

На правах рукописи

ДВОРЯНЧИКОВ СЕРГЕЙ НИКОЛАЕВИЧ

УДК 621.311.699.841

**НЕКОТОРЫЕ ОСЕСИММЕТРИЧНЫЕ ЗАДАЧИ
ТРУБЧАТЫХ ТЕЛ И ИХ ПРИЛОЖЕНИЯ
В РАСЧЕТАХ МАГИСТРАЛЬНЫХ
ТРУБОПРОВОДОВ**

Специальность 05.23.17 – Строительная механика

Автореферат
диссертации на соискание ученой
степени кандидата технических наук

Москва–2000

Работа выполнена в Российском государственном открытом техническом университете путей сообщения МПС РФ

Научный руководитель – доктор технических наук,
профессор Саргсян А.Е.

Официальные оппоненты – доктор технических наук,
профессор Амосов А.А.
– кандидат технических наук,
профессор Романов Ю.И.

Ведущая организация – ДАО «ОРГЭНЕРГОГАЗ»

Защита состоится 21 марта 2000 г. в 16 часов на заседании диссертационного Совета Д 114.09.01 в Российском государственном открытом техническом университете путей сообщения МПС РФ (РГОТУПС МПС РФ) по адресу: 125808, г. Москва, ул. Часовая, д. 22/2.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке РГОТУПС.

Автореферат разослан 17 февраля 2000г.

Ученый секретарь
диссертационного Совета,
к.т.н., профессор



Зайцев Б.В.

Актуальность темы. Общеизвестно, что в эксплуатационном режиме и экстремальных ситуациях разрушение конструкций магистральных трубопроводов, как правило, происходит в зонах концентрации напряжений или начинается с этих зон.

Поэтому достоверная оценка резерва прочности, жесткости, надежности и долговечности конструкций магистральных трубопроводов, с учетом наличия зон концентрации напряжений, имеет большое значение.

Актуальность темы диссертации обусловлена еще и тем, что полый цилиндр является одной из наиболее распространенных геометрических форм элементов конструкций не только магистральных трубопроводов, но и других областей техники: машиностроении, авиации, энергетике, строительстве и др.

Таким образом, решение задач по определению напряженно-деформированного состояния конструкций цилиндрической формы, при наличии зон концентрации напряжений или при сложном характере их нагружения, имеет большое научное и практическое значение.

Так как решение задач по определению напряженно-деформированного состояния толстостенных полых цилиндров при сложном характере нагружения, в строгой постановке, весьма затруднительно, то для решения инженерных задач, в настоящее время, широко применяются или численные методы (конечных элементов, конечных разностей) или вариационно-аналитические подходы.

Так как математический аппарат вариационно-аналитических методов, в настоящее время, достаточно хорошо разработан и является од-

ним из мощных средств, для получения численных результатов при решении инженерных задач, то поэтому в работе данный подход взят за основу для решения задач по определению напряженно-деформированного состояния толстостенных полых цилиндров при сложном характере нагружения.

Далее отметим, что одной из главных причин снижения надежности и долговечности металлических конструкций является их коррозия. Антикоррозионные металлы имеют первостепенное значение и могут рассматриваться в качестве одного из главных направлений экономии металлов.

Огромный интерес специалистов всех стран к проблеме коррозии металлов вызван большим материальным ущербом, вызванным коррозией. Ежегодно 10-12% выплавленного и эксплуатируемого человечеством металла теряется вследствие разрушительного действия коррозии.

Результаты натуральных наблюдений показывают, что при прочих равных условиях, интенсивность коррозионных процессов в конструкциях инженерных сооружений существенно выше в зонах концентрации напряжений, и их разрушение вследствие деградиационных процессов начинается именно с этих зон. Необходимо учитывать, что активность коррозионных процессов в инженерных конструкциях существенно зависит от интенсивности и вида напряженного состояния, от температуры и влажности окружающей среды, а также времени действия агрессивных процессов. Вследствие деградиационных процессов за счет коррозии одновременно деградируются, как физико-механические свойства материалов, так и геометрические характеристики поперечных сечений конструкций. Поэтому задача о разработке новых и совершенствовании существующих методов расчета прочности, жесткости, надежности и

долговечности инженерных конструкций, с учетом вышеперечисленных факторов, является чрезвычайно актуальной, имеющей как научное, так и практическое значение.

Цель работы:

– исследование напряженно-деформированного состояния толстостенных конструкций магистральных трубопроводов при наличии зон концентрации напряжений;

– оценка прочности, жесткости и надежности магистральных трубопроводов и разработка рекомендаций по практическому применению результатов исследований;

– разработка подхода и выполнение практических примеров расчета конструкций магистральных трубопроводов при наличии фланцев, жестких креплений в пролетных участках;

– решение задач для оценки прочности, жесткости и долговечности тонкостенных конструкций магистральных трубопроводов с учетом деградационных процессов и влияния краевых эффектов;

– численное исследование напряженно-деформированного состояния и оценка надежности счетчика газа типа TZ

Научная новизна диссертации:

– решение контактной задачи о взаимодействии толстостенной цилиндрической оболочки с жестким фланцем и исследование напряженно-деформированного состояния конструкции при действии давления на внутреннюю поверхность цилиндра;

– предложена математическая модель коррозионного износа магистральных трубопроводов с учетом влияния температуры, интенсивности напряжений и времени действия агрессивных сред;

– результаты численных исследований по оценке надежности конструкций магистральных трубопроводов;

– результаты численных исследований по определению напряженно-деформированного состояния толстостенных цилиндрических оболочек при действии внутреннего давления в зонах краевого эффекта (жесткая заделка и шарнирное опирание);

– результаты численных исследований прочности и надежности тонкостенных конструкций магистральных трубопроводов и корпуса счетчика газа типа TZ.

Практическое значение. Результаты расчетов конструкций магистральных трубопроводов с учетом зон концентраций напряжений в местах установки фланцев, позволяют точнее оценить резервы по прочности и несущей способности.

Результаты по оценке надежности с учетом случайного характера параметров внешних воздействий и характеристик материалов конструкций, позволяет точнее прогнозировать долговечность магистральных трубопроводов и их конструктивных элементов.

Полученные численные результаты могут быть использованы при разработке нормативных документов по проектированию конструктивных элементов магистральных трубопроводов в газовой промышленности.

Апробация работы. Основные положения диссертационной работы докладывались:

– на заседании кафедры «Сопротивление материалов и строительная механика», РГОТУПС, Москва, июнь 1999г., январь 2000г.;

– четвертой межвузовской научно-методической конференции «Актуальные проблемы и перспективы развития железнодорожного транспорта», РГОТУПС, Москва, 1999г.;

– на научно-методическом семинаре кафедры «Строительная механика» Московского государственного университета путей сообщения, Москва, декабрь 1999г.

Публикации. По теме диссертации опубликованы две статьи и одна книга.

Диссертация состоит из введения, четырех глав, основных выводов, списка литературы. Работа изложена на 155 страницах, в том числе, 119 страниц основного текста, 15 таблиц (8 страниц), 38 рисунков (18 страниц), 119 наименований литературы (10 страниц).

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении обоснована актуальность темы диссертации и вносимые автором новые достижения в исследуемую проблему, а также основные положения, которые выносятся на защиту.

В первой главе работы проанализированы современные методы оценки прочности и надежности магистральных трубопроводов.

Для современного этапа развития механики деформируемых тел характерно совершенствование методов решения прикладных инженерных задач, возникающих при проектировании элементов конструкций.

Актуальность совершенствования методов расчета полого цилиндра при сложном характере нагрузок определяется тем, что полый цилиндр является самой распространенной деталью в машиностроении. Кроме того, конструкции цилиндрической формы широко применяются в

авиационной, горнодобывающей, нефтяной и газовой промышленности, энергетике, строительстве и в других отраслях техники.

Решение задачи для расчета напряжений и перемещений в бесконечном полом цилиндра при постоянных осесимметричных нагрузках по длине сводится к решению задачи Ляме и не вызывает никаких затруднений.

В настоящее время имеется обширная литература, посвященная различным аспектам теории расчетов полых цилиндров. Огромный вклад в данной области внесли С.Д. Пономарев, В.Л. Бидерман, Н.Н. Малинин, В.И. Феодосьев, М.А. Колтунов, А.В. Александров, В.М. Бондаренко, В. Новацкий, А.П. Филин, Н.А. Николаенко, М.И. Ерхов, Ю.А. Павлов, А.Е. Саргсян, А.А. Амосов, и многие другие. В работах указанных авторов применялся аппарат механики сплошной среды, и преимущественно решались задачи связанные с расчетом толстостенных гладких полых цилиндрических тел при действии постоянных по оси осесимметричных нагрузок с учетом реологических и пластических свойств материалов конструкций.

В этой области весьма актуальным является проблема учета конструктивных всевозможных особенностей (ребра, контурные элементы, вырезы, подкрепления и т.д.), не позволяющих применять в чистом виде теорию гладких оболочек. С этими вопросами тесно связаны исследования влияния локальных нагрузок, штампов, контактных задач.

Для оценки долговечности конструкций необходимо учесть, что коррозия является одним из основных параметров, ухудшающих конструктивную надежность трубопроводов. Аварийность, обусловленная

почвенной коррозией, составляет примерно 50 % от всех других видов причин.

Натурными наблюдениями установлено, что повышение температуры почвы на 20 градусов вызывает увеличение скорости коррозии почти в 2 раза, т.е. повышение температуры приводит к существенному повышению деградационных процессов.

При этом следует отметить различные типы коррозионных процессов в зависимости от характера их протекания: неравномерная и равномерная по толщине глобальная коррозия, протекающая по всей поверхности конструкций; локальная коррозия пятнами.

Все вышеизложенное показывает, что точность оценки долговечности конструкций существенным образом зависит от правильности выбора математической модели, позволяющей адекватно описать кинетику коррозионных процессов в металлических конструкциях.

В работах Ю.М. Почтмана, обнаружен рост скорости коррозионных процессов в местах концентрации напряжений конструкции. А в работах Ф.Ф. Ажогина было обнаружено, что скорости протекания коррозионных процессов возрастают в зависимости от роста величин пластических деформаций конструкции. Далее установлено, что скорость коррозионных процессов не зависит от знака напряжений, т.е. величина коррозионного износа у растянутых и сжатых элементов при идентичных величинах напряжений была одинакова.

Исследование механизма и кинетики атмосферной и почвенной коррозии и развитие общей теории коррозии металлов связано, прежде всего, с именами Г.В. Акимова, Г.В. Карпенко, Ю.Н. Храпца, И.Г. Овчин-

никова, В.В. Петрова, Ю.Н. Михайловского, Н.Д. Томашова, Ю.И. Романова, Л.Я. Цикермана, Ю.Р. Эванса, В.Д. Райзера.

С учетом анализа результатов существующих данных, в настоящей работе предлагается математическая модель, описывающая коррозионные процессы с учетом следующего комплекса факторов: время действия агрессивных сред; интенсивность напряжений; влияние температурного фактора.

Математическая модель коррозионного процесса представляется в виде:

$$\frac{\delta(t)}{h_0} = e^{-\alpha t}, \quad \alpha = \left(1 + \alpha_1 \frac{\sigma_i}{R^*}\right) \left(1 + \alpha_2 \frac{T}{T_0}\right) \frac{\alpha_3}{\tau}, \quad (1)$$

где приняты следующие обозначения: δ – глубина коррозионных повреждений в момент времени t ; h_0 – начальная толщина конструкций; σ_i – интенсивность напряжений; R^* – расчетное сопротивление материалов конструкций; T – средняя годовая температура окружающей среды за срок службы конструкций; $T_0=5^\circ\text{C}$; τ – нормативный срок службы конструкций; α_1 , α_2 и α_3 – эмпирические коэффициенты относительно интенсивности напряжений, температуры и времени воздействия агрессивных сред.

В настоящее время надежность металлических конструкций с учетом деградиционных процессов недостаточно исследована.

При оценке надежности строительных конструкций, подверженных коррозионному износу В.Д. Райзер рассматривал процесс износа, как нестационарно случайным. Несущая способность конструкции представляется монотонно убывающей функцией, а начальное значение несущей способности и скорость износа - некоррелированными случай-

ными величинами, распределенными по нормальному закону. Процесс износа описан с помощью математических моделей в виде экспоненциальных зависимостей.

При расчетах на прочность неравномерно прокорродированных корпусов судна И.А. Притыкин и Д.Т. Чапкис использовали как детерминированный, так и вероятностный подходы.

Во второй главе диссертации рассматривается расчет полого толстостенного цилиндра при наличии зон концентрации напряжений.

При действии осесимметричных переменных по длине нагрузок предполагается, что радиальные сечения цилиндра являются плоскостями симметрии, и поэтому в них возникают только нормальные напряжения σ_φ . Полное перемещение произвольной точки (ρ, z) цилиндра можно разложить на два компонента: радиальное перемещение $u(\rho, t)$ и перемещение $w(\rho, z)$ в направлении оси z . Компоненты деформации, безразмерной системы координат (r, ξ) , выражаются через перемещения u и w следующим образом:

$$\varepsilon_\rho = \frac{1}{R} \frac{\partial u}{\partial r}; \varepsilon_\varphi = \frac{1}{R} \frac{u}{r}; \varepsilon_z = \frac{1}{R} \frac{\partial w}{\partial \xi}; \gamma_{\rho z} = \frac{1}{R} \left(\frac{\partial u}{\partial \xi} + \frac{\partial w}{\partial r} \right), \quad (2)$$

здесь $R=D/2$; D – наружный диаметр цилиндрической оболочки; $r=2\rho/r$; $\xi=2z/D$. Здесь $|\xi| \leq \infty$, а величина $k \leq r \leq 1$, при этом $k=d/D$, где d – внутренний диаметр оболочки.

Обобщенный закон Гука в данном случае принимает вид:

$$\varepsilon_\rho = \frac{1}{E} \left[\sigma_\rho - \mu(\sigma_\varphi + \sigma_z) \right]; \quad \varepsilon_\varphi = \frac{1}{E} \left[\sigma_\varphi - \mu(\sigma_\rho + \sigma_z) \right]; \quad (3)$$

$$\varepsilon_z = \frac{1}{E} \left[\sigma_z - \mu(\sigma_\rho + \sigma_\varphi) \right]; \quad \gamma_{\rho z} = \frac{2(1+\mu)}{E} \tau_{\rho z}.$$

Последовательно проектируя все силы, действующие на выделенный элемент, по направлениям r и ξ получим:

$$\begin{aligned} \frac{\partial \sigma_r}{\partial r} + \frac{\partial \tau_{rz}}{\partial \xi} + \frac{\sigma_r - \sigma_\varphi}{r} &= 0; \\ \frac{\partial}{\partial r} (r \tau_{rz}) + r \frac{\partial \sigma_z}{\partial \xi} &= 0. \end{aligned} \quad (4)$$

Граничные условия задачи в данном случае записываются в виде:

$$\begin{aligned} \sigma_r(k, \xi) &= -P(\xi); & \sigma_r(1, \xi) &= -q(\xi); \\ \tau_{rz}(k, \xi) &= \tau_{rz}(1, \xi) = 0. \end{aligned} \quad (5)$$

Точное решение поставленной задачи сводится к совместному рассмотрению геометрических (2), физических (3) и уравнения равновесия (4), при граничных условиях (5).

Точное решение частных задач, аналитическими методами, в тех случаях, когда функции внешних нагрузок имеют разрывы, достаточно затруднительно. Поэтому мы здесь применим приближенный аналитический подход, основанный на методе Ритца, разработанный Бояршиновым С.В., позволяющий получить нижнюю оценку для величин перемещений и напряжений. Суть метода заключается в следующем.

Выражение радиального перемещения u в общем случае записывается в виде:

$$u = C_1(\xi)r + C_2(\xi)\frac{1}{r}. \quad (6)$$

Перемещение по осевому направлению определяется, исходя из гипотезы об отсутствии сдвиговых деформаций γ_{rz} , т.е.

$$w = - \int \frac{\partial u}{\partial \xi} dz + C(\xi), \quad (7)$$

где $C(\xi)$ – новая неизвестная функция от ξ .

Подставляя (6), (7) в (2), получаем выражения деформаций в следующем виде:

$$\begin{aligned}\varepsilon_r &= \frac{1}{R} \frac{\partial u}{\partial r} = \frac{1}{R} \left[C_1(\xi) - C_2(\xi) \frac{1}{r^2} \right]; \\ \varepsilon_\varphi &= \frac{1}{R} \frac{u}{r} = \frac{1}{R} \left[C_1(\xi) + C_2(\xi) \frac{1}{r^2} \right]; \\ \varepsilon_z &= \frac{1}{R} \frac{\partial w}{\partial \xi} = \frac{1}{R} \left[-C_1''(\xi) \frac{r^2}{2} - C_2''(\xi) \ln r + C'(\xi) \right].\end{aligned}\quad (8)$$

Функция $C(z)$, входящая в выражение ε_z , определяется из условия равенства нулю осевой силы, т.е.

$$2\pi R^2 \int_k^1 \sigma_z r dr = 0, \quad (9)$$

откуда получим:

$$C'(\xi) = C_1''(\xi) \frac{1+k^2}{4} - C_2''(\xi) \left[\frac{k^2 \ln k}{1-k^2} + \frac{1}{2} \right] - C_1(\xi) \frac{2\mu}{1-\mu}. \quad (10)$$

С учетом (11) выражение ε_z из (10) преобразуется в виде:

$$\varepsilon_z = \frac{1}{R} \left[C_1'' \left(\frac{1+k^2}{4} - \frac{r^2}{2} \right) - C_2'' \left(\ln r + \frac{k^2 \ln k}{1-k^2} + \frac{1}{2} \right) - C_1 \frac{2\mu}{1-\mu} \right]. \quad (11)$$

Из условия минимума функционала полной энергии системы определяется система из двух дифференциальных уравнений относительно искомых функций $C_i(\xi)$, ($i=1,2$):

$$\begin{aligned}a_{11} C_1^{IV} + a_{12} C_2^{IV} + a_{13} C_1 + a_{10} &= 0; \\ a_{21} C_1^{IV} + a_{22} C_2^{IV} + a_{23} C_2 + a_{20} &= 0.\end{aligned}\quad (12)$$

где приняты следующие обозначения:

$$a_{11} = \frac{(1-k^2)^2}{12}; a_{22} = 1-k^2 - \frac{4k^2 \ln^2 k}{1-k^2}; a_{21} = a_{12} = \frac{1-k^4}{4} + k^2 \ln k; \quad (13)$$

$$a_{23} = \frac{8(1-2\mu)(1-k^2)}{(1-\mu)k^2}; a_{13} = \frac{8(1-2\mu)(1+\mu)}{(1-\mu^2)}(1-k^2);$$

$$a_{10} = \frac{8(1+\mu)(1-2\mu)R}{(1-\mu)E}(q-k^2p); a_{20} = \frac{8(1-2\mu)(1+\mu)R}{(1-\mu)E}(q-p).$$

Корни характеристического уравнения однородной системы уравнений, соответствующей системе (12), имеют вид:

$$\eta_{(1,2,3,4)} = (\pm 1 + i) \cdot \alpha; \eta_{(5,6,7,8)} = (\pm 1 + i) \cdot \beta, \quad (14)$$

где

$$\alpha = 4\sqrt{-\eta_{1(1)}}; \quad \beta = 4\sqrt{-\eta_{1(2)}}. \quad (15)$$

Полное решение системы дифференциальных уравнений (12) можно представить в следующем виде:

$$\begin{aligned} C_1(\xi) = & e^{-\alpha\xi}(C_{11} \sin \alpha\xi + C_{12} \cos \alpha\xi) + e^{\alpha\xi}(C_{13} \sin \alpha\xi + C_{14} \cos \alpha\xi) + \\ & + e^{-\beta\xi}(C_{15} \sin \beta\xi + C_{16} \cos \beta\xi) + e^{\beta\xi}(C_{17} \sin \beta\xi + C_{18} \cos \beta\xi) + \bar{C}_1(\xi); \\ C_2(\xi) = & -m[e^{-\alpha\xi}(C_{21} \sin \alpha\xi + C_{22} \cos \alpha\xi) + e^{\alpha\xi}(C_{23} \sin \alpha\xi + C_{24} \cos \alpha\xi)] + \\ & + n[e^{-\beta\xi}(C_{25} \sin \beta\xi + C_{26} \cos \beta\xi) + e^{\beta\xi}(C_{27} \sin \beta\xi + C_{28} \cos \beta\xi)] + \bar{C}_2(\xi), \end{aligned} \quad (16)$$

где

$$\begin{aligned} m = & \frac{-a_{13}a_{22} - 4\alpha^4(a_{11}a_{22} - a_{12}^2)}{a_{23}a_{13}}, \\ n = & \frac{a_{13}a_{22} - 4\beta^4(a_{11}a_{22} - a_{12}^2)}{a_{23}a_{12}}, \end{aligned} \quad (17)$$

а $\bar{C}_1(\xi)$ и $\bar{C}_2(\xi)$ – частные решения уравнений (12).

Произвольные постоянные $C_{11}, C_{12}, \dots, C_{18}$ входящие в выражения функций $C_1(\xi)$ и $C_2(\xi)$, определяются из граничных условий задачи.

В работе рассматривается расчет конструкции при различных случаях закрепления толстостенного цилиндра при действии внутреннего давления.

Сначала рассматривается расчет полого цилиндра $\xi \geq 0$ с заделанным концом при $\xi=0$, нагруженной о внутренним давлением.

Рассматриваемая задача имеет большой практический интерес, так как представляет собой предельный случай расчета цилиндра с дном при весьма большой жесткости дна.

При выполнении расчетов были определены перемещения, напряжения и интенсивности напряжения. Результаты расчетов этих величин для цилиндра $k=0.5$; $R=0.125$ м при $P=1$ кН/м² представлены на рисунке 1. На рис. 1 приводится сопоставление характера распределения напряжений (а) и перемещений (б) в зоне заземления толстостенного цилиндра при действии единичного давления:

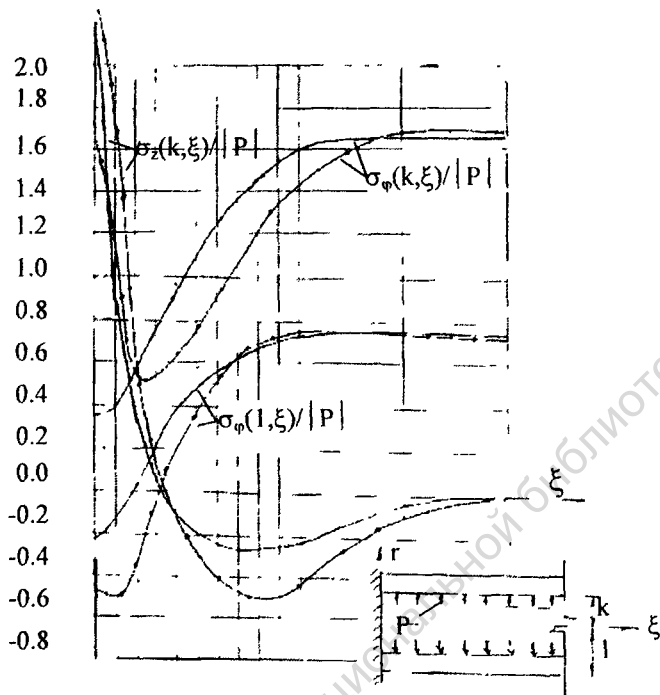
—•—•— графики полученные Г.С. Шапиро;

— результаты расчетов полученные в данной работе.

Как это следует из результатов расчетов, у заделки возникают очень значительные напряжения σ_z на внутренней поверхности цилиндра. При этом влияние заделки распределяется примерно на длину $\xi=1.5$, вне этой зоны напряжения и перемещения ($\xi > 2$) с точностью совпадают с решением задачи Ляме.

Далее был рассмотрен расчет толстостенного цилиндра $|\xi| \leq \infty$ с шарнирно опертым контуром в $\xi=0$ при действии внутреннего давления.

a)



б)

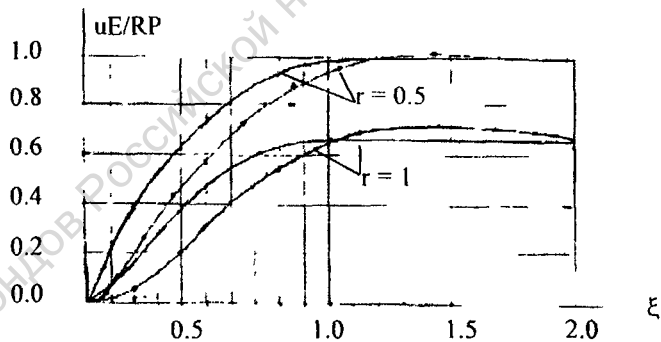


Рис. 1. Сопоставление характера распределения напряжений (а) и перемещений (б) в зоне защемления толстостенного цилиндра при действии единичного давления:

- по данным Г.С. Шапиро;
- по данной работе

В работе получены графики перемещения и напряжения в толстостенном цилиндре $k=0.5$ в зоне закрепления.

Как это следует из результатов расчетов, зона закрепления цилиндра является зоной концентрации напряжений. Влияние закрепления на напряженно-деформированное состояние конструкции, в данном случае, распределяется при $\xi \leq 1.5$. Вне зоны $\xi > 2.5$ решение почти полностью совпадает с результатами решения Ляме.

При расчете конструкций счетчиков газа типа TZ было установлено, что взаимное влияние фланцев на напряженно-деформированное состояние корпусов счетчика отсутствует. Данное обстоятельство позволяет моделировать расчетную схему конструкции корпуса счетчика, в виде толстостенного цилиндра при действии внутреннего давления P . А взаимодействие фланцев счетчика с его корпусом заменим контактным давлением q , действующим в участке $|\xi| \leq \epsilon = B/2R$, $r=1$.

В таблице 1 представлены численные значения отношения $\frac{q}{P}$ при $u(1, \xi) = 0$ в зависимости от отношения ширины 2ϵ распределенной нагрузки q к толщине цилиндра $(1-k)$. В таблице 2 даны численные значения отношения $\frac{q}{P}$ при $u(k, \xi) = 0$ в зависимости от величины отношения ширины 2ϵ распределенной нагрузки q толщине цилиндра $(1-k)$.

Таблица 1

ϵ	k	$\frac{2\epsilon}{1-k}$	$\frac{q}{P}$
0.2	0.95	8	1.13064992
0.2	0.9	4	1.35174324
0.2	0.8	2	1.55930437
0.2	0.7	1.3333	1.54486091
0.2	0.6	1.0	1.37527537
0.2	0.5	0.8	1.10938498
0.2	0.4	0.667	0.80039084
0.2	0.3	0.571	0.49618327
0.2	0.2	0.5	0.23891654
0.2	0.1	0.444	0.06396753

Для корпусов счетчика газа типа TZ $k=0.8$; $\varepsilon=0.2$ это соотношение, как это следует из табл.1 составляет $\frac{q}{P} = 1.5593$.

Таблица 2

ε	k	$\frac{2\varepsilon}{1-k}$	$\frac{q}{P}$
0.2	0.95	8	1.1335934
0.2	0.9	4	1.3686076
0.2	0.8	2	1.66515836
0.2	0.7	1.333	1.8620626
0.2	0.6	1.0	2.0329303
0.2	0.5	0.8	2.2233678
0.2	0.4	0.667	2.4973136
0.2	0.3	0.571	3.0271452
0.2	0.2	0.5	4.7651557

Результаты, приведенные в таблицах 1 и 2, имеют большое практическое значение, связанное с решением задач о взаимодействии цилиндрических тел с фланцами.

Третья глава диссертации посвящена исследованию работы конструкций магистральных трубопроводов с учетом деградиационных процессов.

При расчете цилиндрической трубы с жесткими фланцами при действии внутреннего давления предполагается, что за счет коррозии одновременно деградируются как геометрические характеристики, по (1), так и физико-механические характеристики конструкции по скорректированной модели Фойгта. При этом физико-механические характеристики, главным образом модуль деформации E , со временем могут претерпеть существенные изменения.

Решение поставленной задачи рассматривается при следующих физических соотношениях между напряжениями и деформациями:

$$\varepsilon_z(t) = \frac{1}{E}(\sigma_z(t) - \mu\sigma_\varphi(t)) + \int_0^t K(t-\tau)(\sigma_z(\tau) - \mu\sigma_\varphi(\tau))d\tau, \quad (18)$$

$$\varepsilon_\varphi(t) = \frac{1}{E}(\sigma_\varphi(t) - \mu\sigma_z(t)) + \int_0^t K(t-\tau)(\sigma_\varphi(\tau) - \mu\sigma_z(\tau))d\tau,$$

где функция $K(t-\tau)$ может иметь различные представления.

В настоящей работе принимается, что:

$$K(t-\tau) = \gamma \frac{\eta}{E} e^{-\gamma(t-\tau)} \quad (19)$$

где величины γ , η – являются постоянными характеристиками материала конструкции оболочки.

Далее в работе был рассмотрен расчет тонкостенного цилиндра в окрестности жесткого фланца с применением модели Больцмана – Био.

$$\begin{aligned} \sigma_z &= 2 \int_0^t G(t-\tau) \frac{\partial \varepsilon_z}{\partial \tau} d\tau + \int_0^t \lambda(t-\tau) \frac{\partial (\varepsilon_z + \varepsilon_\varphi)}{\partial \tau} d\tau; \\ \sigma_\varphi &= 2 \int_0^t G(t-\tau) \frac{\partial \varepsilon_\varphi}{\partial \tau} d\tau + \int_0^t \lambda(t-\tau) \frac{\partial (\varepsilon_z + \varepsilon_\varphi)}{\partial \tau} d\tau, \end{aligned} \quad (20)$$

где $G(t)$ и $\lambda(t)$ – временные функции, которые в случае идеально упругих тел переходят в постоянные Ляме G и λ .

Четвертая глава работы посвящена оценке надежности конструкций магистральных трубопроводов.

Установлено, что существующие трубопроводы имеют достаточно высокий уровень надежности. В реальных условиях эксплуатации на магистральных трубопроводах имеют место эксплуатационные отказы, в силу наличия множества дефектов. Частоту отказов можно уменьшить увеличением коэффициента запаса несущей способности, однако, это приводит к перерасходу металла.

В этой ситуации более эффективным способом является выявление, на стадии проектирования, параметров наиболее существенно влияющих на работоспособность трубопроводов и сформулировать к ним требования, с целью обеспечения необходимого уровня надежности.

В реальных задачах проектирования, по совокупности однотипных элементов, величины p , D , δ – соответственно внутреннее давление, наружный диаметр и толщина являются случайными величинами. Следовательно, напряжение σ – это функция трех взаимно некоррелированных аргументов.

Допускается, что случайные аргументы $\tilde{p}, \tilde{D}, \tilde{\delta}$ подчинены нормальному распределению. На этапе проектирования, в условиях ограниченных объемов статистических данных, математические ожидания аргументов $\bar{p}, \bar{D}, \bar{\delta}$ и стандартные отклонения S_p, S_D, S_δ определяются по правилу математической статистики «трех сигм», используя максимальные и минимальные значения указанных величин.

Установлено, что для оценки надежности трубопровода необходимо знать основные числовые характеристики напряжения $\tilde{\sigma}$ – математическое ожидание $\bar{\sigma}$ и дисперсию S_σ^2 . При сделанных допущениях найти их аналитически, методом преобразования случайных величин, невозможно. Поэтому $\bar{\sigma}$ и S_σ определяются приближенно, используя аппроксимацию второго порядка. Для этого раскладывается функция напряжений $\tilde{\sigma}$ в окрестности математических ожиданий аргументов $\bar{p}, \bar{D}, \bar{\delta}$ в ряд Тейлора, сохраняя члены второго порядка. По полученному разложению, применяя теоремы теории вероятностей о числовых

характеристиках, отбрасывая остаточный член, было определено общее выражения для $\bar{\sigma}$ и S_{σ}^2 .

При заданных исходных параметрах исследована чувствительность надежности трубопровода P к изменчивости давления S_p и к изменчивости расчетного сопротивления S_R .

Расчетные исследования показали, что надежность трубопровода наиболее чувствительна к изменчивости давления и расчетного сопротивления материала.

ОСНОВНЫЕ ВЫВОДЫ

1. Установлено, что одной из главных причин снижения надежности и долговечности металлических конструкций является их коррозия. Ежегодно 10-12% эксплуатируемого в мире металла теряется из-за разрушительного воздействия коррозии.

Как результаты натуральных наблюдений, так и численные исследования, проведенные в настоящей работе, подтверждают, что при прочих идентичных условиях, интенсивность деградационных процессов за счет коррозии наиболее значительна в зонах концентрации напряжений в инженерных сооружениях. При этом интенсивность коррозионных процессов существенно зависит от интенсивности и вида напряженного состояния, от температуры и влажности окружающей среды, а также от продолжительности времени действия агрессивных сред.

Установлено, что из-за коррозионных процессов одновременно деградируются, как физико-механические и прочностные характеристики материалов, так и геометрические характеристики конструкции.

2. В работе на основе анализа существующих результатов экспериментов и данных натуральных наблюдений предложена математическая модель коррозионных процессов, позволяющая одновременно учесть комплекс факторов: продолжительность времени действия агрессивных сред; интенсивность напряженного состояния конструкций и влияние среднегодовой температуры окружающих сред.

3. В работе, с применением вариационно-аналитического подхода по методу Ритца, разработанного Бояршиновым, получено решение ряда задач, позволяющих определить напряженно-деформированное состояние толстостенных цилиндров в зонах концентрации напряжений, т.е. в местах установки фланцев или различного рода креплений.

Сопоставление результатов расчетов, на примере ряда частных задач, показывает хорошую сходимость между результатами полученными в настоящей работе с известными результатами расчетов Г.С. Шапиро.

4. Результаты численного исследования напряженно-деформированного состояния толстостенного цилиндра в зоне жесткого защемления при действии внутреннего давления позволяют установить, что в зоне влияния заделки $|\xi| \leq 1.5$ в поперечных сечениях конструкции возникают значительные тангенциальные и нормальные напряжения. Вне зоны влияния заделки $|\xi| \geq 2.0$ значения напряжений и перемещений в конструкциях в точности совпадают с решениями задачи Ляме.

Установлено, что интенсивность напряжения по толщине конструкции наибольшее значение принимает в заделке и эти значения примерно на 20-30% выше значений интенсивности напряжения вне зоны влияния заделки.

5. Результаты численных исследований напряженно-деформированного состояния толстостенных цилиндров, при действии внутреннего давления, в зоне шарнирного закрепления по радиальным направлениям по контуру показывают, что наибольшее значение интенсивность напряжений по продольной оси принимает на расстояниях от места опирания $\xi \approx 1.0$. А при $|\xi| \geq 2$ результаты расчетов полностью совпадают с решениями Ляме. В опорной зоне $|\xi| \leq 2$, в поперечных сечениях конструкции возникают значительные нормальные и касательные напряжения.

6. Для определения напряженно-деформированного состояния толстостенного цилиндра, в зонах установки жестких фланцев при действии внутреннего давления, в работе разработан подход по методу компенсирующих нагрузок. Для обеспечения граничных условий на контактной поверхности между фланцами толстостенного цилиндра, прикладывается локальная нагрузка интенсивностью q , которая определяется из условия обеспечения контактных условий между фланцем и толстостенным цилиндром.

Численные значения интенсивности локальной компенсирующей нагрузки q , исключающей радиальные перемещения на локальном участке наружной или внутренней поверхности (в предполагаемых местах установки фланцев) в зависимости от относительной ширины поверхности приложения осесимметричной нагрузки q по продольной оси конструкции и относительной толщины цилиндра, представлены соответственно в таблицах 2.3 и 2.4.

Эти результаты имеют важное практическое значение при определении напряженно-деформированного состояния толстостенных цилиндров во фланцевых зонах.

Далее, установлено, что если расстояние между двумя соседними фланцами, по осевому направлению, более $3R$ (R -наружный радиус толстостенного цилиндра), то их взаимное влияние на напряженно-деформированное состояние конструкции, при действии внутреннего давления, исключается, т.е. в данном случае, в зоне концентрации напряжений каждого фланца напряженно-деформированное состояние конструкции можно определить самостоятельно.

7. Установлено, что взаимное влияние фланцев на напряженно-деформированное состояние корпуса счетчика газа типа ТЗ, при действии внутреннего давления, отсутствует. При этом опасные точки корпуса, по осевому направлению от срединных поперечных сечений фланцев, расположены на внутренней поверхности при $\xi \approx 0.8$.

8. При деградиционных процессах, за счет изменения физико-механических характеристик материалов конструкций, с течением времени происходит снижение жесткости элементов конструкций, а за счет деградации геометрических характеристик поперечных сечений конструкций происходит нарастание интенсивности напряжений.

Результаты численных исследований показывают, что динамика изменения толщины конструкций, в зонах краевого эффекта (рис. 3.9-3.12), существенно зависит от среднегодовой температуры и интенсивности напряжений. Эти данные хорошо согласуются с многочисленными данными натурных наблюдений. При этом в числе других факторов влияющих на скорость снижения толщины конструкций, наиболее значительным является среднегодовая температура в условиях высокой атмосферной влажности.

9. Применяя метод статистической линеаризации и исходя из предположения, что цилиндр изготовлен из неупрочняющегося упруго-пластического материала, в работе применяется подход и определена надежность толстостенной трубы при действии внутреннего давления и при случайном разбросе величин прочностных и геометрических характеристик конструкций, а также величины внутреннего давления.

Расчетные исследования показали, что надежность трубопроводов наиболее чувствительна к изменчивости давления и расчетного сопротивления материалов.

Так как отказ магистральных трубопроводов связан с возможностью значительной аварии, т.е. к потере значительных материальных ресурсов, в работе развито понятие и обоснована необходимость выбора требуемого показателя надежности $P=0,9999$, что соответствует вероятности отказа $0,0001$. Данный подход отражает взаимосвязь теории надежности, экономики и технических требований к эксплуатации магистральных трубопроводов.

Основное содержание диссертации опубликовано в следующих работах:

1. Саргсян А.Е., Дворянчиков С.Н. Оценка надежности магистральных трубопроводов при случайном разбросе величин характеристик конструкций и воздействий. В сб.: «Актуальные проблемы и перспективы развития железнодорожного транспорта». РГОТУПС, М.: 1999, с.128-131.
2. Саргсян А.Е., Дворянчиков С.Н. Оценка прочности и надежности конструкции корпуса турбинного счетчика газа типа TZ. В сб.: «Актуальные проблемы и перспективы развития железнодорожного транспорта». РГОТУПС, М.: 1999, с.131-139.
3. Саргсян А.Е., Дворянчиков С.Н. Оценка прочности и надежности конструкций магистральных трубопроводов. М.: Газойл пресс, 2000, с.130.



Из фондов Российской национальной библиотеки

Подписано в печать 16 02 2000. Усл. печ. л. 1,0. Тираж 70. Заказ 251.

Отпечатано на множительной базе ОАО «Газавтоматика»
119435, Москва, а/я 641, Саввинская наб., 25

Р. 2464

A2000

2464

Из фондов Российской национальной библиотеки