m$  — уклон кривой S-N.

9.2.3.6 Частные коэффициенты усталости принимают равными коэффициентам, установленным в 3.6 и 3.7 и 6.2.1 в СН РК EN 1993-1-9.

ПРИМЕЧАНИЕ Численные величины  $\gamma_{Ff}$  и  $\gamma_{Mf}$  могут быть установлены в Национальном Приложении. Для  $\gamma_{Ff}$  рекомендуется величина  $\gamma_{Ff} = 1,00$ . Для  $\gamma_{Mf}$  см. Таблицу 3.1 в СН РК EN 1993-1-9.

9.2.3.7 Для расчета усталости должно использоваться расчетное значение размаха напряжений цикла  $\gamma_{Ff}\Delta\sigma_{E,2}$  и  $\gamma_{Ff}\Delta\tau_{E,2}$ :

$$\gamma_{Ff}\Delta\sigma_{E,2} = \lambda_1 \cdot \lambda_2 \cdot \lambda_i \cdot \dots \cdot \lambda_n \cdot \Delta\sigma \cdot (\gamma_{Ff}Q_k),$$

$$\gamma_{Ff}\Delta\tau_{E,2} = \lambda_1 \cdot \lambda_2 \cdot \lambda_i \cdot \dots \cdot \lambda_n \cdot \Delta\tau \cdot (\gamma_{Ff}Q_k),$$

где  $\Delta\sigma \cdot (\gamma_{Ff}Q_k)$ ,  $\Delta\tau \cdot (\gamma_{Ff}Q_k)$  — размах напряжений цикла, вызванный усталостными нагрузками, указанными СН РК EN 1991;

$\lambda_i$  — эквивалентные коэффициенты повреждения, зависящие от спектров, как указано в соответствующем разделе СН РК EN 1993.

9.2.3.8 При отсутствии соответствующих значений  $\lambda_i$  проектное значение номинального размаха напряжения может быть определено в соответствии с требованиями, приведенными в Приложении А СН РК EN 1993-1-9.

ПРИМЕЧАНИЕ Национальное Приложение может предоставлять информацию, дополняющую Приложение А СН РК EN 1993-1-9.

## 9.2.4 Ограничение диапазона напряжений

9.2.4.1 При каждой проверке этого предельного состояния расчетный диапазон напряжения  $\Delta\sigma_E$  должен удовлетворять условию:

$$\gamma_{Ff} \Delta \sigma_E \leq \Delta \sigma_R / \gamma_{Mf}, \quad (9.1)$$

где  $\gamma_{Ff}$  — частный коэффициент для усталостной нагрузки;

$\gamma_{Mf}$  — частный коэффициент для усталостного сопротивления;

$\Delta\sigma_E$  — диапазон напряжений эквивалентной постоянной амплитуды расчетного спектра напряжений;

$\Delta\sigma_R$  — диапазон напряжений усталостной прочности для соответствующей категории элемента и количества циклов спектра напряжений.

9.2.4.2 В качестве альтернативы Пункту 9.2.4.1, можно выполнить оценку накопленных повреждений для ряда из  $m$  различных диапазонов напряжений  $\Delta\sigma_i$  ( $i = 1, m$ ) с использованием правила Пальмгрена-Майнера:

$$D_d \leq 1, \quad (9.2)$$

где:

$$D_d = \sum_{i=1}^m n_i / N_i. \quad (9.3)$$

где  $n_i$  — количество циклов диапазона напряжений  $\Delta\sigma_i$ ;

$N_i$  — количество циклов диапазона напряжений  $\gamma_{FF} \gamma_{MF} \Delta\sigma_i$ , чтобы вызвать разрушение для соответствующей категории элемента.

9.2.4.3 В случае комбинации диапазонов нормальных и касательных напряжений следует учесть комбинированные эффекты в соответствии с СН РК EN 1993-1-9.

### 9.3 Проектирование путем общего численного LA или GNA анализа

9.3.1 Усталостное проектирование на основании упругого расчета (расчета LA или GNA) должно подчиняться положениям, приведенным в п. 9.2 для проектирования по напряжениям. Однако, диапазоны напряжений вследствие усталостных нагрузок должны определяться посредством изгибного расчета оболочки, включая геометрические неоднородности соединений в элементах конструкции.

9.3.2 Если используется трехмерный расчет методом конечных элементов, эффекты надрезов вследствие местной геометрии сварных швов следует исключить.



## Приложение А (обязательное)

### Мембранная теория напряжений в оболочках

#### А.1 Общие положения

##### А.1.1 Результаты воздействия и сопротивление

Можно предполагать, что результаты воздействий и сопротивления, рассчитанные с использованием уравнений, приводящихся в данном приложении, представляют характеристические значения следствий воздействия или сопротивления, когда принимаются характеристические значения воздействий, геометрических параметров и свойств материалов.

##### А.1.2 Система обозначений

Применяемые в данном приложении обозначения геометрических размеров, механических напряжений и нагрузок аналогичны приводящимся в Пункте 1.4.

Прописные латинские буквы:

$F_x$  — осевая нагрузка, приложенная на цилиндр;

$F_z$  — осевая нагрузка, приложенная на конус;

$M$  — общий изгибающий момент, приложенный на весь цилиндр (не путать с моментом на единицу ширины оболочки  $m$ );

$M_t$  — общий крутящий момент, приложенный на весь цилиндр;

$V$  — общее срезающее усилие, приложенное на весь цилиндр.

Строчные латинские буквы:

$g$  — удельная масса материала оболочки;

$p_n$  — распределенное нормальное давление;

$p_x$  — распределенная осевая тяга на стенку цилиндра.

Строчные греческие буквы:

$\phi$  — меридиональный угол наклона

$\sigma_x$  — осевое или меридиональное мембранное напряжение ( $= n_x/t$ );

$\sigma_\theta$  — периферическое мембранное напряжение ( $= n_\theta/t$ );

$\tau$  — мембранное касательное напряжение ( $= n_{x\theta}/t$ ).

##### А.1.3 Граничные условия

А.1.3.1 Обозначения граничных условий должны браться из Пунктов 2.3 и 5.2.2.

А.1.3.2 Для того чтобы эти выражения были действительно применимы, граничные условия по цилиндрам должны приниматься радиально свободными на обоих концах, с осевой поддержкой на одном конце и свободно вращающимися на обоих концах.

А.1.3.3 Для того чтобы эти выражения были действительно применимы к конусам, приложенная нагрузка должна соответствовать состоянию мембранного напряжения оболочки, а граничные условия должны приниматься как свободные, чтобы заместить перпендикулярное напряжение к стенке на обоих концах и меридиональную поддержку на одном конце.

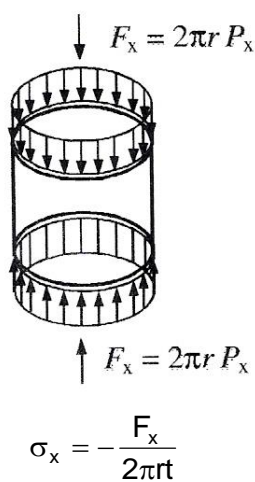
А.1.3.4 По усеченным конусам граничные условия должны пониматься как включающие компоненты нагрузки поперечные к внешней стенке, чтобы результирующая объединенная нагрузка, прилагаемая на оболочку, была исключительно направлена на меридиану оболочки.

#### А.1.4 Правило знаков

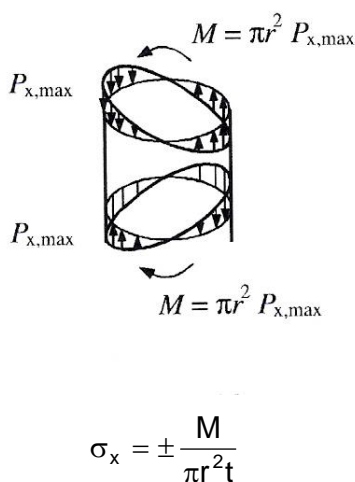
Обычно знак для напряжений  $\sigma$  должен приниматься положительным везде где есть растяжение, хотя на некоторых рисунках показаны случаи, в которых внешняя нагрузка прилагается в обратном направлении.

### А.2 Неподкрепленные цилиндрические оболочки

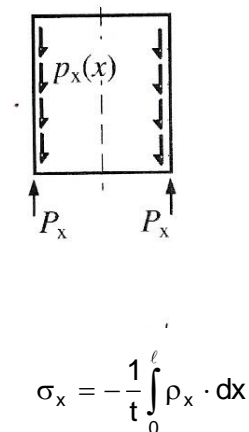
#### А.2.1 Равномерная нагрузка



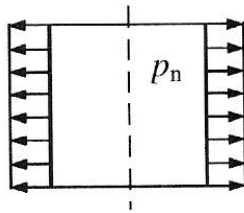
#### А.2.2 Осевая нагрузка общего изгиба



#### А.2.3 Сила трения

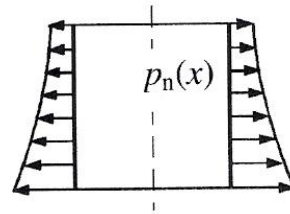


### А.2.4 Равномерное внутреннее давление



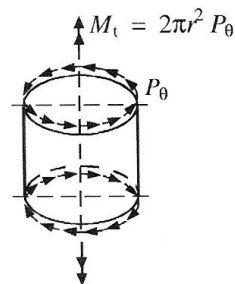
$$\sigma_{\theta} = p_n \cdot \frac{r}{t}$$

### А.2.5 Непостоянное внутреннее давление

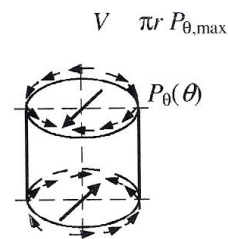


$$\sigma_{\theta}(x) = p_n(x) \cdot \frac{r}{t}$$

### А.2.6 Равномерное сдвигающее усилие кручения

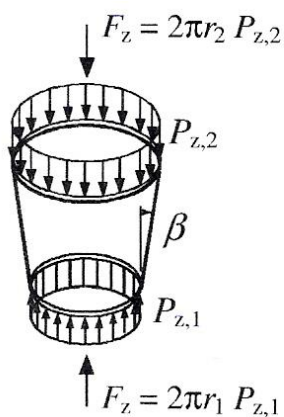


### А.2.7 Синусоидальное сдвигающее усилие поперечной силы



## А.3 Неподкрепленные конические оболочки

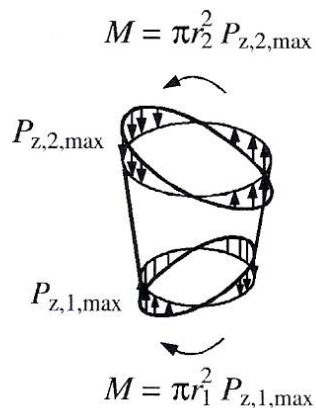
### А.3.1 Равномерная осевая нагрузка



$$\sigma_x = -\frac{F_z}{2\pi r t \cdot \cos \beta}$$

$$\sigma_{\theta} = 0$$

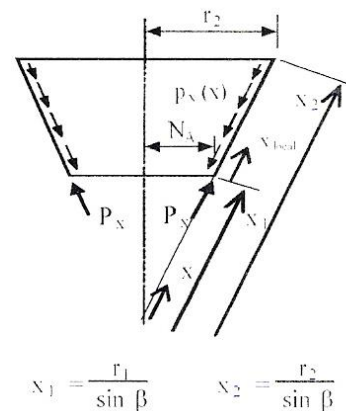
### А.3.2 Осевая нагрузка общего изгиба



$$\sigma_{x,max} = \pm \frac{M}{\pi r^2 t \cdot \cos \beta}$$

$$\sigma_{\theta} = 0$$

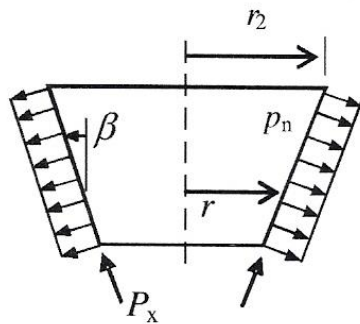
### А.3.3 Сила трения



$$\sigma_{x1} = -\frac{1}{x_1 t} \int_{x_1}^{x_2} p_x x \cdot dx$$

$$\sigma_{\theta} = 0$$

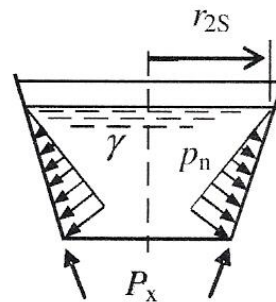
**А.3.4 Равномерное  
внутреннее давление**



$$\sigma_x = -p_n \frac{r}{2t \cdot \cos \beta} \left[ \left( \frac{r_2}{r} \right)^2 \right]$$

$$\sigma_\theta = p_n \frac{r}{t \cdot \cos \beta}$$

**А.3.5 Линейно изменяющееся  
внутреннее давление**

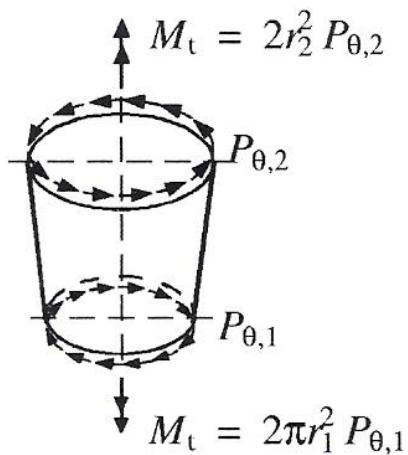


$R_{2s}$  — радиус на поверхности  
Жидкости

$$\sigma_x = -\frac{\gamma r}{t \cdot \sin \beta} \left\{ \frac{r_{2s}}{6} \left[ \left( \frac{r_{2s}}{r} \right)^2 - 3 \right] + \frac{r}{3} \right\}$$

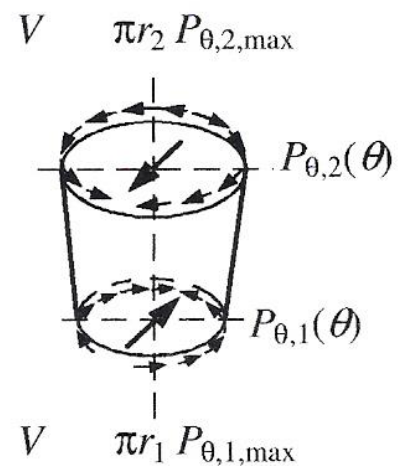
$$\sigma_\theta = +\frac{\gamma r}{t \cdot \sin \beta} (r_{2s} - r)$$

**А.3.6 Равномерное сдвигающее усилие  
вследствие кручения**



$$\tau = \frac{M_t}{2\pi r^2 t}$$

**А.3.7 Синусоидальное  
сдвигающее  
усилие поперечной силы**

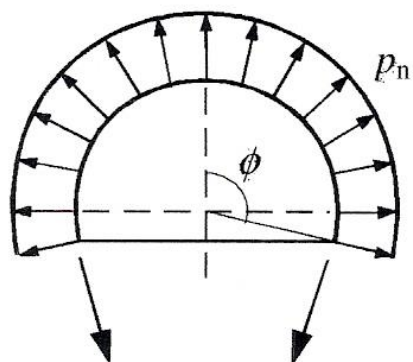


$V$

$$\tau_{\max} = \pm \frac{V}{\pi r t}$$

#### А.4 Неподкрепленные сферические оболочки

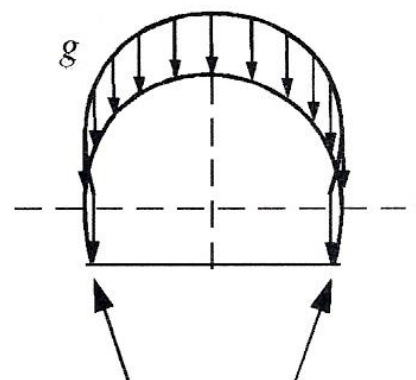
А.4.1 Равномерное внутреннее давление массы



$$\sigma_x = \frac{\rho_n r}{2t}$$

$$\sigma_\theta = \frac{\rho_n r}{2t}$$

А.4.2 Равномерная нагрузка от собственной



$$\sigma_x = -\frac{gr}{t} \left( \frac{1}{1 + \cos \Phi} \right)$$

$$\sigma_\theta = -\frac{gr}{t} \left( \cos \Phi - \frac{1}{1 + \cos \Phi} \right)$$

**Приложение В**  
(обязательное)

**Дополнительные выражения сопротивлений пластическому разрушению**

**В.1 Общие положения**

**В.1.1 Сопротивления**

Можно предполагать, что сопротивления, рассчитанные с использованием уравнений, приводящихся в данном приложении, представляют характеристические значения сопротивлений, когда принимаются характеристические значения геометрических параметров и свойств материалов.

**В.1.2 Система обозначений**

Применяемые в данном приложении обозначения геометрических размеров, механических напряжений и нагрузок аналогичны приводящимся в Пункте 1.4. Дополнительно используются следующие обозначения.

Прописные латинские буквы:

$A_r$  — площадь поперечного сечения кольца;

$R_R$  — характеристическое значение пластического механизма сопротивления по теории малых отклонений.

Строчные латинские буквы:

$b$  — толщина кольца;

$\ell$  — эффективная длина оболочки, которая воздействует с кольцом;

$r$  — радиус цилиндра;

$s_e$  — безразмерный параметр эквивалентного напряжения по фон Мизесу;

$s_m$  — безразмерный параметр сложного напряжения;

$s_x$  — безразмерный параметр осевого напряжения;

$s_\theta$  — безразмерный параметр тангенциального напряжения.

Подстрочные индексы:

$r$  — относящийся к кольцу;

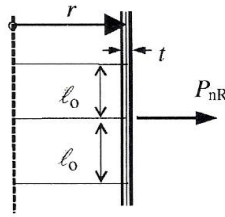
$R$  — сопротивление.

**В.1.3 Граничные условия**

В.1.3.1 Обозначения граничных условий принимаются, как указывается в Пункте 5.2.2.

В.1.3.2 Термин «зажатый» относится к BC1r, а термин «закрепленный» относится к BC2f.

**В.2 Неподкрепленные цилиндрические оболочки**

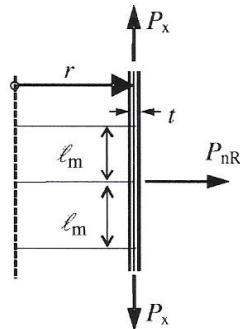
**В.2.1 Цилиндр: нагрузка по радиальной линии**

Справочные величины:

$$l_0 = 0,975\sqrt{rt}$$

Пластичное сопротивление  $P_{nR}$  (сила на единицу окружности) определяется:

$$\frac{P_{nR}}{2l_0} = f_y \frac{t}{r}$$

**В.2.2 Цилиндр: нагрузка по радиальной линии и осевая нагрузка**

Справочные величины:

$$s_x = \frac{P_x}{f_y t} \quad l_0 = 0,975\sqrt{rt}$$

Диапазон применимости:

$$-1 \leq s_x \leq +1$$

Зависимые параметры:

Если  $P_n > 0$  (направленное наружу), тогда:  $A = +s_x - 1,50$

Если  $P_n < 0$  (направленное внутрь), тогда:  $A = -s_x - 1,50$

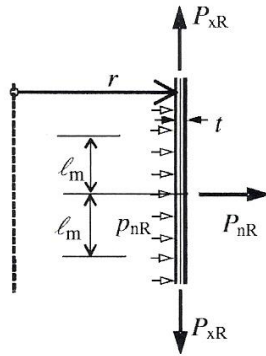
$$s_m = A + \sqrt{A^2 + 4(1 - s_x^2)}$$

Если  $s_x \neq 0$ , тогда:  $l_m = s_m l_0$

Пластичное сопротивление  $P_{nR}$  (сила на единицу окружности) определяется:

$$\frac{P_{nR}}{2l_m} = f_y \frac{t}{r}$$

**В.2.3 Цилиндр: нагрузка по радиальной линии, постоянное внутреннее давление и осевая нагрузка**



Справочные величины:

$$s_x = \frac{P_x}{f_y t}$$

$$s_\theta = \frac{P_n}{f_y} \cdot \frac{r}{t}$$

$$\ell_0 = 0,975\sqrt{rt}$$

$$s_e = \sqrt{s_\theta^2 + s_x^2 - s_x s_\theta}$$

Диапазон применимости:

$$-1 \leq s_x \leq +1$$

$$-1 \leq s_\theta \leq +1$$

Зависимые параметры:

Кольцевая нагрузка, направленная наружу $P_n > 0$		Кольцевая нагрузка, направленная внутрь $P_n < 0$	
Состояние	Выражения	Состояние	Выражения
$s_e < 1,00$ и $s_\theta \leq 0,975$	$A = +s_x - 2s_\theta - 1,50$ $s_m = A + \sqrt{A^2 + 4(1 - s_e^2)}$ $\ell_m = \ell_0 \left( \frac{s_m}{1 - s_\theta} \right)$	$s_e < 1,00$ и $s_\theta \geq -0,975$	$A = -s_x + 2s_\theta - 1,50$ $s_m = A + \sqrt{A^2 + 4(1 - s_e^2)}$ $\ell_m = \ell_0 \left( \frac{s_m}{1 + s_\theta} \right)$
$s_e = 1,00$ или $s_\theta > 0,975$	$\ell_m = 0,0$	$s_e = 1,00$ или $s_\theta < -0,975$	$\ell_m = 0,0$

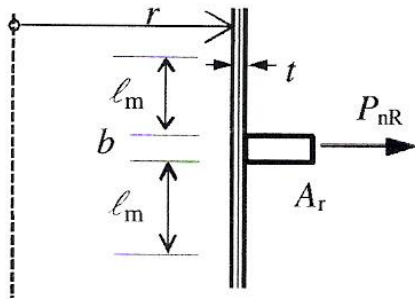
Пластичное сопротивление определяется (значения  $P_n$  и  $p_n$  всегда положительны наружу):

$$\frac{P_{nR}}{2\ell_m} + p_n = f_y \frac{t}{r}$$

### В.3 Кольцевые жесткие цилиндрические оболочки

#### В.3.1 Кольцевой жесткий цилиндр: нагрузка по радиальной линии



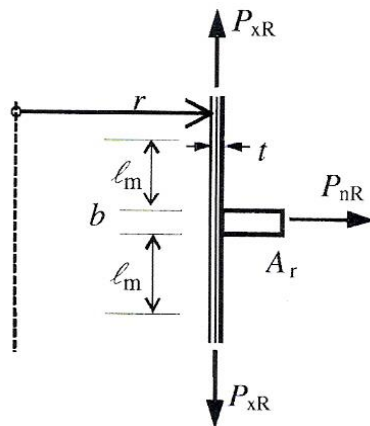


Пластичное сопротивление  $P_{nR}$  (сила на единицу окружности) определяется:

$$P_{nR} = f_y \left( \frac{A_r + (b + 2\ell_m)t}{r} \right)$$

$$\ell_m = \ell_0 = 0,975\sqrt{rt}$$

### В.3.2 Кольцевой жесткий цилиндр: нагрузка по радиальной линии и осевая нагрузка



Справочные величины:

$$s_x = \frac{P_x}{f_y t} \quad \ell_0 = 0,975\sqrt{rt}$$

Диапазон применимости:  $-1 \leq s_x \leq +1$

Зависимые параметры:

Если  $P_n > 0$ , тогда:  $A = +s_x - 1,50$

Если  $P_n < 0$ , тогда:  $A = -s_x - 1,50$

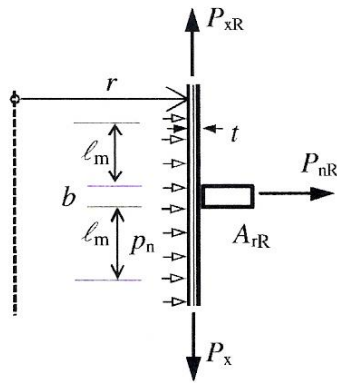
$$s_m = A + \sqrt{A^2 + 4(1 - s_x^2)}$$

Если  $s_x \neq 0$ , тогда:  $\ell_m = s_m \ell_0$

Пластичное сопротивление  $P_{nR}$  (сила на единицу окружности) определяется:

$$P_{nR} = f_y \left( \frac{A_r + (b + 2\ell_m)t}{r} \right)$$

### В.3.3 Кольцевой жесткий цилиндр: нагрузка по радиальной линии, постоянное внутреннее давление и осевая нагрузка



Справочные величины:

$$s_x = \frac{P_x}{f_y t} s_x = \frac{P_x}{f_y t}$$

$$s_\theta = \frac{P_n}{f_y} \cdot \frac{r}{t}$$

$$\ell_0 = 0,975\sqrt{rt}$$

$$s_e = \sqrt{s_\theta^2 + s_x^2 - s_x s_\theta}$$

Диапазон применимости:

$$-1 \leq s_x \leq +1$$

$$-1 \leq s_\theta \leq +1$$

Зависимые параметры:

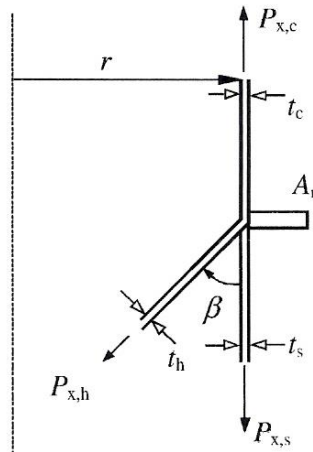
Кольцевая нагрузка, направленная наружу $P_n > 0$		Кольцевая нагрузка, направленная внутрь $P_n < 0$	
Состояние	Выражения	Состояние	Выражения
$s_e < 1,00$ и $s_\theta \leq 0,975$	$A = + s_x - 2s_\theta - 1,50$ $s_m = A + \sqrt{A^2 + 4(1 - s_e^2)}$ $\ell_m = \ell_0 \left( \frac{s_m}{1 - s_\theta} \right)$	$s_e < 1,00$ и $s_\theta \geq - 0,975$	$A = - s_x + 2s_\theta - 1,50$ $s_m = A + \sqrt{A^2 + 4(1 - s_e^2)}$ $\ell_m = \ell_0 \left( \frac{s_m}{1 + s_\theta} \right)$
$s_e = 1,00$ или $s_\theta > 0,975$	$\ell_m = 0,0$	$s_e = 1,00$ или $s_\theta < - 0,975$	$\ell_m = 0,0$

Пластичное сопротивление определяется (значения  $P_n$  и  $p_n$  всегда положительны наружу):

$$P_{nR} + p_n(b + 2\ell_m) = f_y \left( \frac{A_r + (b + 2\ell_m)t}{r} \right)$$

#### В.4 Сопряжения между оболочками

##### В.4.1 Сопряжение только при меридиональной нагрузке (упрощенное)



Диапазон применимости:

$$t_c^2 \leq t_s^2 + t_h^2$$

$$|P_{xs}| \ll t_s f_y, |P_{xh}| \ll t_h f_y \text{ и } |P_{xc}| \ll t_c f_y$$

Зависимые параметры:

$$\eta = \sqrt{\frac{t_c^2}{t_s^2 + t_h^2}}$$

$$\psi_s = \psi_h = 0,7 + 0,6\eta^2 - 0,3\eta^3$$

Для цилиндра:

$$\ell_{oc} = 0,975 \sqrt{rt_c}$$

Для отгибов:

$$\ell_{os} = 0,975 \psi_s \sqrt{rt_s}$$

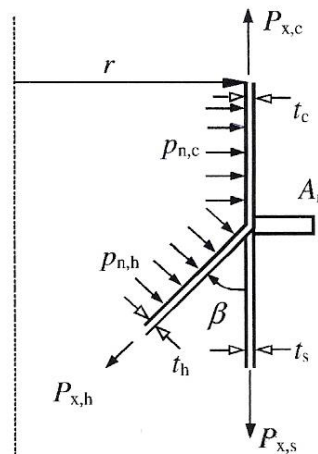
Для конического сегмента:

$$\ell_{oh} = 0,975 \psi_h \sqrt{\frac{rt_h}{\cos \beta}}$$

Пластичное сопротивление определяется:

$$P_{xhR} r \sin \beta = f_y (A_r + \ell_{oc} t_c + \ell_{os} t_s + \ell_{oh} t_h)$$

#### В.4.2 Сопряжение при внутреннем давлении и осевой нагрузке



Справочные величины:

$$s_{xc} = \frac{P_{xc}}{f_y t_c}$$

$$s_{xs} = \frac{P_{xs}}{f_y t_s}$$

$$s_{xh} = \frac{P_{xh}}{f_y t_h}$$

$$s_{\theta c} = \frac{P_{nc}}{f_y} \cdot \frac{r}{t_c} \quad s_{\theta s} = 0 \quad s_{\theta h} = \frac{P_{nh}}{f_y} \cdot \frac{r}{t_h \cdot \cos \beta}$$

где  $i = c, s, h$  соответственно в  $s_{ei} = \sqrt{s_{\theta i}^2 + s_{xi}^2} - s_{xi}s_{\theta i}$

Диапазон применимости:

$$-1 \leq s_{xi} \leq +1$$

$$-1 \leq s_{\theta i} \leq +1$$

Оценка эквивалентной толщины:

Нижняя группа пластин толще $t_c^2 \leq t_s^2 + t_h^2$	Верхняя группа пластин толще $t_c^2 > t_s^2 + t_h^2$
$\eta = \sqrt{\frac{t_c^2}{t_s^2 + t_h^2}}$ $\psi_c = 1,0$ $\psi_s = \psi_h = 0,7 + 0,6\eta^2 - 0,3\eta^3$	$\eta = \sqrt{\frac{t_s^2 + t_h^2}{t_c^2}}$ $\psi_c = 0,7 + 0,6\eta^2 - 0,3\eta^3$ $\psi_s = \psi_h = 1,0$

Зависимые параметры:

Для цилиндрических сегментов:

$$\ell_{oi} = 0,975\psi_i\sqrt{rt_i}$$

Для конического сегмента:

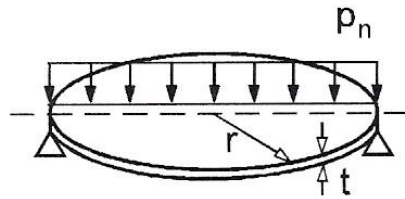
$$\ell_{oh} = 0,975\psi_h\sqrt{\frac{rt_i}{\cos \beta}}$$

Отдельно для каждого сегмента оболочки $i$	
Состояние	Выражения
$s_{ei} < 1,00$ и $s_{\theta i} \geq -0,975$	$A_i = -s_{xi} + 2s_{\theta i} - 1,50$ $s_{mi} = A_i + \sqrt{A_i^2 + 4(1 - s_{ei}^2)}$ $\ell_{mi} = \ell_{oi} \left( \frac{s_{mi}}{1 + s_{\theta i}} \right)$
$s_{ei} = 1,00$	$\ell_{mi} = 0,0$
$s_{\theta i} < -0,975$	$\ell_{mi} = 0,0$

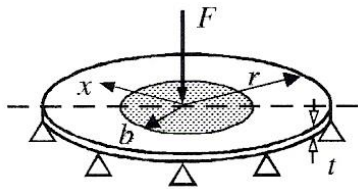
Пластичное сопротивление определяется:

$$P_{xhR}r \sin \beta = f_y (A_r + \ell_{mc}t_c + \ell_{ms}t_s + \ell_{mh}t_h) + r(p_{nc}\ell_{mc} + p_{nh}\ell_{mh} \cos \beta)$$

## В.5 Круглая пластина с осесимметричными граничными условиями

**В.5.1 Равномерная нагрузка, простая поддерживаемая линия раздела**

$$p_{n,R} = 1,625 \left( \frac{t}{r} \right)^2 f_y$$

**В.5.2 Локально распределенная нагрузка, простая поддерживаемая линия раздела**

Равномерное давление  $p_n$  на круглую площадь с радиусом  $b$ :

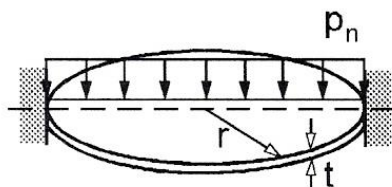
$$F = p_n \pi b^2$$

с

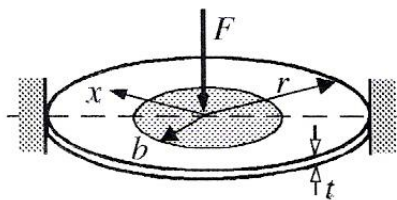
$$K = 1,0 + 1,10 \frac{b}{r} + 1,15 \left( \frac{b}{r} \right)^4 \text{ или } K = \frac{1}{\sqrt{3}} \cdot \frac{b}{t}$$

в зависимости от того, что меньше

$$F_R = K \frac{\pi}{2} t^2 f_y$$

**В.5.3 Равномерная нагрузка, зажатая линия раздела**

$$p_{n,R} = 3,125 \left( \frac{t}{r} \right)^2 f_y$$

**В.5.4 Локально распределенная нагрузка, зажатая линия раздела**

Равномерное давление  $p_n$  на круглую площадь с радиусом  $b$ :

$$F = p_n \pi b^2$$

с

$$K = 1,40 + 2,85 \frac{b}{r} + 2,0 \left( \frac{b}{r} \right)^4 \text{ или } K = \frac{1}{\sqrt{3}} \cdot \frac{b}{t}$$

в зависимости от того, что меньше

$$F_R = K \frac{\pi}{2} t^2 f_y$$

## Приложение С

(обязательное)

### Выражения для линейно-упругих мембранных и изгибающих напряжений

#### С.1 Общие положения

##### С.1.1 Результаты воздействия

Можно предполагать, что результаты воздействий, рассчитанные с использованием уравнений, приводящихся в данном приложении, представляют характеристические значения следствий воздействия, когда принимаются характеристические значения воздействий, геометрических параметров и свойств материалов.

##### С.1.2 Система обозначений

Применяемые в данном приложении обозначения геометрических размеров, механических напряжений и нагрузок аналогичны приведенным в Пункте 1.4. Дополнительно используются следующие обозначения.

Латинские буквы:

$b$  — радиус, при котором заканчивается локальная нагрузка на пластину;

$r$  — внешний радиус круглой пластины;

$x$  — осевая координата на цилиндре или радиальная координата на круглой пластине.

Греческие буквы:

$\sigma_{eq,m}$  — эквивалентное напряжение фон Мизеса, связанное только с компонентами мембранного напряжения;

$\sigma_{eq,s}$  — эквивалентное напряжение фон Мизеса, полученное от поверхностных напряжений;

$\sigma_{MT}$  — опорное напряжение, полученное по мембранной теории;

$\sigma_{bx}$  — меридиональное напряжение сгибания;

$\sigma_{b\theta}$  — изгибающее напряжение по окружности;

$\sigma_{sx}$  — меридиональное поверхностное напряжение;

$\sigma_{s\theta}$  — поверхностное напряжение по окружности;

$\tau_{xp}$  — поперечное касательное напряжение, связанное с меридиональным сгибанием.

Подстрочные индексы:

$n$  — нормальный;

$r$  — относящийся к кольцу;

$y$  — первый предел прочности.

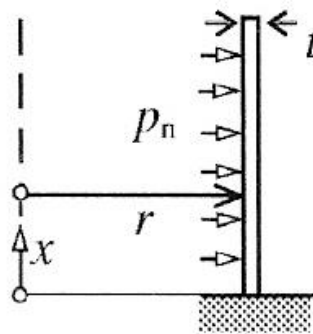
### С.1.3 Граничные условия

С.1.3.1 Обозначения граничных условий принимаются, как указывается в Пункте 5.2.2.

С.1.3.2 Термин «зажатый» относится к BC1r, а термин «закрепленный» относится к BC2f.

### С.2 Неподкрепленные цилиндрические оболочки с жестким основанием

**С.2.1 Цилиндр с жестким соединением с основанием: нагружение - равномерное внутреннее давление**

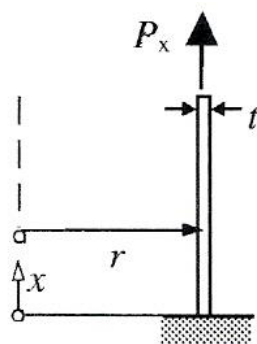


$$\sigma_{MT\theta} = p_n \frac{r}{t}$$

BC1r

Максимальное $\sigma_{sx}$	Максимальное $\sigma_{s\theta}$	Максимальное $\tau$ $x_n$	Максимальное $\sigma$ $eq,s$	Максимальное $\sigma$ $eq,m$
$\pm 1,816 \sigma_{MT\theta}$	$+1,080 \sigma_{MT\theta}$	$1,169 \sqrt{t/r} \sigma_{MT\theta}$	$1,614 \sigma_{MT\theta}$	$1,043 \sigma_{MT\theta}$

**С.2.2 Цилиндр с жестким соединением с основанием: нагружение - осевая нагрузка**

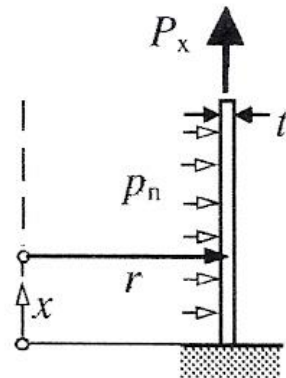


$$\sigma_{MTx} = \frac{P_x}{t}$$

BC1r

Максимальное $\sigma_{sx}$	Максимальное $\sigma_{s\theta}$	Максимальное $\tau$ $x_n$	Максимальное $\sigma$ $eq,s$	Максимальное $\sigma$ $eq,m$
$1,545 \sigma_{MTx}$	$+0,455 \sigma_{MTx}$	$0,351 \sqrt{t/r} \sigma_{MTx}$	$1,373 \sigma_{MTx}$	$1,000 \sigma_{MTx}$

**С.2.3 Цилиндр с жестким соединением с основанием: нагружение - равномерное внутреннее давление с осевой нагрузкой**



$$\sigma_{MT\theta} = p_n \frac{r}{t}$$

$$\sigma_{MTx} = \frac{P_x}{t}$$

BC1r

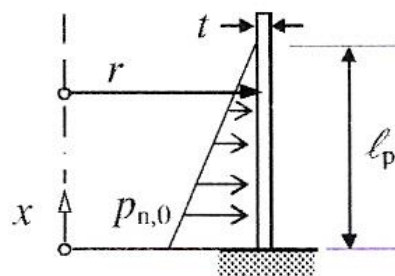
$$\text{Maximum } \sigma_{eqm} = \sigma_{MT\theta} \sqrt{1 - \left( \frac{\sigma_{MTx}}{\sigma_{MT\theta}} \right) + \left( \frac{\sigma_{MTx}}{\sigma_{MT\theta}} \right)^2}$$

$$\text{Maximum } \sigma_{eq,m} = k \cdot \sigma_{MT\theta}$$

$\left( \frac{\sigma_{MTx}}{\sigma_{MT\theta}} \right)$	-2,0	0	0	2,0
	Внешнее поверхностное регулирование		Внутреннее поверхностное регулирование	
k	4,360	1,614	1,614	2,423

Линейная интерполяция может использоваться между значениями, имеющими одинаковое поверхностное регулирование.

**С.2.4 Цилиндр с жестким соединением с основанием: нагружение - гидростатическое внутреннее давление**



$$\sigma_{MT\theta} = p_{n0} \frac{r}{t}$$

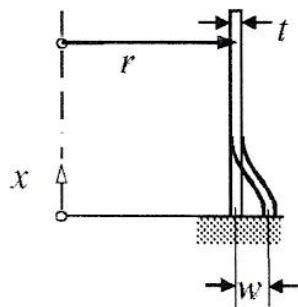
BC1r



Максимальное $\sigma_{sx}$	Максимальное $\sigma_{s\theta}$	Максимальное $\tau$ $x_n$	Максимальное $\sigma$ $eq,s$	Максимальное $\sigma$ $eq,m$
$k_x \sigma_{MTx}$	$k_\theta \sigma_{MTx}$	$k_\tau \sqrt{t/r} \sigma_{MTx}$	$k_{eq,s} \sigma_{MTx}$	$k_{eq,m} \sigma_{MTx}$

$\left(\frac{\sqrt{rt}}{\ell_p}\right)$	$k_x$	$k_\theta$	$k_\tau$	$k_{eq,s}$	$k_{eq,m}$
0	1,816	1,080	1,169	1,614	1,043
0,2	1,533	0,733	1,076	1,363	0,647

**С.2.5 Цилиндр с жестким соединением с основанием: радиальное смещение нижней части корпуса наружу**

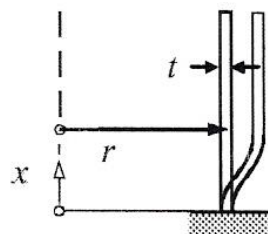


$$\sigma_{MT\theta} = \frac{wE}{r}$$

BC1r

Максимальное $\sigma_{sx}$	Максимальное $\sigma_{s\theta}$	Максимальное $\tau$ $x_n$	Максимальное $\sigma$ $eq,s$	Максимальное $\sigma$ $eq,m$
$1,816 \sigma_{MT\theta}$	$1,545 \sigma_{MT\theta}$	$1,169 \sqrt{t/r} \sigma_{MT\theta}$	$2,081 \sigma_{MT\theta}$	$1,000 \sigma_{MT\theta}$

**С.2.6 Цилиндр с жестким соединением с основанием: радиальное смещение верхней части корпуса наружу**



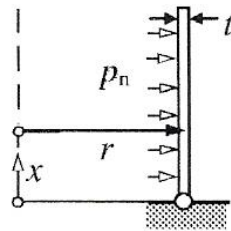
$$\sigma_{MT\theta} = \alpha ET$$

BC1r

Максимальное $\sigma_{sx}$	Максимальное $\sigma_{s\theta}$	Максимальное $\tau$ $x_n$	Максимальное $\sigma$ $eq,s$	Максимальное $\sigma$ $eq,m$
$1,816 \sigma_{MT\theta}$	$1,545 \sigma_{MT\theta}$	$1,169 \sqrt{t/r} \sigma_{MT\theta}$	$2,081 \sigma_{MT\theta}$	$1,000 \sigma_{MT\theta}$

### С.3 Неподкрепленные цилиндрические оболочки с шарнирным закреплением к основанию

#### С.3.1 Цилиндр шарнирно закреплен к основанию: нагружение - равномерное внутреннее давление

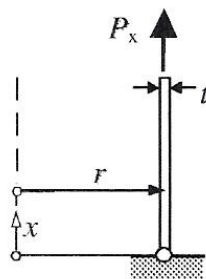


$$\sigma_{MT\theta} = p_n \frac{r}{t}$$

BC1f

Максимальное $\sigma_{sx}$	Максимальное $\sigma_{s\theta}$	Максимальное $\tau$ $x_n$	Максимальное $\sigma$ $eq,s$	Максимальное $\sigma$ $eq,m$
$\pm 0,585 \sigma_{MT\theta}$	$+1,125 \sigma_{MT\theta}$	$0,583 \sqrt{t/r} \sigma_{MT\theta}$	$1,126 \sigma_{MT\theta}$	$1,067 \sigma_{MT\theta}$

#### С.3.2 Цилиндр шарнирно закреплен к основанию: нагружение - осевая нагрузка

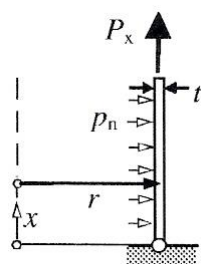


$$\sigma_{MTx} = \frac{P_x}{t}$$

BC1f

Максимальное $\sigma_{sx}$	Максимальное $\sigma_{s\theta}$	Максимальное $\tau$ $x_n$	Максимальное $\sigma$ $eq,s$	Максимальное $\sigma$ $eq,m$
$+1,176 \sigma_{MTx}$	$+0,300 \sigma_{MTx}$	$0,175 \sqrt{t/r} \sigma_{MTx}$	$1,118 \sigma_{MTx}$	$1,010 \sigma_{MTx}$

#### С.3.3 Цилиндр шарнирно закреплен к основанию: нагружение - равномерное внутреннее давление с осевой нагрузкой



$$\sigma_{MT\theta} = p_{n0} \frac{r}{t}$$

$$\sigma_{MTx} = \frac{P_x}{t}$$

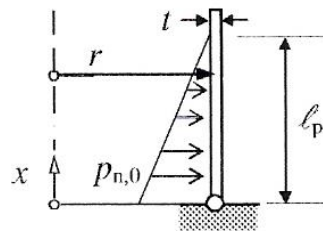
BC1f

$$\text{Maximum } \sigma_{eqm} = \sigma_{MTx} \sqrt{1 - \left( \frac{\sigma_{MTx}}{\sigma_{MT\theta}} \right) + \left( \frac{\sigma_{MTx}}{\sigma_{MT\theta}} \right)^2}$$

$$\text{Maximum } \sigma_{\text{eq},s} = k \cdot \sigma_{\text{MT}\theta}$$

$\left( \frac{\sigma_{\text{MT}x}}{\sigma_{\text{MT}\theta}} \right)$	-2,0	-1,0	-0,5	0,0	0,25	0,50	1,00	2,0
k	3,146	3,075	1,568	1,126	0,971	0,991	1,240	1,943

### С.3.4 Цилиндр шарнирно закреплен к основанию: нагружение - гидростатическое внутреннее давление



$$\sigma_{\text{MT}\theta} = p_{n0} \frac{r}{t}$$

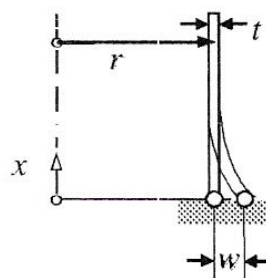
BC1f

Максимальное $\sigma_{sx}$	Максимальное $\sigma_{s\theta}$	Максимальное $\tau_{xn}$	Максимальное $\sigma_{\text{eq},s}$	Максимальное $\sigma_{\text{eq},m}$
$k_x \sigma_{\text{MT}\theta}$	$k_\theta \sigma_{\text{MT}\theta}$	$k_\tau \sqrt{t/r} \sigma_{\text{MT}\theta}$	$k_{\text{eq},s} \sigma_{\text{MT}\theta}$	$k_{\text{eq},m} \sigma_{\text{MT}\theta}$

$\left( \frac{\sqrt{rt}}{l_p} \right)$	$k_x$	$k_\theta$	$k_\tau$	$k_{\text{eq},s}$	$k_{\text{eq},m}$
0	0,585	1,125	0,583	1,126	1,067
0,2	0,585	0,873	0,583	0,919	0,759

Линейная интерполяция в  $\left( \frac{\sqrt{rt}}{l_p} \right)$  может использоваться для различных значений  $l_p$ .

### С.3.5 Цилиндр шарнирно закреплен к основанию: нагружение - радиальное смещение нижней части наружу

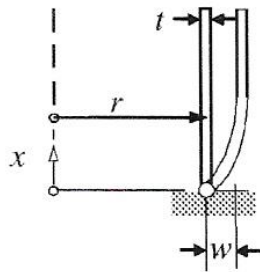


$$\sigma_{\text{MT}\theta} = \frac{wE}{r}$$

BC1f

Максимальное $\sigma_{sx}$	Максимальное $\sigma_{s\theta}$	Максимальное $\tau$ $x_n$	Максимальное $\sigma$ $eq,s$	Максимальное $\sigma$ $eq,m$
$\pm 0,585 \sigma_{MT\theta}$	$1,000 \sigma_{MT\theta}$	$0,583 \sqrt{t/r} \sigma_{MT\theta}$	$1,000 \sigma_{MT\theta}$	$1,000 \sigma_{MT\theta}$

**С.3.6 Цилиндр шарнирно закреплен к основанию: нагружение - равномерное повышение температуры**



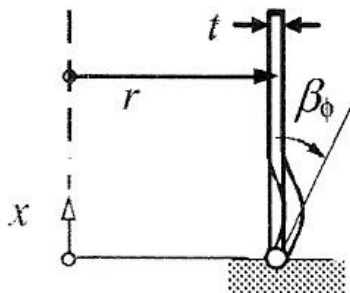
$$\sigma_{MT\theta} = \alpha E T$$

$$w = \alpha r T$$

BC1f

Максимальное $\sigma_{sx}$	Максимальное $\sigma_{s\theta}$	Максимальное $\tau$ $x_n$	Максимальное $\sigma$ $eq,s$	Максимальное $\sigma$ $eq,m$
$\pm 0,585 \sigma_{MT\theta}$	$1,000 \sigma_{MT\theta}$	$0,583 \sqrt{t/r} \sigma_{MT\theta}$	$1,000 \sigma_{MT\theta}$	$1,000 \sigma_{MT\theta}$

**С.3.7 Цилиндр шарнирно закреплен к основанию: нагружение - вращение линии раздела**

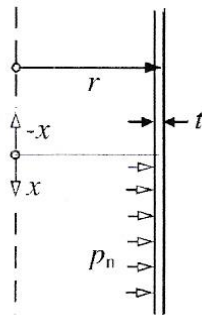


$$\sigma_{MT\theta} = E \sqrt{\frac{t}{r}} \cdot \beta_{\phi}$$

BC1f

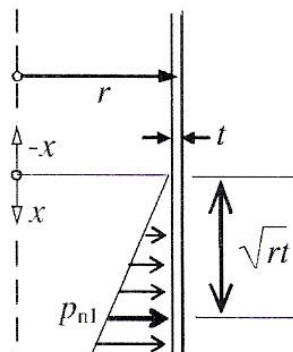
Максимальное $\sigma_{sx}$	Максимальное $\sigma_{s\theta}$	Максимальное $\tau$ $x_n$	Максимальное $\sigma$ $eq,s$	Максимальное $\sigma$ $eq,m$
$\pm 1,413 \sigma_{MT\theta}$	$0,470 \sigma_{MT\theta}$	$0,454 \sqrt{t/r} \sigma_{MT\theta}$	$1,255 \sigma_{MT\theta}$	$0,251 \sigma_{MT\theta}$

**С.4 Внутренние условия в нежестких цилиндрических оболочках**

**С.4.1 Цилиндр: ступенчатое изменение внутреннего давления**

$$\sigma_{MT\theta} = p_n \frac{r}{t}$$

Максимальное $\sigma_{sx}$	Максимальное $\sigma_{s\theta}$	Максимальное $\tau$ $xn$	Максимальное $\sigma$ $eq,s$	Максимальное $\sigma$ $eq,m$
$\pm 0,293 \sigma_{MT\theta}$	$1,0620 \sigma_{MT\theta}$	$0,467 \sqrt{t/r} \sigma_{MT\theta}$	$1,056 \sigma_{MT\theta}$	$1,033 \sigma_{MT\theta}$

**С.4.2 Цилиндр: прекращение гидростатического внутреннего давления**

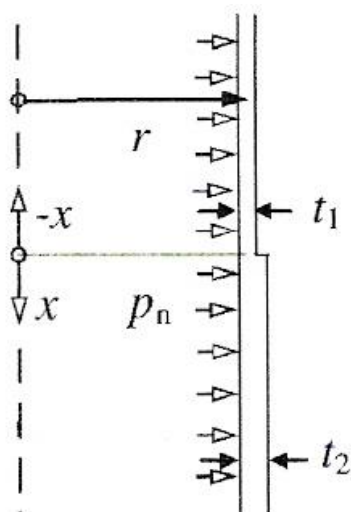
$$\sigma_{MT\theta} = p_{n1} \frac{r}{t}$$

$p_{n1}$  — давление на глубине  $\sqrt{rt}$  под поверхностью

Максимальное $\sigma_{sx}$	Максимальное $\sigma_{s\theta}$	Максимальное $\tau$ $xn$	Максимальное $\sigma$ $eq,s$	Максимальное $\sigma$ $eq,m$
$k_x \sigma_{MT\theta}$	$k_\theta \sigma_{MT\theta}$	$k_\tau \sqrt{t/r} \sigma_{MT\theta}$	$k_{eq,s} \sigma_{MT\theta}$	$k_{eq,m} \sigma_{MT\theta}$

$k_x$	$k_\theta$	$k_\tau$	$k_{eq,s}$	$k_{eq,m}$
-1,060	0,510	0,160	1,005	0,275

## С.4.3 Цилиндр: ступенчатое изменение толщины



$$\sigma_{MT\theta} = p_n \frac{r}{t_1}$$

Максимальное $\sigma_{sx}$	Максимальное $\sigma_{s\theta}$	Максимальное $\tau$ $x_n$	Максимальное $\sigma$ $eq,s$	Максимальное $\sigma$ $eq,m$
$k_x \sigma_{MT\theta}$	$k_\theta \sigma_{MT\theta}$	$k_\tau \sqrt{t/r} \sigma_{MT\theta}$	$k_{eq,s} \sigma_{MT\theta}$	$k_{eq,m} \sigma_{MT\theta}$

$\left(\frac{t_1}{t_2}\right)$	$k_x$	$k_\theta$	$k_\tau$	$k_{eq,s}$	$k_{eq,m}$
1,0	0,05	1,0	0,0	1,0	1,0
0,8	0,0256	1,010	0,179	1,009	0,895
0,667	0,0862	1,019	0,349	1,015	0,815
0,571	0,168	1,023	0,514	1,019	0,750
0,5	0,260	1,027	0,673	1,023	0,694

## С.5 Кольцевой элемент жесткости на цилиндрической оболочке

## С.5.1 Цилиндр с кольцевым элементом жесткости: нагружение - радиальная сила на кольцо

Напряжения в оболочке должны определяться с использованием вычисленного значения  $w$  в данном пункте и введенного в выражения, приводящиеся в С.2.5.

В случае изменения толщины оболочки в месте расположения кольца необходимо применять метод, представленный в Пункте С.5.1.1.

### С.5.1.1 Переходные сочленения с однородной поддержкой

С.5.1.1.1 Эффективное сечение переходного сочленения должно оцениваться следующим образом:

Сегменты оболочки, которые сопрягаются в центре сочленения должны быть поделены на верхние (группа А) и нижние (группа В); см. рисунок 8.3 (а). С самого начала всеми сегментами кольчатой пластины на уровне центра сочленения можно пренебречь. Если к кольчатой пластине прикрепить вертикальную подпорку в другой радиальной координатой относительно центра сочленения, ее, наряду с другими сегментами, можно рассматривать в качестве сегмента оболочки; см. рисунок 8.3.

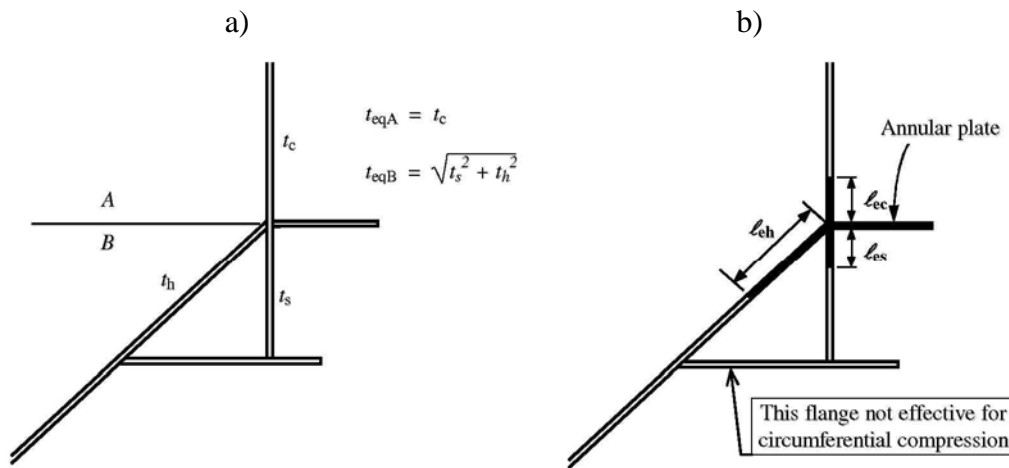


Рисунок 8.3 — Эффективное сечение цилиндра, хоппера и переходного кольца:

а — геометрия;

б — эффективность кольцевой балки при сжатии  
в окружном направлении

С.5.1.1.2 Согласно СН РК EN 1993-4-1, эквивалентная толщина сегментов  $t_{eqA}$  и  $t_{eqB}$  в каждой группе определяется, исходя из следующих выражений:

$$t_{eqA} = \sqrt{\sum_A t^2}$$

$$t_{eqB} = \sqrt{\sum_B t^2}$$

С.5.1.1.3 Соотношение  $\alpha$  — более тонких сегментов к более толстым сегментам соответствующей группы листов — должно определяться, исходя из выражения:

$$\alpha = \frac{(t_{eq})_{thinner}}{(t_{eq})_{thicker}}$$

при:

$$(t_{eq})_{thinner} = \min(t_{eqA}, t_{eqB})$$

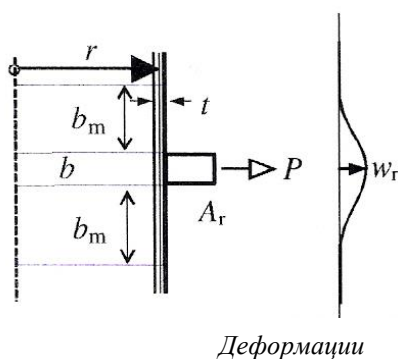
$$(t_{eq})_{thicker} = \max(t_{eqA}, t_{eqB})$$

С.5.1.1.4 В одной из двух групп с более тонкими листами эффективная длина каждого сегмента оболочки должна определяться исходя из выражения СН РК EN 1993-4-1:

$$\ell_{el} = 0,778 \sqrt{\frac{rt}{\cos \beta}}$$

где  $\beta$  — угол между центральной линией оболочки и осевой линией бункера (неполный угол в вершине конуса) для данного листа. Полезная площадь поперечного сечения каждого сегмента оболочки должна определяться исходя из выражения:

$$A_{el} = \ell_{el} t$$



$$w = w_r$$

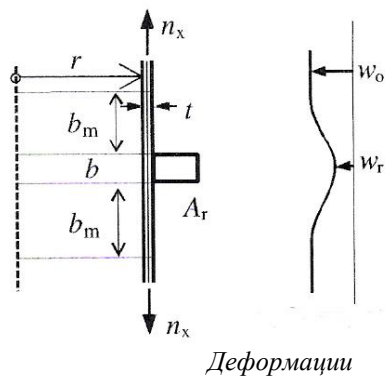
$$\left( \frac{wE}{r} \right) = \frac{P \cdot r}{A_r + (b + 2b_m)t}$$

$$b_m = 0,778\sqrt{rt}$$

$$\sigma_{\theta r} = \frac{P \cdot r}{A_r + (b + 2b_m)t}$$

## С.5.2 Цилиндр с кольцевым элементом жесткости: нагружение - осевая нагрузка

Напряжения в оболочке должны определяться с использованием вычисленного значения  $w$  в данном пункте и введенного в выражения, приводящиеся в С.2.5 и С.2.2.



$$\sigma_{MTx} = \frac{n_x}{t}$$

$$w_r = w_0 \frac{(b + 2b_m)t}{A_r + (b + 2b_m)t}$$

$$w = w_r - w_0$$

$$w = -w_0 \frac{A_r}{A_r + (b + 2b_m)t}$$

$$w_0 = -v\sigma_{MTx} \frac{r}{E}$$

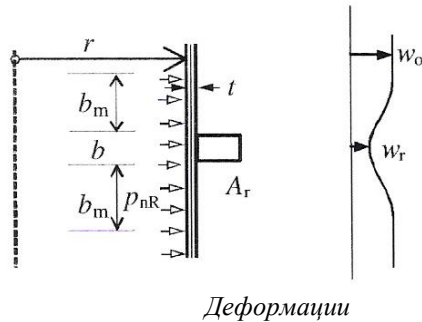
$$\sigma_{\theta r} = E \frac{w_r}{r}$$

$$b_m = 0,778\sqrt{rt}$$



### С.5.3 Цилиндр с кольцевым элементом жесткости: нагружение - равномерное внутреннее давление

Напряжения в оболочке должны определяться с использованием вычисленного значения  $w$  в данном пункте и введенного в выражения, приводящиеся в С.2.5 и С.2.1.



$$\sigma_{MT0} = \frac{p_n r}{t} \quad w_r = w_0(1 - k)$$

$$w = -w_0 k$$

$$w = w_r - w_0$$

$$k = \frac{A_r}{A_r + (b + 2b_m)t}$$

$$w_0 = \sigma_{MT0} \frac{r}{E}$$

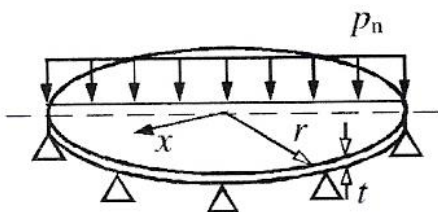
$$\sigma_{\theta r} = E \frac{w_r}{r}$$

Максимальное $\sigma_{sx}$	Максимальное $\sigma_{s\theta}$	Максимальное $\tau$ хп	Максимальное $\sigma$ eq,s	Максимальное $\sigma$ eq,m
$k_x \sigma_{MT0}$	$k_\theta \sigma_{MT0}$	$k_\tau \sqrt{t/r} \sigma_{MT0}$	$k_{eq,s} \sigma_{MT0}$	$k_{eq,m} \sigma_{MT0}$

k	$k_x$	$k_\theta$	$k_\tau$	$k_{eq,s}$	$k_{eq,m}$
1,0	1,816	1,080	1,169	1,614	1,043
0,75	1,312	1,060	0,877	1,290	1,032
0,50	0,908	1,040	0,585	1,014	1,021
0,0	0,0	1,000	0,0	1,000	1,000

## С.6 Круглые пластины с осесимметричными граничными условиями

### С.6.1 Пластина с простой поддерживаемой линией раздела: нагружение - равномерная нагрузка



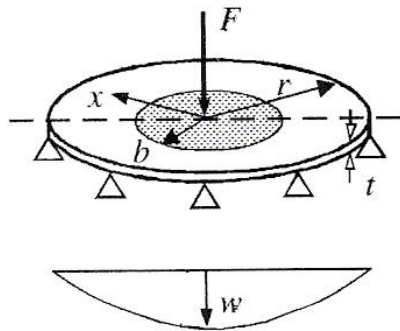
Искривленный профиль

$$\max. \sigma_{xb} = 1,238 p_n \left( \frac{r}{t} \right)^2$$

$$\max. \sigma_{\theta b} = 1,238 p_n \left( \frac{r}{t} \right)^2$$

$$p_{n,y} = 0,808 \left( \frac{t}{r} \right)^2 f_y$$

### С.6.2 Пластина с локально распределенной нагрузкой: нагружение - простая поддерживаемая линия раздела



Искривленный профиль

Равномерное давление  $p_n$  на круглом участке с радиусом  $b$

$$F = p_n \pi b^2 \quad b < 0,2r$$

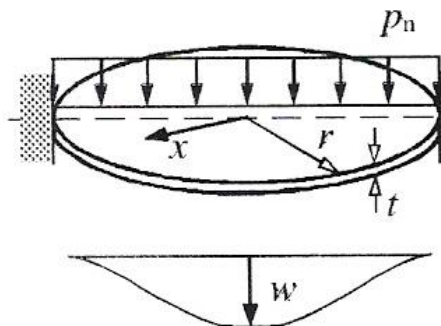
$$w = 0,606 \frac{Fr^2}{Et^3}$$

$$\max. \sigma_{xb} = \max.$$

$$\sigma_{0b} = 0,621 \frac{F}{t^2} \left( 1n \frac{b}{r} + 0,769 \right)$$

$$F_y = 1,611 \frac{t^2}{\left( 1n \frac{b}{r} + 0,769 \right)} f_y$$

### С.6.3 Пластина с фиксированной линией раздела: нагружение - равномерная нагрузка



Искривленный профиль

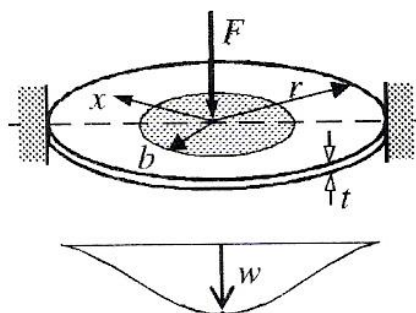
$$w = 0,1716 \frac{p_n r^4}{Et^3}$$

$$\sigma_0 = p_n \left( \frac{r}{t} \right)^2$$

$$p_{n,y} = 0,50 \left( \frac{t}{r} \right)^2 f_y \quad (\text{на краю})$$

Максимальное $\sigma_{bx}$ в центре	Максимальное $\sigma_{b\theta}$ в центре	Максимальное $\sigma_{eq}$ в центре	Максимальное $\sigma_{bx}$ на краю	Максимальное $\sigma_{b\theta}$ на краю	Максимальное $\sigma_{eq}$ на краю
0,488 $\sigma_0$	0,488 $\sigma_0$	0,488 $\sigma_0$	0,75 $\sigma_0$	0,225 $\sigma_0$	0,667 $\sigma_0$

### С.6.4 Пластина с фиксированной линией раздела: локально распределенная нагрузка



Искривленный профиль

Равномерное давление  $p_n$  на круглом участке

с радиусом  $b$

$$F = p_n \pi b^2 \quad b < 0,2r$$

$$w = 0,217 \frac{Fr^2}{Et^3}$$

$$\sigma_0 = \frac{F}{t^2} \quad F_y = 1,611 \frac{t^2}{\left(1n \frac{b}{r}\right)} f_y$$

в центре

Максимальное $\sigma_{bx}$ в центре	Максимальное $\sigma_{b\theta}$ в центре	Максимальное $\sigma_{eq}$ в центре	Максимальное $\sigma_{bx}$ на краю	Максимальное $\sigma_{b\theta}$ на краю	Максимальное $\sigma_{eq}$ на краю
$0,621 \left(1n \frac{b}{r}\right) \sigma_0$	$0,621 \left(1n \frac{b}{r}\right) \sigma_0$	$0,621 \left(1n \frac{b}{r}\right) \sigma_0$	$0,477 \sigma_0$	$0,143 \sigma_0$	$0,424 \sigma_0$

## Приложение D (обязательное)

### Формулы напряжений при продольном изгибе

#### D.1 Неподкрепленные цилиндрические оболочки с постоянной толщиной стенки

##### D.1.1 Система обозначений и граничные условия

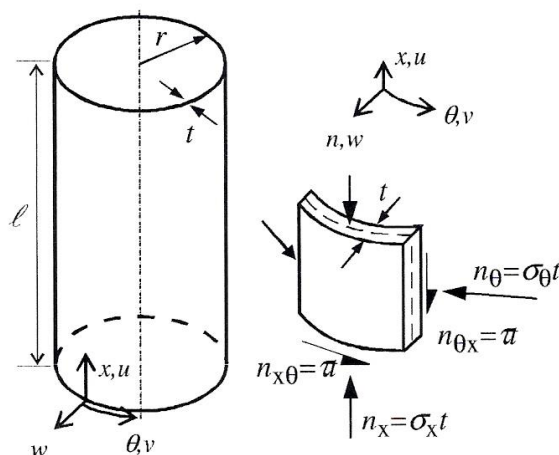
###### D.1.1.1 Геометрические величины

$\ell$  — длина цилиндра между определенными линиями раздела

$r$  — радиус средней поверхности цилиндра

$t$  — толщина оболочки

$\Delta w_k$  — характеристическая амплитуда дефекта



**Рисунок D.1 — Геометрия цилиндра, мембранные напряжения  
и главные векторы напряжений**

D.1.1.2 Соответствующие граничные условия приводятся в 2.3, 5.2.2 и 8.3.

##### D.1.2 Меридиональное (осевое) сжатие

###### D.1.2.1 Критические меридиональные напряжения при продольном изгибе

D.1.2.1.1 Следующие выражения можно применять только для оболочек с граничными условиями BC 1 или BC 2 на обоих гранях.

D.1.2.1.2 Длина сегмента оболочки характеризуется в исчислении параметра безразмерной длины  $\omega$ :

$$\omega = \frac{\ell}{r} \sqrt{\frac{r}{t}} = \frac{\ell}{\sqrt{rt}} \quad (D.1)$$

D.1.2.1.3 Упругое критическое меридиональное напряжение при продольном изгибе с использованием значения  $C_x$  из D.1.2.1.4, D.1.2.1.5 или D.1.2.1.6, следует получать следующим образом:

$$\sigma_{x,Rcr} = 0,605 E C_x \frac{t}{r}. \quad (D.2)$$

D.1.2.1.4 Для цилиндров средней длины, которые определяются:

$$1,7 \leq \omega \leq 0,5 \frac{r}{t}, \quad (D.3)$$

Коэффициент  $C_x$  принимается:

$$C_x = 1,0. \quad (D.4)$$

D.1.2.1.5 Для коротких цилиндров, которые определяются:

$$\omega \leq 1,7. \quad (D.5)$$

коэффициент  $C_x$  может быть:

$$C_x = 1,36 - \frac{1,83}{\omega} + \frac{2,07}{\omega^2} \quad (D.6)$$

D.1.2.1.6 Для длинных цилиндров, которые определяются:

$$\omega > 0,5 \frac{r}{t} \quad (D.7)$$

коэффициент  $C_x$  может быть вычислен:

$$C_x = C_{x,N} \quad (D.8)$$

где  $C_{x,N}$  больше величины:

$$C_{x,N} = 1 + \frac{0,2}{C_{xb}} \left[ 1 - 2\omega \frac{t}{r} \right] \quad (D.9)$$

и

$$C_{x,N} = 0,60, \quad (D.10)$$

где  $C_{xb}$  — параметр, зависящий от граничных условий и берущийся из Таблицы D.1.

**Таблица D.1 — Параметр  $C_{xb}$  по влиянию граничных условий на упругое критическое меридиональное напряжение при продольном изгибе в длинных цилиндрах**

Случай	Конец цилиндра	Граничное условие	$C_{xb}$
1	Конец 1 Конец 2	BC 1 BC 1	6
2	Конец 1 Конец 2	BC 1 BC 2	3
3	Конец 1 Конец 2	BC 2 BC 2	1

D.1.2.1.7 Для длинных цилиндров, как определяется в D.1.2.1.6, которые удовлетворяют следующим условиям:

$$\frac{r}{t} \leq 150 \text{ и } \omega \leq 6 \left( \frac{r}{t} \right) \text{ и } 500 \leq \frac{E}{f_{y,k}} \leq 1000 \quad (D.11)$$

коэффициент  $C_x$  может альтернативно устанавливаться:

$$C_x = C_{x,N} \left( \frac{\sigma_{xE,N}}{\sigma_{xE}} \right) + \left( \frac{\sigma_{xE,M}}{\sigma_{xE}} \right) \quad (D.12)$$

где  $\sigma_{xE}$  — проектное значение меридионального напряжения  $\sigma_{x,Ed}$ ;

$\sigma_{xE,N}$  — компонент  $\sigma_{x,Ed}$ , который определяется из осевого сжатия (компонент равномерный по окружности);

$\sigma_{xE,M}$  — компонент  $\sigma_{x,Ed}$ , который определяется из трубчатого общего изгиба (пиковое значение компонента, изменяющегося по окружности).

Следующее более простое выражение можно также использовать вместо выражения (D.12):

$$C_x = 0,60 + 0,40 \left( \frac{\sigma_{xE,M}}{\sigma_{xE}} \right) \quad (D.13)$$

### D.1.2.2 Меридиональные параметры продольного изгиба

D.1.2.2.1 Коэффициент уменьшения меридионального упругого дефекта  $\alpha_x$  следует определять, используя следующее выражение:

$$\alpha_x = \frac{0,62}{1 + 1,91(\Delta w_k / t)^{1,44}} \quad (D.14)$$

где  $\Delta w_k$  — характеристическая амплитуда дефекта:

$$\Delta w_k = \frac{1}{Q} \sqrt{\frac{r}{t}} \cdot t \quad (D.15)$$

где  $Q$  является параметром качества изготовления по меридиональному сжатию.

D.1.2.2.2 Параметр качества изготовления  $Q$  должен браться из Таблицы D.2 по требуемому классу качества с допусками на изготовление.

**Таблица D.2 — Значения параметра качества изготовления  $Q$**

Класс качества с допусками на изготовление	Описание	$Q$
Класс А	Отличное	40
Класс В	Высокое	25
Класс С	Нормальное	16

D.1.2.2.3 Коэффициент меридиональной гибкости сжатого элемента  $\bar{\lambda}_{x0}$ , коэффициент пластичности  $\beta$  и показатель степени взаимодействия  $\eta$  должны быть следующими:

$$\bar{\lambda}_{x0} = 0,20. \quad \beta = 0,60 \quad \eta = 1,0 \quad (D.16)$$

D.1.2.2.4 Для длинных цилиндров, которые удовлетворяют особым условиям D.1.2.1.7, коэффициент меридиональной гибкости сжатого элемента  $\bar{\lambda}_{x0}$  можно получить из:

$$\bar{\lambda}_{x0} = 0,20 + 0,10 \left( \frac{\sigma_{xE,M}}{\sigma_{xE}} \right) \quad (D.17)$$

где  $\sigma_{xE}$  — проектное значение меридионального напряжения  $\sigma_{x,Ed}$ ;

$\sigma_{xE,M}$  — компонент  $\sigma_{x,Ed}$ , который определяется из трубчатого общего изгиба (пиковое значение компонента, изменяющегося по окружности).

D.1.2.2.5 Нет необходимости проверять цилиндры по меридиональному продольному изгибу оболочки, если они удовлетворяют следующему требованию:

$$\frac{r}{t} \leq 0,03 \frac{E}{f_{yk}} \quad (D.18)$$

### D.1.3 Круговое сжатие (обруч)

#### D.1.3.1 Критические круговые напряжения при продольном изгибе

D.1.3.1.1 Следующие выражения можно применять к оболочкам со всеми граничными условиями.

D.1.3.1.2 Длина сегмента оболочки должна характеризоваться, исходя из параметра безразмерной длины  $\omega$ :

$$\omega = \frac{\ell}{r} \sqrt{\frac{r}{t}} = \frac{\ell}{\sqrt{rt}} \quad (D.19)$$

D.1.3.1.3 Для цилиндров средней длины, которые определяются:

$$20 \leq \frac{\omega}{C_{\theta}} \leq 1,63 \frac{r}{t} \quad (D.20)$$

Упругое критическое круговое напряжение при продольном изгибе должно определяться по следующему выражению:

$$\sigma_{\theta,Rcr} = 0,92E \left( \frac{C_{\theta}}{\omega} \right) \left( \frac{t}{r} \right) \quad (D.21)$$

D.1.3.1.4 Коэффициент  $C_{\theta}$  берется из Таблицы D.3 со значением, которое зависит от граничных условий, см. 5.2.2 и 8.3.

D.1.3.1.5 Для коротких цилиндров, которые определяются:

$$\frac{\omega}{C_{\theta}} < 20 \quad (D.22)$$

Упругое критическое круговое напряжение при продольном изгибе должно определяться следующим образом:

$$\sigma_{\theta,Rcr} = 0,92E \left( \frac{C_{\theta s}}{\omega} \right) \left( \frac{t}{r} \right) \quad (D.23)$$

D.1.3.1.6 Коэффициент  $C_{\theta s}$  берется из Таблицы D.4 со значением, которое зависит от граничных условий, см. 5.2.2 и 8.3.

**Таблица D.3 — Коэффициенты напряжения при продольном изгибе с внешним давлением  $C_\theta$  для цилиндров средней длины**

Случай	Конец цилиндра	Граничное условие	Значение $C_\theta$
1	Конец 1 Конец 2	BC 1 BC 1	1,5
2	Конец 1 Конец 2	BC 1 BC 2	1,25
3	Конец 1 Конец 2	BC 2 BC 2	1,0
4	Конец 1 Конец 2	BC 1 BC 3	0,6
5	Конец 1 Конец 2	BC 2 BC 3	0
6	Конец 1 Конец 2	BC 3 BC 3	0

**Таблица D.4 — Коэффициенты напряжения при продольном изгибе с внешним давлением  $C_{\theta s}$  для коротких цилиндров**

Случай	Конец цилиндра	Граничное условие	Значение $C_{\theta s}$
1	Конец 1 Конец 2	BC 1 BC 1	$1,5 + \frac{10}{\omega^2} - \frac{5}{\omega^3}$
2	Конец 1 Конец 2	BC 1 BC 2	$1,25 + \frac{8}{\omega^2} - \frac{4}{\omega^3}$
3	Конец 1 Конец 2	BC 2 BC 2	$1,0 + \frac{3}{\omega^{1,35}}$
4	Конец 1 Конец 2	BC 1 BC 3	$0,6 + \frac{1}{\omega^2} - \frac{0,3}{\omega^3}$
где $\omega = \frac{\ell}{\sqrt{rt}}$			

D.1.3.1.7 Для длинных цилиндров, которые определяются:

$$\frac{\omega}{C_\theta} > 1,63 \frac{r}{t} \quad (D.24)$$

Упругое критическое круговое напряжение при продольном изгибе должно определяться следующим образом:

$$\sigma_{\theta, Rcr} = E \left( \frac{t}{r} \right)^2 \left[ 0,275 + 2,03 \left( \frac{C_\theta}{\omega} \cdot \frac{r}{t} \right)^4 \right] \quad (D.25)$$



**D.1.3.2 Круговые параметры продольного изгиба**

D.1.3.2.1 Коэффициент уменьшения кругового упругого дефекта следует брать из Таблицы D.5 по требуемому классу качества с допусками на изготовление.

**Таблица D.5 — Значения  $\alpha_\theta$ , основывающиеся на качестве изготовления**

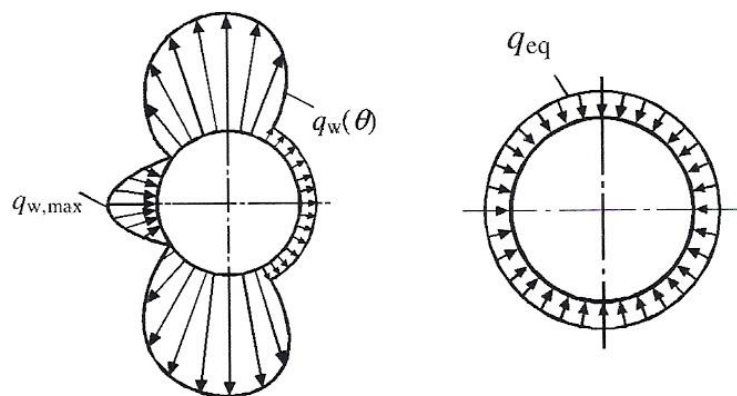
Класс качества с допусками на изготовление	Описание	$\alpha_\theta$
Класс А	Отличное	0,75
Класс В	Высокое	0,65
Класс С	Нормальное	0,50

D.1.3.2.2 Коэффициент круговой гибкости сжатого элемента  $\bar{\lambda}_{\theta 0}$ , коэффициент пластичности  $\beta$  и показатель степени взаимодействия  $\eta$  должны быть следующими:

$$\bar{\lambda}_{\theta 0} = 0,40. \quad \beta = 0,60 \quad \eta = 1,0 \quad (D.26)$$

D.1.3.2.3 Нет необходимости проверять цилиндры по круговому продольному изгибу оболочки, если они удовлетворяют следующему требованию:

$$\frac{r}{t} \leq 0,21 \sqrt{\frac{E}{f_{yk}}}$$



а) Распределение ветрового давления вокруг оболочки

б) Распределение эквивалентного осесимметричного давления

**Рисунок D.2 — Преобразование типичного распределения внешнего давления ветровой нагрузки**

D.1.3.2.4 Неравномерное распределение давления  $q_w$ , возникающего в результате внешней ветровой нагрузки на цилиндры (см. Рисунок D.2) можно, для цели проектирования потери устойчивости при продольном изгибе, заменить эквивалентным равномерным внешним давлением:

$$q_{eq} = k_w \cdot q_{w,max} \quad (D.28)$$

где  $q_{w,max}$  является максимальным ветровым давлением, а  $k_w$  определяется следующим образом:

$$k_w = 0,46 \left( 1 + 0,1 \sqrt{\frac{C_\theta}{\omega} \cdot \frac{r}{t}} \right) \quad (D.29)$$

Со значением  $k_w$ , находящимся в пределах  $0,65 \leq k_w \leq 1$ , значение  $C_\theta$  берется из Таблицы D.3 согласно граничным условиям.

D.1.3.2.5 Проектное круговое напряжение, которое вводится в 8.5, исходит из:

$$\sigma_{\theta,Ed} = (q_{eq} + q_s) \left( \frac{r}{t} \right) \quad (D.30)$$

где  $q_s$  — представляет внутреннее подсасывание, вызываемое подводом воздуха, внутренним частичным разрежением или другими явлениями.

#### D.1.4 Сдвиг

##### D.1.4.1 Критическое напряжение при продольном изгибе в случае сдвига

D.1.4.1.1 Следующие выражения должны применяться только для оболочек с граничными условиями BC1 или BC2 на обеих гранях.

D.1.4.1.2 Длина сегмента оболочки должна характеризоваться, исходя из параметра безразмерной длины  $\omega$ .

$$\omega = \frac{\ell}{r} \sqrt{\frac{r}{t}} = \frac{\ell}{\sqrt{rt}} \quad (D.31)$$

D.1.4.1.3 Упругое критическое напряжение при продольном изгибе в случае сдвига можно получить из:

$$\tau_{x\theta,Rcr} = 0,75 E C_\tau \sqrt{\frac{1}{\omega} \left( \frac{t}{r} \right)} \quad (D.32)$$

D.1.4.1.4 Для цилиндров средней длины, которые определяются:

$$10 \leq \omega \leq 8,7 \frac{r}{t} \quad (D.33)$$

коэффициент  $C_\tau$  можно получить из:

$$C_\tau = 1,0 \quad (D.34)$$

D.1.4.1.5 Для коротких цилиндров, которые определяются:

$$\omega < 10 \quad (D.35)$$

коэффициент  $C_\tau$  можно получить из:

$$C_\tau = \sqrt{1 + \frac{42}{\omega^3}} \quad (D.36)$$

D.1.4.1.6 Для длинных цилиндров, которые определяются:

$$\omega > 8,7 \frac{r}{t} \quad (D.37)$$

коэффициент  $C_\tau$  можно получить из:

$$C_\tau = \frac{1}{3} \sqrt{\omega \frac{t}{r}} \quad (D.38)$$

**D.1.4.2 Параметры продольного изгиба в случае сдвига**

D.1.4.2.1 Коэффициент уменьшения упругого дефекта в случае сдвига следует брать из Таблицы D.6 по требуемому классу качества с допусками на изготовление.

**Таблица D.6 — Значения  $\alpha_\tau$ , основывающиеся на качестве изготовления**

Класс качества с допусками на изготовление	Описание	$\alpha_\tau$
Класс А	Отличное	0,75
Класс В	Высокое	0,65
Класс С	Нормальное	0,50

D.1.4.2.2 Коэффициент гибкости сжатого элемента при сдвиге  $\bar{\lambda}_{\tau 0}$ , коэффициент пластичности  $\beta$  и показатель степени взаимодействия  $\eta$  должны быть следующими:

$$\bar{\lambda}_{\tau 0} = 0,40. \quad \beta = 0,60 \quad \eta = 1,0 \quad (D.39)$$

D.1.4.2.3 Нет необходимости проверять цилиндры по продольному изгибу оболочки при сдвиге, если они удовлетворяют следующему требованию:

$$\frac{r}{t} \leq 0,16 \left[ \frac{E}{f_{yk}} \right]^{0,67} \quad (D.40)$$

**D.1.5 Меридиональное (осевое) сжатие при наличии внутреннего давления****D.1.5.1 Критическое напряжение при продольном изгибе с давлением**

D.1.5.1.1 Упругое критическое меридиональное напряжение при продольном изгибе  $\sigma_{x,Rcr}$  можно принимать, как не подвергающееся воздействию имеющегося внутреннего давления, и может быть получено из D.1.2.1.

**D.1.5.2 Параметры меридионального продольного изгиба под давлением**

D.1.5.2.1 Напряжение меридионального продольного изгиба под давлением должно проверяться аналогично с тем же параметром, но не под давлением, как указывается в 8.5 и D.1.2.2. Однако, коэффициент уменьшения упругой деформации  $\alpha_x$ , без давления должен заменяться этим же коэффициентом под давлением  $\alpha_{xp}$ .

D.1.5.2.2 Коэффициент уменьшения упругой деформации под давлением  $\alpha_{xp}$  должен браться как меньшее из двух следующих значений:

$\alpha_{xpe}$  — коэффициент, охватывающий упругую стабилизацию, вызванную давлением;

$\alpha_{xrp}$  — коэффициент, охватывающий пластическую дестабилизацию, вызванную давлением.

D.1.5.2.3 Коэффициент  $\alpha_{xpe}$  получаем из следующих выражений:

$$\alpha_{xpe} = \alpha_x + (1 - \alpha_x) \left[ \frac{\bar{p}_s}{\bar{p}_s + 0,3 / \alpha_x^{0,5}} \right] \quad (D.41)$$

$$\bar{p}_s = \left( \frac{p_s}{\sigma_{x,Rcr}} \right) \left( \frac{r}{t} \right) \quad (D.42)$$

где  $p_s$  — наименьшее проектное значение локального внутреннего давления в месте расположения точки, которая оценивается и гарантированно сосуществует с меридиональным сжатием;

$\alpha_x$  — коэффициент уменьшения меридиональной упругой деформации без давления согласно D.1.2.2;

$\sigma_{x,Rcr}$  — упругое критическое меридиональное напряжение при продольном изгибе согласно D.1.2.1.3.

D.1.5.2.4 Коэффициент  $\alpha_{xpe}$  не должен применяться к длинным цилиндрам в соответствии с D.1.2.1.6. Кроме того, он не должен использоваться, если одно из двух следующих условий не удовлетворяется:

- цилиндр средней длины согласно D.1.2.1.4;
- цилиндр короткий согласно D.1.2.1.5 и  $C_x = 1$  было принято в D.1.2.1.3.

D.1.5.2.5 Коэффициент  $\alpha_{xpp}$  получаем из следующих выражений:

$$\alpha_{xpp} = \left\{ 1 - \left( \frac{\bar{p}_g}{\lambda_x} \right)^2 \right\} \left[ 1 - \frac{1}{1,12 + s^{3/2}} \right] \left[ \frac{s^2 + 1,21\lambda_x^{-2}}{s(s+1)} \right] \quad (D.43)$$

$$\bar{p}_g = \left( \frac{p_g}{\sigma_{x,Rcr}} \right) \left( \frac{r}{t} \right) \quad (D.44)$$

$$s = \frac{1}{400} \cdot \frac{r}{t} \quad (D.45)$$

где  $p_g$  — наибольшее проектное значение локального внутреннего давления в месте расположения точки, которая оценивается и может сосуществовать с меридиональным сжатием;

$\lambda_x$  — параметр безразмерной гибкости сжатой оболочки согласно 8.5.2.6;

$\sigma_{x,Rcr}$  — упругое критическое меридиональное напряжение при продольном изгибе согласно D.1.2.1.3.

## **D.1.6 Комбинации меридионального (осевого) сжатия, кругового (обруч) сжатия и сдвига**

D.1.6.1 Параметры взаимодействия продольного изгиба для использования в 8.5.3.3 можно получить из:

$$k_x = 1,25 + 0,75\chi_x \quad (D.46)$$

$$k_\theta = 1,25 + 0,75\chi_\theta \quad (D.47)$$

$$k_\tau = 1,75 + 0,25\chi_\tau \quad (D.48)$$

$$k_i = (\chi_x \cdot \chi_\theta)^2 \quad (D.49)$$

где  $\chi_x, \chi_\theta, \chi_\tau$  — коэффициент уменьшения продольного изгиба, определенные в 8.5.2, с использованием параметров продольного изгиба, приводящихся в D.1.2 — D.1.4.

D.1.6.2 Считается, что три компонента мембранного напряжения взаимодействуют в комбинации в любой точке оболочки за исключением точек, прилегающим к границам. Проверку взаимодействия продольного изгиба можно опустить по всем точкам, которые лежат в пределах длины граничной зоны  $\ell_R$ , прилегающей к любому концу цилиндрического сегмента. Значение  $\ell_R$  является меньшим из:

$$\ell_R = 0,1L \quad (D.50)$$

и

$$\ell_R \leq 0,16r\sqrt{r/t} \quad (D.51)$$

D.1.6.3 В случае, когда проверки взаимодействия продольного изгиба во всех точках оказываются затруднительными, следующие положения D.1.6.4 и D.1.6.5 позволяют провести более простую и осторожную оценку. Если максимальное значение любого мембранного напряжения, связанного с продольным изгибом в цилиндрической оболочке, возникает в пределах длины граничной зоны  $\ell_R$ , прилегающей к любому концу цилиндра, проверка взаимодействия согласно 8.5.3.3 может быть выполнена с использованием значений, определенных в D.1.6.4.

D.1.6.4 В случае, когда условия D.1.6.3 соблюдаются, максимальное значение каждого мембранного напряжения, связанного с продольным изгибом и возникающее в пределах свободной длины  $\ell_f$  (то есть вне граничных зон, см. Рисунок D.3a) можно использовать при проверке взаимодействия согласно 8.5.3.3, где:

$$\ell_f = L - 2\ell_R \quad (D.52)$$

D.1.6.5 Для длинных цилиндров, как определяется в D.1.2.1.6, группы, имеющие отношение к взаимодействию и вводящиеся в проверку взаимодействия, могут ограничиваться больше по сравнению положениями параграфов D.1.6.3 и D.1.6.4. Полагается, что напряжения, существующие в группах взаимодействия, можно тогда ограничить любым отрезком длины  $\ell_{int}$ , оказывающейся в пределах свободной остающейся длины  $\ell_f$  для проверки взаимодействия (см. Рисунок D.3b), где:

$$\ell_{int} = 1,3r\sqrt{r/t} \quad (D.53)$$

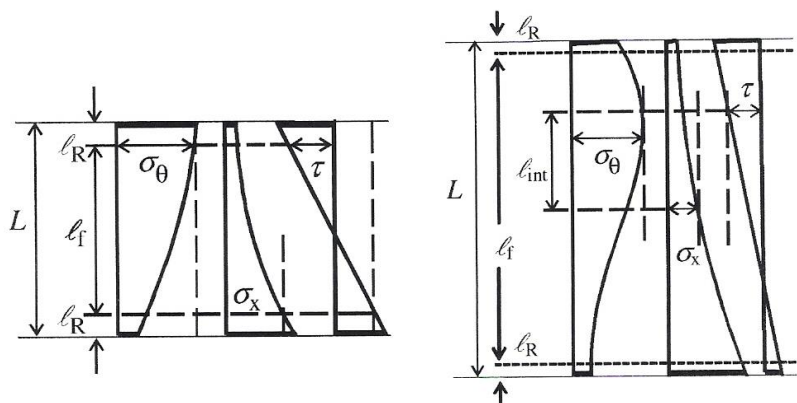


Рисунок D.3 — Примеры групп, связанных с взаимодействием, по компонентам мембранных напряжений

D.1.6.6 Если в параграфах D.1.6.3- D.1.6.5 не представляются специфические положения по определению относительных местоположений или разделений групп компонентов мембранного напряжения, которые связаны со взаимодействиями, и все еще требуется более простой и осторожный подход, максимальное значение каждого мембранного напряжения, вне зависимости от положения в оболочке, может использоваться в выражении (8.19).

## **D.2 Неподкрепленные цилиндрические оболочки со ступенчато изменяющейся толщиной стенки**

### **D.2.1 Общие положения**

#### **D.2.1.1 Система обозначений и граничные условия**

D.2.1.1.1 В данном разделе используются следующие обозначения:

$L$  — общая длина цилиндра;

$r$  — радиус средней поверхности цилиндра;

$j$  — целочисленный показатель, показывающий отдельные секции цилиндра с неизменяемой толщиной стенки (от  $j = 1$  до  $j = n$ );

$t_j$  — постоянная толщина стенки секции  $j$  цилиндра;

$\ell_j$  — длина секции цилиндра.

2. Следующие выражения можно использовать только для оболочек с граничными условиями BC 1 или BC 2 на обоих концах (см. 5.2.2 и 8.3), без всяких различий между ними.

#### **D.2.1.2 Геометрия и смещения стыков**

D.2.1.2.1 При условии, что толщина стенки цилиндра увеличивается постепенно и ступенчато снизу вверх (см. Рисунок D.5a), может применяться методика, представляемая в этом Разделе D.2.

D.2.1.2.2 Намеченные смещения  $e_0$  между пластинами прилегающих секций (см. Рисунок D.4) можно рассматривать как охваченные следующими выражениями при условии, что намеченное значение  $e_0$  меньше допустимого значения  $e_{0,p}$ , которое должно браться как меньшее из:

$$\ell_{0,p} = 0,5(t_{\max} - t_{\min}) \quad (D.54)$$

и

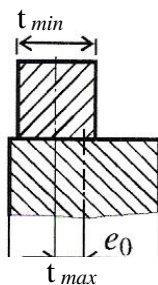
$$\ell_{0,p} = 0,5 t_{\min} \quad (D.55)$$

где  $t_{\max}$  — толщина более толстой пластины на стыке;

$t_{\min}$  — толщина более тонкой пластины на стыке.

D.2.1.2.3 Для цилиндров с допустимыми намеченными смещениями между пластинами прилегающих секций согласно D.2.1.2.2 радиус  $r$  можно брать как среднее значение всех секций.

D.2.1.2.4 Для цилиндров с нахлесточными стыками (соединения внахлестку) должны использоваться положения конструкции внахлестку, показанной на Рисунок D.3.



**Рисунок D.4 — Намеченное смещение  $e_0$  в оболочке, состыкованной впритык**

## **D.2.2 Меридиональное (осевое) сжатие**

D.2.2.1 Каждая секция цилиндра  $j$  длиной  $\ell_j$  должна рассматриваться как эквивалентный цилиндр с общей длиной  $\ell = L$  и с равномерной толщиной стенки  $t = t_j$  согласно D.1.2.

D.2.2.2 Для длинных эквивалентных цилиндров, как описывается в D.1.2.1 (6), параметр  $C_{xb}$  должен предварительно браться как  $C_{xb} = 1$ , если более подходящее значение не обеспечивается более тщательным анализом.

## **D.2.3 Круговое сжатие (обруч)**

### **D.2.3.1 Критические круговые напряжения при продольном изгибе**

D.2.3.1.1 Если цилиндр состоит из трех секций с разной толщиной стенок, методика, описываемая в D.2.3.1.4 — D.2.3.1.7, должна применяться по реальным секциям а, б и с, (см. Рисунок D.5b).

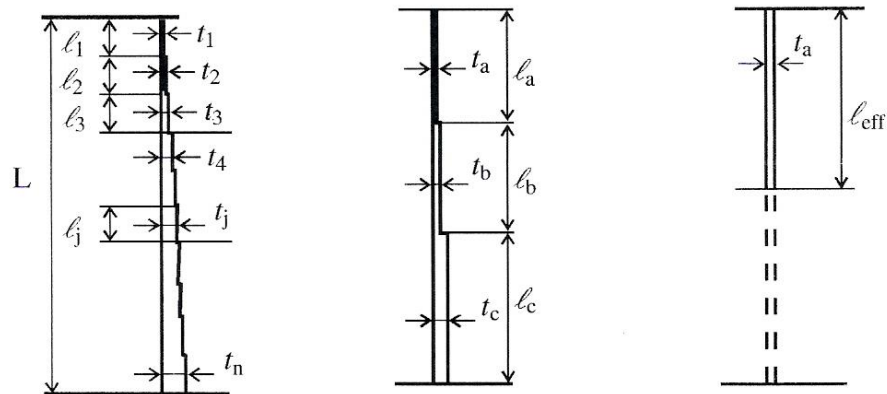
D.2.3.1.2 Если цилиндр состоит только из одной секции (то есть имеет неизменяющуюся толщину стенки), должны применяться положения D.1.

D.2.3.1.3 Если цилиндр состоит из двух секций с разной толщиной стенок, методика, описываемая в D.2.3.1.4 — D.2.3.1.7, должна применяться следующим образом: две из трех фиктивных секций, а и б, рассматриваются как имеющие одинаковую толщину.

D.2.3.1.4 Если цилиндр состоит более чем из трех секций с разной толщиной стенок (см. Рисунок D.5a), он должен быть вначале заменен эквивалентным цилиндром, включающим три секции а, б и с (см. Рисунок D.5b). Длина верхней секции,  $\ell_a$ , должна простирается до верхней кромки первой секции, толщина стенки которой более чем в 1,5 раза больше, чем самая маленькая толщина стенки  $t_1$ , но не должна составлять более половины общей длины  $L$  цилиндра. Длина двух других секций,  $\ell_b$  и  $\ell_c$ , должно определяться следующим образом:

$$\ell_b = \ell_a \text{ и } \ell_c = L - 2\ell_a \quad \text{если } \ell_a \leq L/3 \quad (\text{D.56})$$

$$\ell_b = \ell_c = 0,5(L - \ell_a) \quad \text{если } L/3 < \ell_a \leq L/2 \quad (\text{D.57})$$



**Рисунок D.5 — Преобразование ступенчатого цилиндра в эквивалентный цилиндр**

D.2.3.1.5 Фиктивные толщины стенок  $t_a$ ,  $t_b$  и  $t_c$  трех секций должны определяться как средневзвешенное значение толщины стенок по каждой из трех фиктивных секций:

$$t_a = \frac{1}{\ell_a} \sum_a \ell_j t_j \quad (D.58)$$

$$t_b = \frac{1}{\ell_b} \sum_b \ell_j t_j \quad (D.59)$$

$$t_c = \frac{1}{\ell_c} \sum_c \ell_j t_j \quad (D.60)$$

D.2.3.1.6 Трехсекционный цилиндр (то есть эквивалентный соответственно одному или реальному одному цилиндру) должен заменяться эквивалентным единичным цилиндром с эффективной длиной  $\ell_{eff}$  и с одинаковой толщиной стенок  $t = t_a$ , (см. Рисунок D.5c).

Эффективная длина определяется следующим образом:

$$\ell_{eff} = \ell_a / k \quad (D.61)$$

где  $k$  — безразмерный коэффициент, полученный из Рисунка D.6.

D.2.3.1.7 Для секций цилиндра средней длины или коротких упругое критическое круговое напряжение при продольном изгибе каждой секции цилиндра  $j$  исходного цилиндра со ступенчато изменяющейся толщиной стенки должно определяться по следующему выражению:

$$\sigma_{\theta, Rcr, j} = \left( \frac{t_a}{t_j} \right) \sigma_{\theta, Rcr, eff} \quad (D.62)$$

где  $\sigma_{\theta, Rcr, eff}$  — упругое критическое круговое напряжение при продольном изгибе, полученное соответственно по D.1.3.1.3, D.1.3.1.5 или D.1.3.1.7, эквивалентного единичного цилиндра длиной  $\ell_{eff}$  в соответствии с параграфом D.2.3.1.6. Коэффициент  $C_\theta$  в этих выражениях должен иметь значение  $C_\theta = 1,0$ .



ПРИМЕЧАНИЕ Выражение D.62 может казаться странным в том, что сопротивление оказывается более высоким в более тонких пластинах. Причина заключается в том, что весь цилиндр раздваивается при единственном критическом внешнем давлении, а выражение D.62 дает мембранное напряжение в каждом слое такого случая. В связи с тем, что внешнее давление является равномерным в осевом направлении, эти значения напряжения меньше в более толстых рядах. Необходимо отметить, что проектное мембранное напряжение по окружности, при котором сопротивление напряжениям будет сравниваться при проверке конструкции, также меньше в более толстых рядах (см. Рисунок D.7). Если ступенчатый цилиндр эластичен и находится под равномерным внешним давлением, соотношение между проектным мембранным напряжением по окружности и проектным сопротивлением напряжению является постоянным по всем рядам.

D.2.3.1.8 Длина сегмента оболочки характеризуется на основании параметра безразмерной длины  $\omega_j$ :

$$\omega_j = \frac{\ell_j}{r} \sqrt{\frac{r}{t_j}} = \frac{\ell_j}{\sqrt{rt_j}} \quad (D.63)$$

D.2.3.1.9 В случае, когда секция цилиндра  $j$  длинная, требуется провести вторую добавочную оценку критического напряжения при продольном изгибе. Меньшее из двух значений, полученных из D.2.3.1.7 и D.2.3.1.10 должно использоваться для проверки проектного критического напряжения при продольном изгибе секции цилиндра  $j$ .

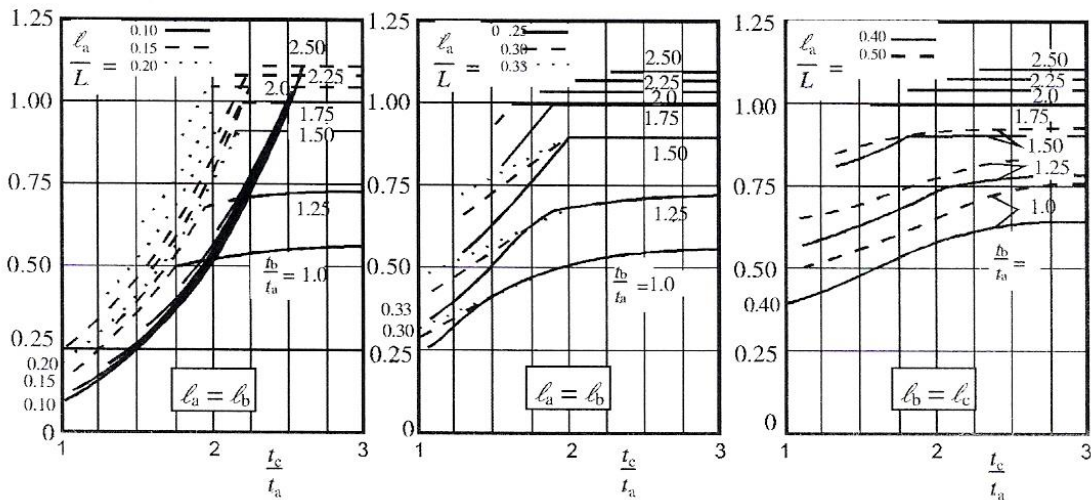


Рисунок D.6 — Коэффициент  $k$  для определения эффективной длины  $\ell_{eff}$

D.2.3.1.10 Секция цилиндра  $j$  должна считаться длинной, если:

$$\omega_j > 1,63 \frac{r}{t_j} \quad (D.64)$$

В таком случае упругое критическое круговое напряжение при продольном изгибе должно устанавливаться:

$$\sigma_{\theta, Rcr, j} = E \left( \frac{t_j}{r} \right)^2 \left[ 0,275 + 2,03 \left( \frac{1}{\omega_j} \cdot \frac{r}{t_j} \right)^4 \right] \quad (D.65)$$

### D.2.3.2 Проверка прочности на продольный изгиб при кольцевом сжатии

D.2.3.2.1 Для каждой секции цилиндра  $j$  должны соблюдаться условия 8.5, и должна проводиться следующая проверка:

$$\sigma_{\theta,Ed,j} \leq \sigma_{\theta,Rcr,j} \quad (D.66)$$

где  $\sigma_{\theta,Ed,j}$  — ключевое значение мембранного сжимающего напряжения по окружности, как описывается в следующих параграфах;

$\sigma_{\theta,Rcr,j}$  — проектное напряжение напряжения при продольном изгибе по окружности, полученное по упругому критическому напряжению при продольном изгибе по окружности согласно D.1.3.2.

D.2.3.2.2 При условии, что проектное значение  $n_{\theta,Ed}$  результирующего напряжения по окружности является постоянным по всей длине  $L$ , ключевое значение мембранного сжимающего напряжения по окружности в секции  $j$  должно браться как простое значение:

$$\sigma_{\theta,Ed,j} = n_{\theta,Ed} / t_j \quad (D.67)$$

D.2.3.2.3 Если проектное значение  $n_{\theta,Ed}$  напряжения по окружности изменяется по длине  $L$ , ключевое значение мембранного сжимающего напряжения по окружности должно браться как фиктивное значение  $\sigma_{\theta,Ed,j,mod}$ , определенное по максимальному значению результирующего напряжения по окружности  $n_{\theta,Ed}$  в любом месте длины  $L$ , разделенное на локальную толщину  $t_j$  (см. Рисунок D.7), и определяемую как:

$$\sigma_{\theta,Ed,j,mod} = \max (n_{\theta,Ed}) / t_j \quad (D.68)$$

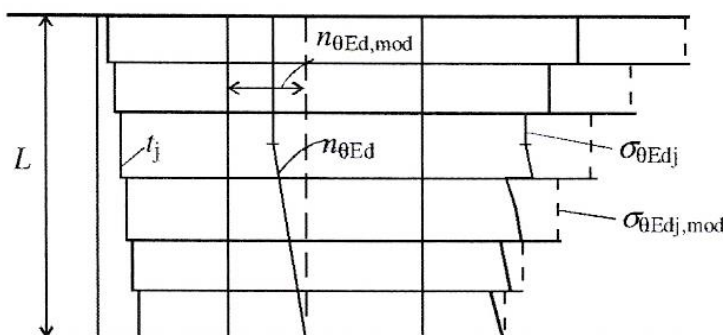


Рисунок D.7 — Ключевые значения мембранного сжимающего напряжения по окружности в случаях, когда значение  $n_{\theta,Ed}$  изменяется по длине  $L$

### D.2.4 Сдвиг

#### D.2.4.1 Критическое напряжение при продольном изгибе в случае сдвига

D.2.4.1.1 Если не имеется какого-либо специфичного правила по оценке эквивалентного единичного цилиндра с равномерной толщиной стенки, можно использовать выражения D.2.3.1.1 — D.2.3.1.6.

D.2.4.1.2 Дальнейшее определение упругого критического напряжения при продольном изгибе в случае сдвига можно в принципе осуществить, применяя выражения

D.2.3.1.7 — D.2.3.1.10, при этом заменяя выражения D.1.3.1 сжатия по окружности соответствующими выражениями сдвига в D.1.4.1.

#### **D.2.4.2 Проверка прочности на продольный изгиб при сдвиге**

D.2.4.2.1 Правила, приводящиеся в D.2.3.2, можно применять, но необходимо заменять выражения сжатия по окружности соответствующими выражениями сдвига.

### **D.3 Неподкрепленные цилиндрические оболочки, соединенные внахлестку**

#### **D.3.1 Общие положения**

##### **D.3.1.1 Определения**

###### **D.3.1.1.1 Кольцевое соединение внахлестку**

Соединение внахлестку, проходящее в круговом направлении вокруг оси оболочки.

###### **D.3.1.1.2 Меридиональное соединение внахлестку**

Соединение внахлестку, проходящее параллельно оси оболочки (меридиональное направление).

##### **D.3.1.2 Геометрия и главные векторы напряжений**

D.3.1.2.1 В случаях, когда цилиндрическая оболочка построена с использованием соединений внахлестку (см. Рисунок D.8), можно применять следующие положения вместо положений, определяемых в D.2.

D.3.1.2.2 Следующие положения применяются к соединениям внахлестку, которые увеличивают и которые уменьшают радиус срединной поверхности оболочки.

D.3.1.2.3 В случаях, когда соединение внахлестку проходит в круговом направлении вокруг оси оболочки (кольцевое соединение внахлестку), положения D.3.2 должны использоваться для определения меридионального сжатия.

D.3.1.2.4 В случаях, когда множество соединений внахлестку проходит в круговом направлении вокруг оси оболочки (кольцевые соединения внахлестку) с изменением толщины пластины вниз по оболочке, положения D.3.3 должны использоваться для определения кругового сжатия.

D.3.1.2.5 В случаях, когда непрерывное соединение внахлестку проходит параллельно оси оболочки (неступенчатое меридиональное соединение внахлестку), положения D.3.3 должны использоваться для определения кругового сжатия.

D.3.1.2.6 В иных случаях особого подхода по установлению влияния соединений внахлестку на сопротивление продольному изгибу не требуется.

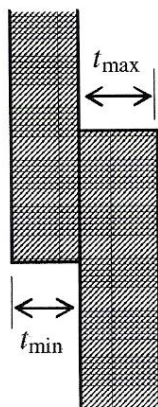


Рисунок D.8 — Оболочка, соединенная внахлестку

### D.3.2 Меридиональное (осевое) сжатие

D.3.2.1 Когда цилиндр, соединенный внахлестку, подвергается меридиональному сжатию вместе с кольцевыми соединениями внахлестку, сопротивление продольному изгибу можно оценить и для равномерного, и для ступенчатого цилиндра, как требуется, но проектное сопротивление должно быть уменьшено на коэффициент 0,70.

D.3.2.2 В случаях, когда в месте соединения внахлестку происходит изменение толщины пластины, проектное сопротивление продольному изгибу можно брать с таким же значением, как и для более тонкой пластины, как определяется в D.3.2.1.

### D.3.3 Кольцевое сжатие (обруч)

D.3.3.1 Когда цилиндр, соединенный внахлестку, подвергается сжатию по окружности поперек непрерывным меридиональным соединениям внахлестку, проектное сопротивление продольному изгибу можно оценить и для равномерного, и для ступенчатого цилиндра, как требуется, но проектное сопротивление должно быть уменьшено на коэффициент 0,90.

D.3.3.2 Когда цилиндр, соединенный внахлестку, подвергается сжатию по окружности с множеством кольцевых соединений внахлестку и толщина пластины изменяется вниз по оболочке, должно применяться методика, описываемая в D.2, без геометрических ограничений по эксцентricности сочленения, а проектное сопротивление продольному изгибу должно быть уменьшено на коэффициент 0,90.

D.3.3.3 В случаях, когда соединения внахлестку используются в обоих направлениях со ступенчатым размещением меридиональных соединений внахлестку в чередующихся полосах или рядах, проектное сопротивление продольному изгибу можно оценивать как в D.3.3.2, но нет необходимости увеличивать снижение сопротивления.

### D.3.4 Сдвиг

D.3.4.1 Когда цилиндр, соединенный внахлестку, подвергается мембранному сдвигу, сопротивление продольному изгибу можно оценить и для равномерного, и для ступенчатого цилиндра, как требуется, без какого-либо особого допуска на соединения внахлестку.

## D.4 Нежесткие полные и усеченные конические оболочки

### D.4.1 Общие положения

#### D.4.1.1 Система обозначений

В данном разделе используются следующие обозначения:

- $h$  — осевая длина (высота) усеченного конуса;
- $L$  — меридиональная длина усеченного конуса ( $=h/\cos\beta$ );
- $r$  — радиус срединной поверхности конуса, перпендикулярный оси вращения, который изменяется линейно вниз по длине;
- $r_1$  — радиус усеченного конца конуса;
- $r_2$  — радиус основания конуса;
- $\beta$  — половина угла вершины конуса.

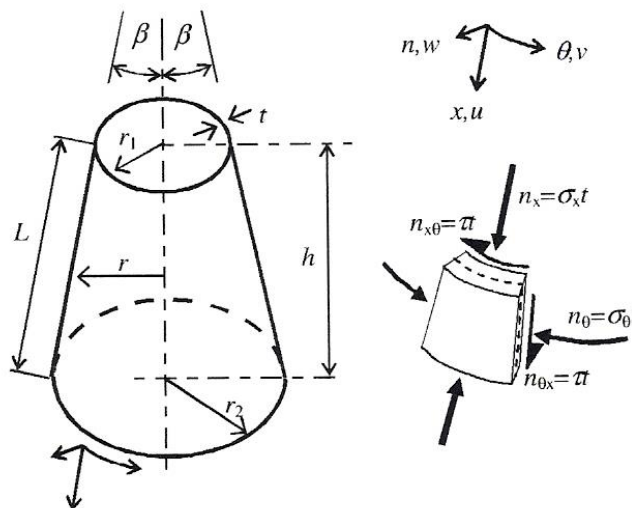


Рисунок D.9 — Геометрия конуса, мембранные напряжения и главные векторы напряжений

#### D.4.1.2 Граничные условия

D.4.1.2.1 Следующие выражения должны применяться только для оболочек с граничными условиями ВС 1 или ВС 2 на обоих концах (см. 5.2.2 и 8.3), без всяких различий между ними. Эти выражения не следует применять для оболочки, в которой любое граничное условие относится к ВС 3.

D.4.1.2.2 Правила Раздела D.4 должны применяться только для следующих двух ограничивающих граничных условий радиального смещения на любом конце конуса:

$$\begin{aligned} \text{«Условие цилиндра»} & \quad w = 0; \\ \text{«Условие кольца»} & \quad u \sin \beta + w \cos \beta = 0. \end{aligned}$$

### D.4.1.3 Геометрия

D.4.1.3.1 Только усеченные конусы с равномерной толщиной стенок и половиной угла вершины конуса  $\beta \leq 65^\circ$  (см. Рисунок D.9) охватываются следующими правилами.

## D.4.2 Проектные критические напряжения при продольном изгибе

### D.4.2.1 Эквивалентный цилиндр

D.4.2.1.1 Проектные критические напряжения при продольном изгибе, которые необходимы для проверки прочности на продольный изгиб в соответствии с положениями 8.5, можно все найти путем анализа конической оболочки как эквивалентного цилиндра длиной  $\ell_e$  и с радиусом  $r_e$ , где  $\ell_e$  и  $r_e$  зависят от типа распределения мембранного напряжения в конической оболочке.

### D.4.2.2 Меридиональное сжатие

D.4.2.2.1 Для конусов, находящихся под меридиональным сжатием, длина эквивалентного цилиндра  $\ell_e$  должна браться как:

$$\ell_e = L \quad (D.69)$$

D.4.2.2.2 Радиус  $r_e$  эквивалентного цилиндра в любом месте, подвергающемся продольному изгибу должен браться как:

$$r_e = \frac{r}{\cos \beta} \quad (D.70)$$

### D.4.2.3 Кольцевое сжатие (обруч)

D.4.2.3.1 Для конусов, находящихся под сжатием по периметру окружности, длина эквивалентного цилиндра  $\ell_e$  должна браться как:

$$\ell_e = L \quad (D.71)$$

D.4.2.3.2 Радиус  $r_e$  эквивалентного цилиндра должен приниматься равным:

$$r_e = \frac{(r_1 + r_2)}{2 \cos \beta} \quad (D.72)$$

### D.4.2.4 Равномерное внешнее давление

D.4.2.4.1 Для конусов, находящихся под воздействием равномерного внешнего давления  $q$ , которые имеют или граничное условие BC1 на обоих концах, или граничное условие BC2 на обоих концах, следующая методика может быть использована для разработки более экономичного конструктивного решения.

D.4.2.4.2 Длина эквивалентного цилиндра  $\ell_e$  должна браться как меньшее значение из:

$$\ell_e = L \quad (D.73)$$

и

$$\ell_e = \left( \frac{r_2}{\sin \beta} \right) (0,53 + 0,125\beta) \quad (D.74)$$

где половина угла вершины конуса  $\beta$  измеряется в радианах.

D.4.2.4.3 Для более коротких конусов, где эквивалентная длина  $\ell_e$  определяется выражением (D.73), радиус  $r_e$  эквивалентного цилиндра должен приниматься равным:

$$r_e = \left( \frac{0,55r_1 + 0,45r_2}{\cos \beta} \right) \quad (D.75)$$

D.4.2.4.4 Для более длинных конусов, где эквивалентная длина  $\ell_e$  определяется выражением (D.74), радиус  $r_e$  эквивалентного цилиндра должен приниматься равным:

$$r_e = 0,7r_2 \left[ \frac{1 - 0,1\beta}{\cos \beta} \right] \quad (D.76)$$

D.4.2.4.5 Проверка прочности на продольный изгиб должна основываться на воображаемом мембранном напряжении по окружности:

$$\sigma_{\theta,Ed} = q \left( \frac{r_e}{t} \right) \quad (D.77)$$

где  $q$  — внешнее давление; и меридиональное мембранное напряжение, вызываемое внешним давлением, не учитывается.

#### D.4.2.5 Сдвиг

D.4.2.5.1 Для конусов, находящихся под мембранным напряжением сдвига, длина эквивалентного цилиндра  $\ell_e$  должна браться как:

$$\ell_e = h \quad (D.78)$$

D.4.2.5.2 Радиус  $r_e$  эквивалентного цилиндра должен приниматься равным:

$$r_e = \left[ 1 + p_g - \frac{1}{p_g} \right] \cdot r_1 \cdot \cos \beta \quad (D.79)$$

где

$$p_g = \sqrt{\frac{r_1 + r_2}{2r_1}} \quad (D.80)$$

#### D.4.2.6 Равномерная деформация кручения

D.4.2.6.1 Для конусов, находящихся под мембранным напряжением сдвига, который вызывается равномерной деформацией кручения (что приводит к сдвигу, изменяющемуся линейно вниз по медиане), следующая методика может быть использована для разработки более экономичного конструктивного решения при условии, что  $p_u < 0,8$ , а граничное условие на обоих концах BC2.

D.4.2.6.2 Длина эквивалентного цилиндра  $\ell_e$  должна браться как:

$$\ell_e = L \quad (D.81)$$

D.4.2.6.3 Радиус  $r_e$  эквивалентного цилиндра должен приниматься равным:

$$r_e = \left( \frac{r_1 + r_2}{2 \cos \beta} \right) (1 - p_u^{2,5})^{0,4} \quad (D.82)$$

в котором

$$p_u = \frac{L \sin \beta}{r_2} \quad (D.83)$$

### **D.4.3 Проверка прочности на продольный изгиб**

#### **D.4.3.1 Меридиональное сжатие**

D.4.3.1.1 Проверка прочности на продольный изгиб должна производиться в такой точке конуса, где наиболее критична комбинация проектного меридионального мембранного напряжения  $\sigma_{x,Ed}$  и проектного меридионального напряжения при продольном изгибе  $\sigma_{x,Rd}$ , согласно положениям D.4.2.2.

D.4.3.1.2 В случае, если меридиональное сжатие вызывается постоянной осевой силой на урезанный конус, и малый радиус  $r_1$ , и большой радиус  $r_2$  должны рассматриваться как возможные места нахождения наиболее критической позиции.

D.4.3.1.3 В случае, если меридиональное сжатие вызывается постоянным общим изгибающим моментом на урезанный конус, малый радиус  $r_1$  должен приниматься как наиболее критический.

D.4.3.1.4 Проектное меридиональное напряжение при продольном изгибе  $\sigma_{x,Rd}$  должно определяться для эквивалентного цилиндра в соответствии с положениями D.1.2.

#### **D.4.3.2 Кольцевое сжатие (обруч) и равномерное внешнее давление**

D.4.3.2.1 В случае, если сжатие по окружности вызывается равномерным внешним давлением, проверка прочности на продольный изгиб должна производиться с использованием проектного мембранного напряжения по окружности  $\sigma_{\theta,Ed}$ , определенного при помощи выражения D.77 и проектного напряжения при продольном изгибе по окружности  $\sigma_{\theta,Rd}$  согласно D.4.2.1 и D.4.2.3 или D.4.2.4.

D.4.3.2.2 В случае, если сжатие по окружности вызывается какими-либо воздействиями помимо равномерного внешнего давления, расчетное распределение напряжения  $\sigma_{\theta,Ed}(x)$  должно быть заменено распределением фиктивного охватывающего напряжения  $\sigma_{\theta,Ed,env}(x)$ , которое везде превышает расчетное значение, но которое возникает из фиктивного равномерного внешнего давления. Проверка прочности на продольный изгиб должна затем выполняться согласно D.4.3.2.1, но с использованием  $\sigma_{\theta,Ed,env}$  ВМЕСТО  $\sigma_{\theta,Ed}$ .

D.4.3.2.3 Проектное напряжение при продольном изгибе  $\sigma_{\theta,Rd}$  должно определяться для эквивалентного цилиндра согласно положениям D.1.3.

#### **D.4.3.3 Сдвиг и равномерная деформация кручения**

D.4.3.3.1 В случае, если сдвиг вызывается воздействием постоянного общего кручения на конус, проверка проектного напряжения при продольном изгибе должна осуществляться с использованием проектного мембранного напряжения сдвига  $\tau_{x\theta,Ed}$  в точке с  $r = r_e \cos\beta$  и проектного напряжения сдвига при продольном изгибе  $\tau_{x\theta,Rd}$  согласно положениям D.4.2.1 и D.4.2.5 или D.4.2.6.

D.4.3.3.2 Если сдвиг вызывается какими-либо воздействиями помимо постоянного общего кручения (например, общее усилие сдвига на конус), расчетное распределение напряжения  $\tau_{x\theta,Ed}(x)$  должно быть заменено распределением фиктивного охватывающего напряжения  $\tau_{x\theta,Ed,env}(x)$ , которое везде превышает расчетное значение, но которое возникает из фиктивной общей деформации кручения. Проверка проектного напряжения



при продольном изгибе должна затем проводиться согласно D.4.3.3.1, но используя  $\tau_{x\theta,Ed,env}$  ВМЕСТО  $\tau_{x\theta,Ed}$ .

D.4.3.3.3 Проектное напряжение сдвига при продольном изгибе  $\tau_{x\theta,Rd}$  должно определяться для эквивалентного цилиндра в соответствии с положениями D.1.4.

## БИБЛИОГРАФИЯ

- [1] Бояршинов С.В. Основы строительной механики машин. М.: Машиностроение, 1973.-455 с.
- [2] Ржаницын А.Р. Приближенные решения задач теории пластичности. В кн. Исследования по вопросам строительной механики и теории пластичности. М.: Стройиздат, 1956.
- [3] Прочность, устойчивость, колебания. Том. 1. Справочник в 3-х томах под общей редакцией И.А.Биргера и Я.Г.Пановко. М.: Машиностроение, 1988.-831 с.
- [4] Лессиг Е.Н., Лилеев А.Ф., Соколов А.Г. Стальные листовые конструкции. М.: Гос.издательство лит-ры по строительству и архитектуре.-1956.-479 с.

*Ресми басылым*

ҚАЗАҚСТАН РЕСПУБЛИКАСЫ ҰЛТТЫҚ ЭКОНОМИКА МИНИСТРЛІГІНІҢ  
ҚҰРЫЛЫС, ТҰРҒЫН ҮЙ-КОММУНАЛДЫҚ ШАРУАШЫЛЫҚ ІСТЕРІ ЖӘНЕ  
ЖЕР РЕСУРСТАРЫН БАСҚАРУ КОМИТЕТІ

ҚАЗАҚСТАН РЕСПУБЛИКАСЫНЫҢ  
НОРМАТИВТІК–ТЕХНИКАЛЫҚ ҚҰРАЛЫ

ҚР НТҚ 03-01-6.1-2011  
БОЛАТ КОНСТРУКЦИЯЛАРДЫ ЖОБАЛАУ. 1-5 бөлімі.  
Қабықшалардың қаттылығы мен тұрақтылығы

Басылымға жауаптылар: «ҚазҚСҒЗИ» АҚ

050046, Алматы қаласы, Солодовников көшесі, 21  
Тел./факс: +7 (727) 392-76-16 – қабылдау бөлмесі

*Издание официальное*

КОМИТЕТ ПО ДЕЛАМ СТРОИТЕЛЬСТВА, ЖИЛИЩНО-КОММУНАЛЬНОГО  
ХОЗЯЙСТВА И УПРАВЛЕНИЯ ЗЕМЕЛЬНЫМИ РЕСУРСАМИ МИНИСТЕРСТВА  
НАЦИОНАЛЬНОЙ ЭКОНОМИКИ РЕСПУБЛИКИ КАЗАХСТАН

НОРМАТИВНО-ТЕХНИЧЕСКОЕ ПОСОБИЕ  
РЕСПУБЛИКИ КАЗАХСТАН

НТП РК 03-01-6.1-2011  
ПРОЕКТИРОВАНИЕ СТАЛЬНЫХ КОНСТРУКЦИЙ. Часть 1-5.  
Прочность и устойчивость оболочек

Ответственные за выпуск: АО «КазНИИСА»

050046, г. Алматы, ул. Солодовникова, 21  
Тел./факс: +7 (727) 392-76-16 – приемная