

На правах рукописи

ПИРОГОВ СЕРГЕЙ ПЕТРОВИЧ

**МОДЕЛИРОВАНИЕ НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОГО
СОСТОЯНИЯ МАНОМЕТРИЧЕСКИХ ТРУБЧАТЫХ ПРУЖИН**

Специальность 05.13.18 – «Математическое моделирование,
численные методы и комплексы программ»

Автореферат диссертации на соискание ученой степени
доктора технических наук

Тюмень – 2010

Работа выполнена в государственном образовательном учреждении высшего профессионального образования «Тюменский государственный нефтегазовый университет» (ТюмГНГУ)

Официальные оппоненты: доктор физико-математических наук, профессор
Баутин Сергей Петрович

доктор физико-математических наук, профессор
Вельмисов Петр Александрович

доктор технических наук, профессор
Малюшин Николай Александрович

Ведущая организация: Федеральное государственное автономное образовательное учреждение высшего профессионального образования «Уральский федеральный университет имени первого Президента России Б. Н. Ельцина»

Защита состоится 20 декабря 2010 г. в 15⁰⁰ часов на заседании диссертационного совета Д212.274.14 при Тюменском государственном университете по адресу: 625003, г. Тюмень, ул. Перекопская, д.15А.;

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке Тюменского государственного университета по адресу: 625003, г. Тюмень, ул. Семакова, д.18

Автореферат разослан

Ученый секретарь
диссертационного совета

Н.Н.Бутакова

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность темы. Манометрические трубчатые пружины (МТП) нашли широкое применение в качестве упругих чувствительных элементов (УЧЭ) деформационных манометрических приборов, используемых для измерения избыточного и вакуумметрического давлений, разности давлений, расхода и температуры. При этом такие характеристики приборов, как порог чувствительности, верхний и нижний пределы измерения, надежность определяются свойствами упругого чувствительного элемента.

В настоящее время выпуск приборов с МТП достигает миллионов штук в год, причем мощности объектов возрастают, а условия эксплуатации ужесточаются, растут интенсивность и частота вибраций, например, на трубопроводном транспорте и оборудовании нефтегазовой промышленности, в результате чего снижается точность измерения и снижается срок эксплуатации приборов. Поэтому резко возрастают требования к виброустойчивости УЧЭ и МТП в частности.

Кроме того, расширяются функциональности приборов и сферы применения МТП, например, предложено использовать их, в качестве силовых элементов тормозных устройств и манипуляторов. Основное достоинство подобных устройств в их герметичности, то есть отсутствие сопрягаемых поверхностей.

Это потребовало создания новых типов МТП, имеющих улучшенные технические характеристики и больший диапазон функциональных возможностей, в частности трубок с новыми формами поперечных сечений с переменной толщиной стенки, переменной по длине формой сечения, нелинейными характеристиками, а также создания методов их расчета

Цель и задачи исследования

Цель диссертационной работы - повышение чувствительности, работоспособности, тяговых усилий и вибростойкости трубчатых манометрических пружин за счет изменения их геометрических размеров и формы сечения, расширение их функциональных возможностей и сфер применения.

Для достижения этой цели поставлены и решены следующие задачи:

1. Проведение сравнительного анализа методов расчета и разработка классификации существующих конструкций манометрических трубчатых пружин.
2. Разработка математических моделей, позволяющей рассчитать тонкостенные трубчатые пружины с переменной по периметру сечения толщиной стенки и переменного по длине сечения и исследовать влияние геометрии манометрической пружины на ее напряженно-деформированное состояние.
3. Разработка эффективного алгоритма и комплекса прикладных программ для расчета и автоматического проектирования тонкостенных манометрических трубчатых пружин с переменной толщиной стенки и переменным по длине сечением.

4. Разработка алгоритма и комплекса прикладных программ для расчета собственных частот колебаний манометрических трубчатых пружин.
5. Экспериментальное исследование напряженно-деформированного состояния и частот собственных колебаний пружин постоянного и переменного сечения. Оценка достоверности полученных теоретических результатов.
6. Рекомендации по оптимальному выбору геометрических параметров пружин

Методы исследований

В работе использованы метод Ритца, численные методы: для решения дифференциальных уравнений, описывающий осесимметричный изгиб кривой трубы использовались методы гармонического баланса и стрельбы, при решении систем дифференциальных уравнений, описывающий колебательное движение трубчатых пружин использован метод Бубнова-Галеркина. При постановке численных экспериментов и при исследовании влияния геометрических параметров манометрической пружины на ее свойства была применена система компьютерной математики MATLAB, на языке программирования этой же системы создан пакет прикладных программ для расчета пружин с постоянным и переменным сечением.

Научная новизна заключается в следующем:

В работе впервые рассмотрен комплекс вопросов, связанных с исследованием манометрических трубчатых пружин с переменной толщиной стенки и произвольной формой сечения, включающий:

- обобщенный алгоритм расчета манометрических трубчатых пружин произвольной формы сечения и переменной по периметру толщиной стенки, основанный на решении дифференциальных уравнений, описывающих осесимметричный изгиб кривой трубы;
- уточненные и новые результаты, относящиеся к исследованию влияния геометрии сечения на напряженно-деформированное состояние трубчатой манометрической пружины;
- разработан метод расчета пружин с переменным сечением, при этом показано, что принятая математическая модель описывает реальную конструкцию достаточно точно.
- доказано, что манометрические пружины с переменным сечением в режиме силовой компенсации обладают лучшими техническими характеристиками в сравнении с традиционно используемыми пружинами постоянного сечения.
- разработан обобщенный алгоритм расчета пружин переменного сечения с заданной погрешностью.
- предложена схема «сечение из элементов постоянной кривизны» для задания формы манометрических пружин с постоянным сечением, при применении к их расчету метода, разработанного в работах Э.Л. Аксельрада и Б.Н. Васильева.
- в результате анализа напряженно-деформированного состояния пружины в разных режимах работы предложены и защищены авторскими свидетельствами

новые конструкции манометрических пружин с переменным по длине сечением.

- составлена система уравнений Лагранжа второго рода, из которой получены выражения для определения первых двух собственных частот колебаний манометрических пружин постоянного поперечного сечения.
- разработан метод определения частот собственных колебаний пружин с переменным по длине сечением как для тонкостенного изогнутого стержня с учетом коэффициента Кармана, определяемого по полубезмоментной теории оболочек, показана сходимость решения.
- разработаны алгоритм и программа для автоматического расчета собственных частот колебаний манометрических трубчатых пружин с постоянным и переменным по длине сечением.
- установлено, что увеличение толщины стенки и отношения радиуса бокового закругления сечения к малой полуоси ведет к увеличению частоты собственных колебаний, а увеличение радиуса кривизны центральной оси, центрального угла и отношения малой полуоси к большой – к уменьшению частоты.
- установлено, что манометрические пружины с переменным сечением, изменяющимся от восьмеркообразного до плоскоовального, и пружины, изготовленные из конических трубок, имеют частоты собственных колебаний на 20-40% выше, чем аналогичные постоянного сечения.
- показано, что влиянием внутреннего избыточного давления (не превышающим номинального) на собственные частоты можно пренебречь.
- получены значения коэффициента, учитывающего влияние наконечников на частоты собственных колебаний.

Достоверность результатов работы обоснована применением известных уравнений и подтверждается результатами численных экспериментов, а также результатами экспериментальных исследований напряжений и деформаций, проведенных на нескольких образцах манометрических пружин разных типов с переменным по длине сечением и переменной толщиной стенки и экспериментальными исследованиями частот собственных колебаний, проведенными на латунных и стальных трубчатых пружинах постоянного поперечного сечения с диапазоном давлений от 0,06 МПа до 10 МПа и на нескольких образцах манометрических пружин разных типов с переменным по длине сечением.

Практическая ценность работы

1. Получены формулы и графики для практического расчета трубчатых пружин гантелеобразного и сифонообразного сечений, а также пружин с вкладышем, используемых в манометрических термометрах.
2. Разработан алгоритм и прикладное программное обеспечение для расчета и автоматического проектирования манометрических пружин с переменной толщиной стенки и произвольной формой сечения.
3. Разработаны рекомендации по рациональному проектированию манометрических пружин с переменной толщиной стенки.

4. Предложены и рассчитаны, защищенные авторскими свидетельствами новые конструкции манометрических трубчатых пружин с переменной толщиной стенки.
5. Разработанный метод расчета и созданный пакет прикладных программ дает возможность определения технических характеристик у пружин с переменным по длине сечением и тем самым позволяет такие конструкции пружин внедрить в производство.
6. Предложенная схема «сечение из элементов постоянной кривизны», в сравнении с известными схемами, позволяет более точно задать форму наиболее распространенных типов поперечных сечений манометрической пружины.
7. Разработаны рекомендации по рациональному проектированию пружин с переменным по длине сечением.
8. Разработанный метод расчета и созданный пакет прикладных программ дает возможность определения частот собственных колебаний и других технических характеристик у пружин с переменным по длине сечением и тем самым позволяет такие конструкции пружин внедрить в производство.

Внедрение результатов

Результаты расчета трубчатых пружин гантелеобразного и сифонообразного сечений, а также трубчатых пружин с вкладышем использованы в ЦПКБ «Теплоконтроль» (г.Казань)

Созданные комплексы прикладных программ для расчета статических и динамических характеристик манометрических трубчатых пружин постоянного и переменного сечения внедрены на Томском манометровом заводе ОАО «Манотомь».

Апробация работы

Основные положения диссертации докладывались и обсуждались на всесоюзной юбилейной научно - технической конференции МВТУ им.Н.Э. Баумана, (г.Москва, 1981), на 6 всесоюзном съезде по теоретической и прикладной механике (г.Ташкент, 1985) на международной научно-практической конференции «Проблемы эксплуатации транспортных систем в суровых условиях» (г.Тюмень, 2002), на международном научно-практическом семинаре «Транспортный комплекс - 2002» (г.Тюмень, 2002) на конференции «Нефть и газ. Новые технологии в системах транспорта» (г. Тюмень, 2005), , на производственных совещаниях конструкторского бюро ОАО «Манотомь» (2005, 2007), на научных семинарах кафедры математического моделирования ТюмГУ (2007, 2010), на Всерос. научно-техн конф.,посв. 45-летию Тюменского топливно-энергетического комплекса и 80-летию В.И.Грайфера (г. Тюмень, 2009), на расширенном заседании кафедры теоретической и прикладной механики ТюмГНГУ(2010).

Публикации

Основное содержание диссертации опубликовано в 48 печатных работах, в том числе научной монографии, 12 статьях в научных изданиях, рекомендуемых ВАК РФ, получено 13 авторских свидетельств и патентов на изобретения и

полезные модели, 4 свидетельства об официальной регистрации программ для ЭВМ.

Объем и структура работы

Диссертационная работа состоит из введения, шести разделов, заключения и приложений, списка использованных источников, включающих 177 наименований. Объем работы 406 страниц, в том числе 140 иллюстраций и 30 таблиц.

ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении дана краткая характеристика содержания диссертации, обоснована актуальность работы, научная новизна и практическая ценность.

В первом разделе рассмотрен принцип действия манометрической пружины, ее основные характеристики, дан обзор конструкций пружин.

В манометрической пружине используется свойство полый тонкостенной трубки некругового сечения деформироваться под действием подводимого давления. Пружина представляет собой кривую трубку, имеющую некруглую форму поперечного сечения (рис.1).

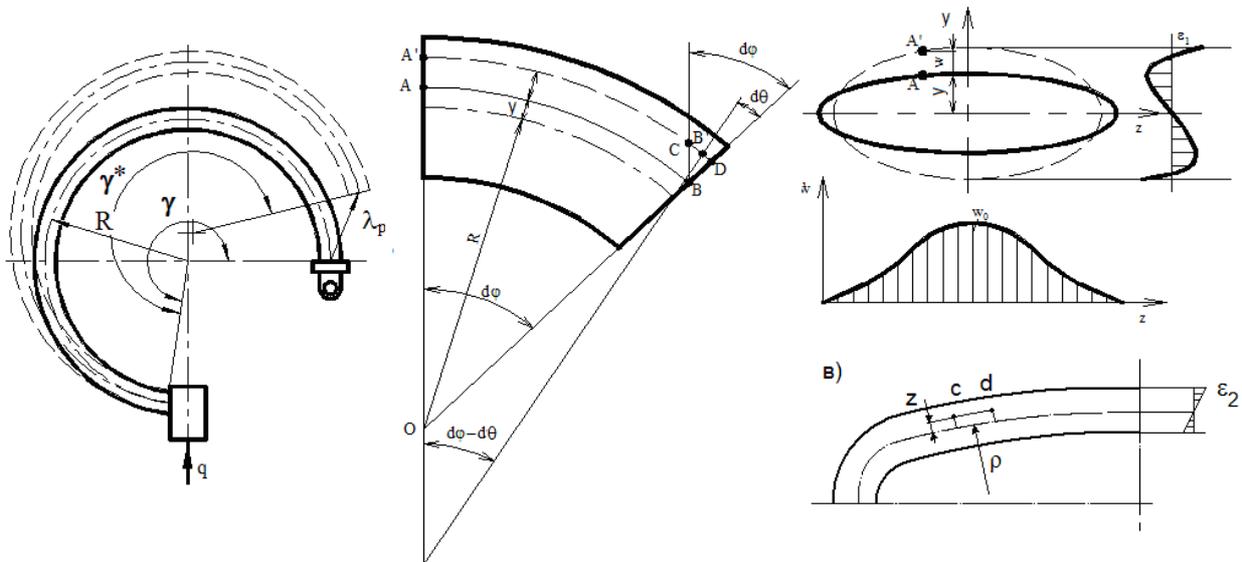


Рис.1.1. Манометрическая трубчатая пружина

Под действием давления пружина разгибается, и ее свободный конец совершает ход λ_p . При режиме силовой компенсации свободный конец пружины жестко или шарнирно закреплен и ее рабочей характеристикой является тяговый момент и сила, действующий на опору.

Основными техническими параметрами манометрических трубчатых пружин – чувствительность, жесткость на изгиб под действием внешних сил, работоспособность, изменение объема полости, а также максимальное напряжение.

На основании проведенных патентных исследований и обзора литературы была разработана классификация манометрических трубчатых пружин (пружин Бурдона) (рис.2).

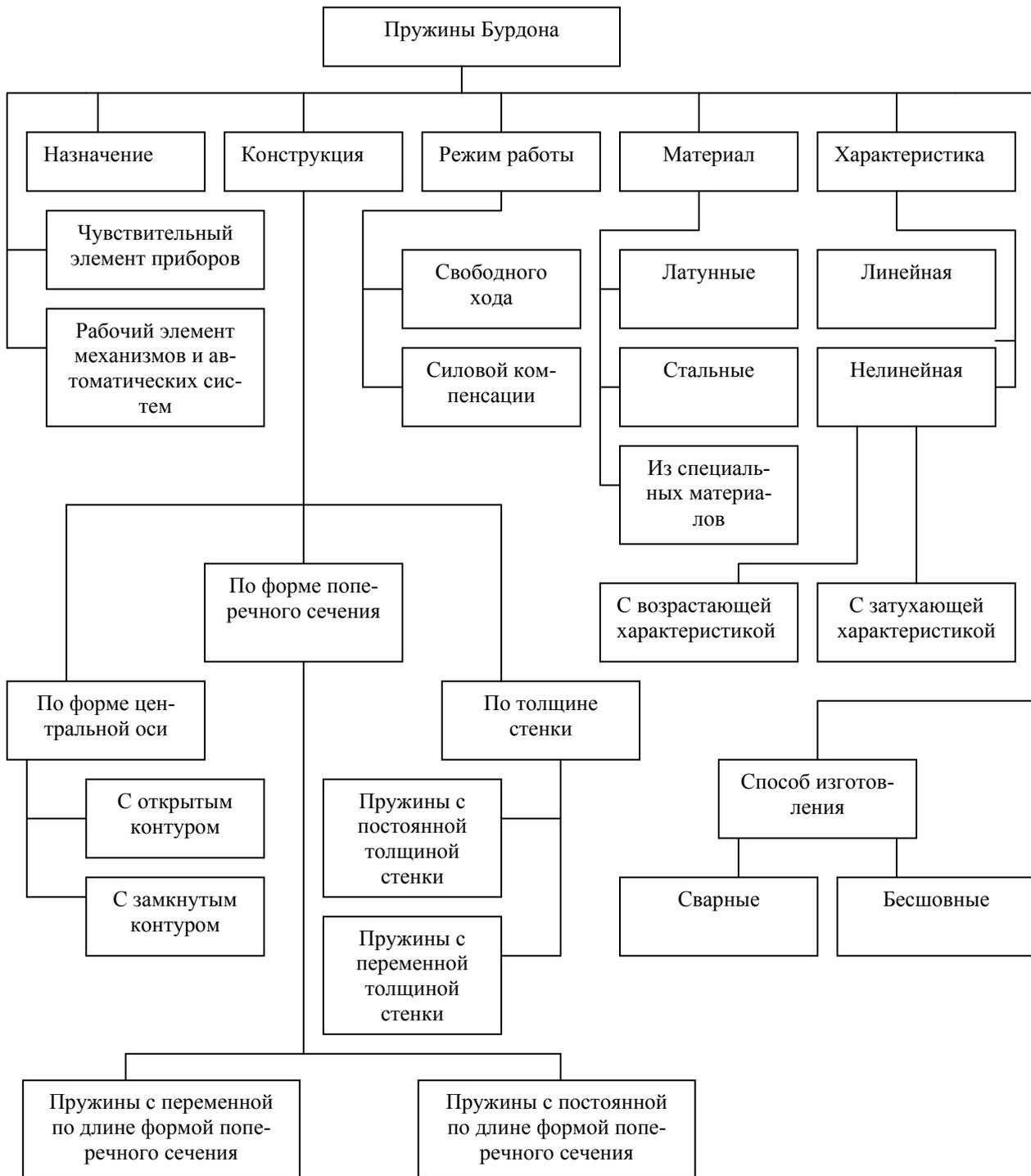


Рис.2. Классификация трубчатых пружин

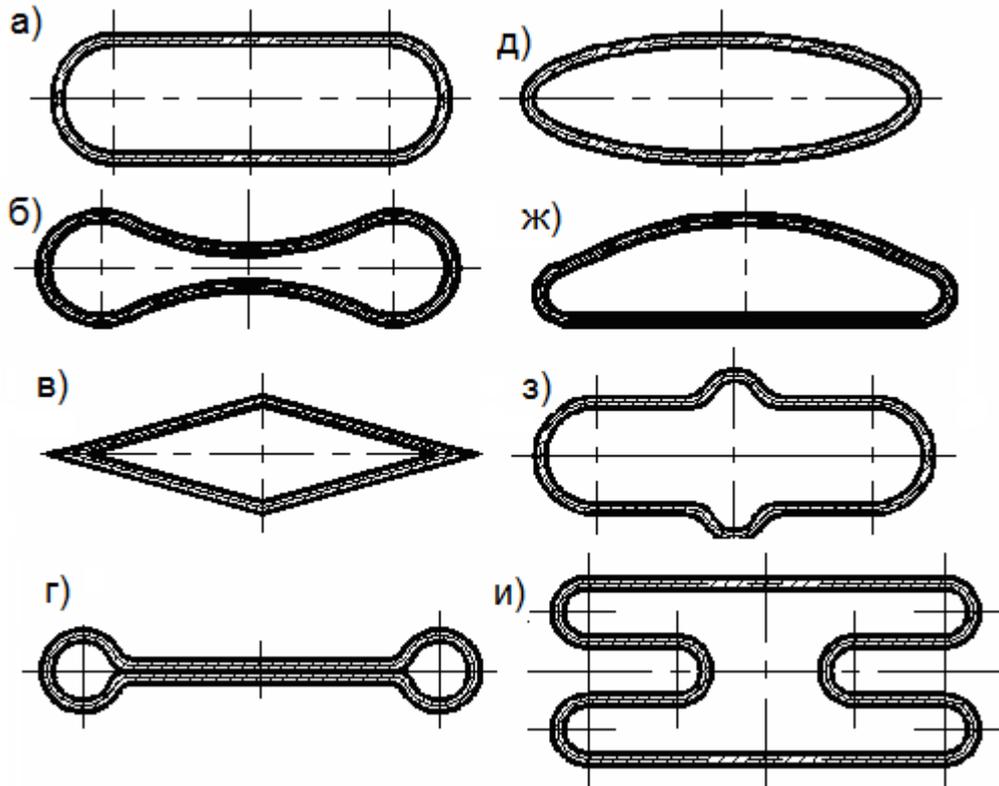


Рис.3. Сечения трубчатых пружин с постоянной толщиной стенки

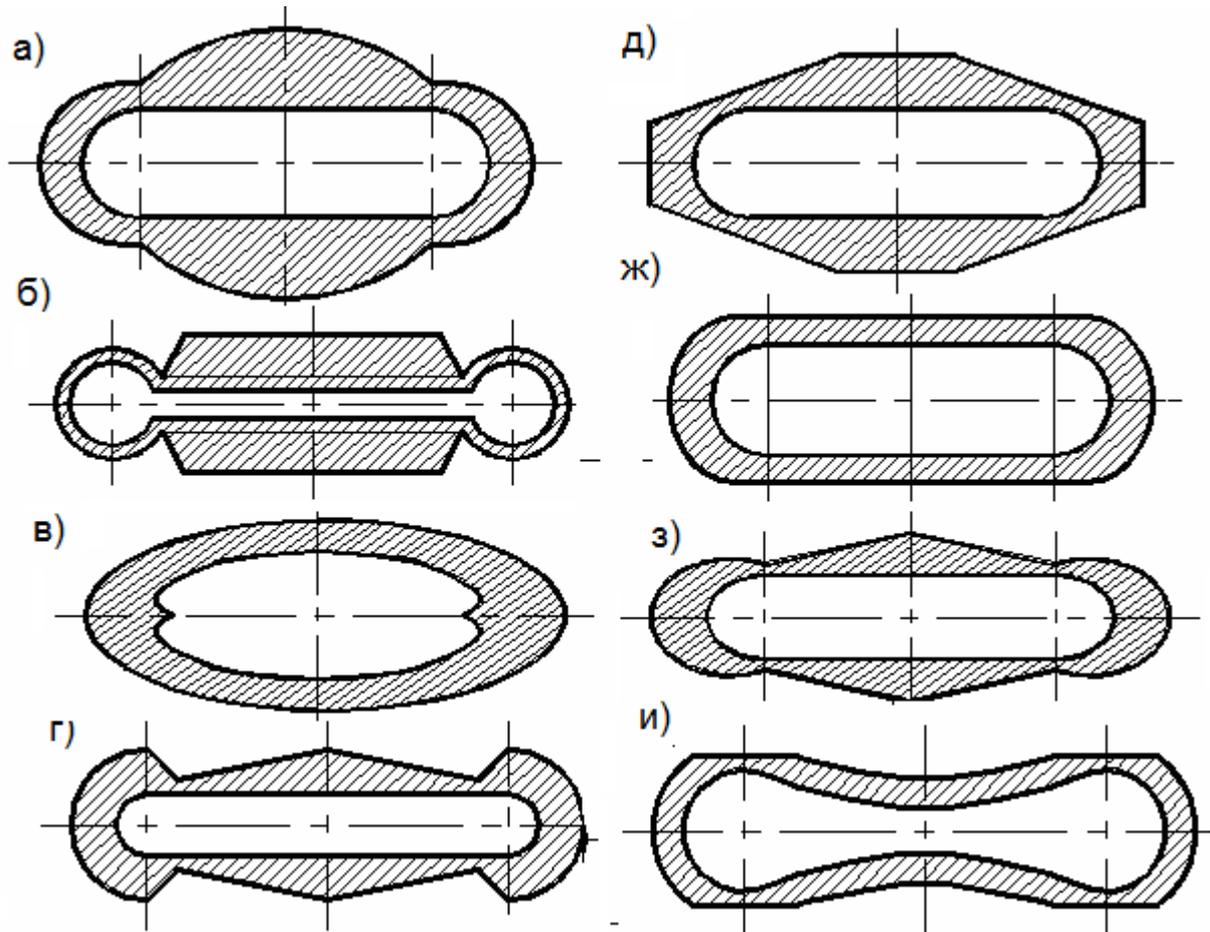


Рис.4. Сечения трубчатых пружин с переменной толщиной стенки

На рис.3 изображены основные формы сечений манометрических пружин, изготавливаемых различными предприятиями. Наиболее широко используются плоскоовальная (а), эллиптическая (д) и восьмеркообразная (б) формы сечений. Пружина эллиптического сечения при одинаковых габаритах обладает большей чувствительностью по сравнению с плоскоовальными и восьмеркообразными. Пружины восьмеркообразного сечения обладают большой прочностью и жесткостью к действию внешних сил их применяют для измерения повышенных давлений. Плоскоовальное сечение обеспечивает достаточную чувствительность, большую, чем сечение в виде восьмерки, и в то же время способствует технологичности конструкции.

Кроме форм, обладающих двумя осями симметрии, находит применение сегментообразное сечение (рис.3,ж). Оно обладает технологическими достоинствами плоскоовального сечения и несколько превосходит его по чувствительности.

Пружины ромбического сечения (рис.3,в) и с продольным гребнем (рис.3,з) предложены для увеличения чувствительности пружины. Трубчатые пружины сильфообразного сечения (рис.3,и) были предложены для повышения чувствительности и жесткости к действию внешних сил и предназначены для контактных манометров, регуляторов давления и температуры.

В приборах, где требуется минимальный начальный внутренний объем упругого чувствительного элемента (например, в манометрических термометрах), используют трубки «гантелеобразного» сечения (рис.3,г) а также различные типы пружин с вкладышем.

На рис.4 представлены различные формы сечений трубчатых пружин с переменной толщиной стенки, а на рис.5 ряд конструкций пружин с переменным вдоль центральной оси сечением и толщиной стенки.

С целью увеличения частоты собственных колебаний предложена манометрическая пружина с переменной, уменьшающейся от основания к ее свободному концу толщиной стенки сечения, причем размеры сечения также уменьшаются от основания к свободному концу (рис.5,а).

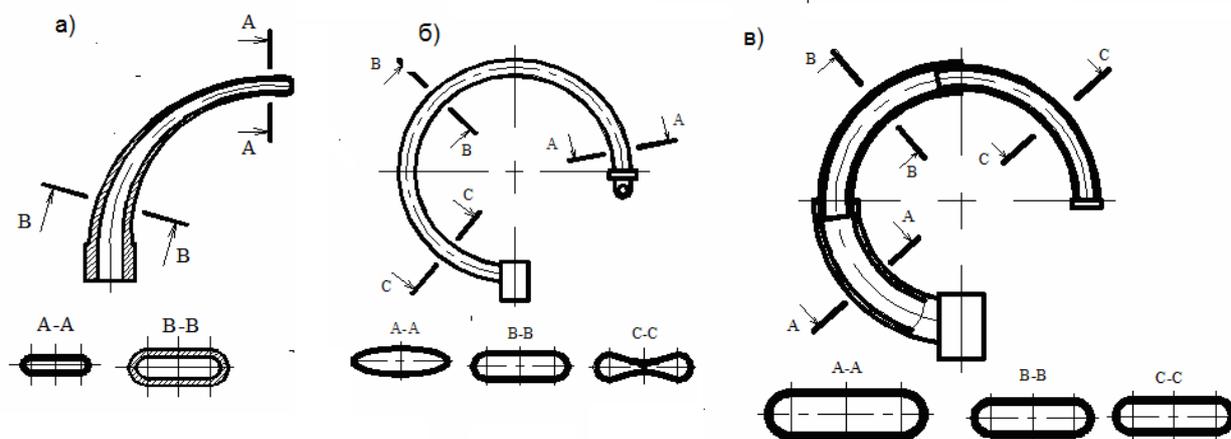


Рис.5 Трубчатые пружины с переменным по длине сечением

Для повышения чувствительности, относительной жесткости и прочности манометрических пружин, работающих в силовом режиме и в условиях вибрации предложена пружина с переменным по длине сечением, плавно изменяющимся от эллиптического на свободном конце к восьмеркообразному на закрепленном (рис.5,б). Также предложена пружина, имеющая переменное по длине сечение, состоящая из нескольких соединенных между собой трубок, каждая из которых имеет постоянную толщину стенки и соотношение полуосей сечения, причем толщина стенки и размер полуосей сечения трубок увеличивается от свободного конца пружины к закрепленному (см.рис.5,в).

К ранним работам, посвященных расчету трубки Бурдона, можно отнести статьи Е.Хилла, Х.Лоренца, Т. Кармана, И.В.Мещерского, М.Туэда.

Первым решением, доведенным до практического использования, следует назвать решение В. И.Феодосьева для трубки Бурдона с эллиптическим поперечным сечением, который рассматривал задачу в линейной постановке и применил для получения расчетных формул принцип минимума полной потенциальной энергии системы с привлечением метода Ритца. Этот метод расчета был развит Л. Е.Андреевой, где решение было распространено также на трубки с плоскоовальным сечением. В последующий период решение В. И.Феодосьева уточнялось Г.И.Тыжновым, М.П.Шумским, В.Г.Афониным, В.Е.Буженко.

Решения, основанные на интегрировании дифференциальных уравнений тонкостенных оболочек приведены в работах В. Веста, Р. Кларка, Т. Джилроя, Е. Рейснера, Э. Л. Аксельрада, Б. Н. Васильева, Л. Е. Андреевой, О.О. Барышниковой, С.С. Гаврюшина.

Для определения основных характеристик динамического расчета труб, то есть частот и форм собственных колебаний, использовались, в основном, результаты линейной теории механических колебаний стержней (Я.Г.Пановко, С.П.Тимошенко, В.Л.Бидерман).

Уравнения движения линейной теории колебаний тонких оболочек были получены в конце XIX века А. Лявом, использовавшим для этой цели полученные им уравнения равновесия элемента оболочки и принцип Даламбера.

Дальнейшее развитие теории колебания тонких оболочек пошло по пути упрощения уравнений и расчетных схем за счет введения различных допущений (В. Флюгге, О.Д.Ониашвили, В.С. Гонткевич, И. И. Меерович, В.П. Ильин, О. Б. Халецкая, Д.Мак-Гил). Проблемам моделирования механической системы «Трубопровод-датчик давления» посвящены работы П.А.Вельмисова.

Согласно классификации В.Веста трубчатые пружины можно подразделить на три вида: тонкостенные, трубки средней толщины и толстостенные. Для типовых пружин, используемых в манометрах, к первому типу следует отнести пружины, предназначенные для измерения давления менее 1 МПа, ко второму – от 1 до 60 МПа, а к третьему – свыше 60 МПа. Поэтому выбор метода расчета зависит от геометрических параметров пружин.

Для расчета пружин первого типа наиболее подходят методы, основанные на теории оболочек, которые могут быть использованы и для расчета пружин второго вида с помощью введения коэффициентов, учитывающих гипер-

большинственный характер распределения напряжений на закругленных участках сечения. Недостатком этих методов является то, что решение может быть только численным.

Энергетический метод дает аналитическое решение, результаты получены в виде формул, однако теряет точность с увеличением параметра кривизны.

Хорошие результаты для пружин всех типов могут быть получены при использовании метода конечных элементов но этот метод наиболее эффективен как проверочный .

Поскольку каждый метод имеет свои достоинства и недостатки, выбор метода для расчета манометрических трубчатых пружин зависит от их геометрических характеристик. Для уточнения границ применения этих методов необходимо провести экспериментальные исследования деформаций и напряжений в трубках различной кривизны.

Во втором разделе рассматривается математическая модель напряженно-деформированного состояния манометрической трубчатой пружины, полученная с помощью энергетического метода.

При этом равновесное положение пружины Бурдона, нагруженной давлением, определяется из условия минимума полной потенциальной энергии, которая равна сумме потенциальной энергии деформаций U и энергии положения внешних сил Π

$$\mathcal{E} = U + \Pi.$$

Величина потенциальной энергии деформаций зависит от искривления контура поперечного сечения трубки и относительного угла поворота поперечного сечения. Энергия положения внешних сил определяется произведением давления на изменение объема внутренней полости пружины, которое в свою очередь также зависит от величины искривления контура поперечного сечения.

При исследовании на минимум выражения полной потенциальной энергии методом Ритца принимается приближенный закон деформации контура поперечного сечения.

Этот метод рассматривается для трубки переменной толщины плоско-овального сечения, причем толщину представим функциями координат X и φ

$$h(x, \varphi) = H \cdot h(S),$$

где H – максимальная толщина стенки, $h(S)$ - функция, зависящая от закона изменения толщины по сечению трубки (рис.6).

Удельная потенциальная энергия u при двухосном напряженном состоянии выражается через компоненты деформаций :

$$u = \frac{E}{2(1-\nu^2)} (\varepsilon_1^2 + \varepsilon_2^2 + 2\nu\varepsilon_1\varepsilon_2), \quad (1)$$

где, ε_1 и ε_2 – относительные деформации в направлении главных осей 1 и 2, E – модуль упругости; ν – коэффициент Пуассона материала пружины.

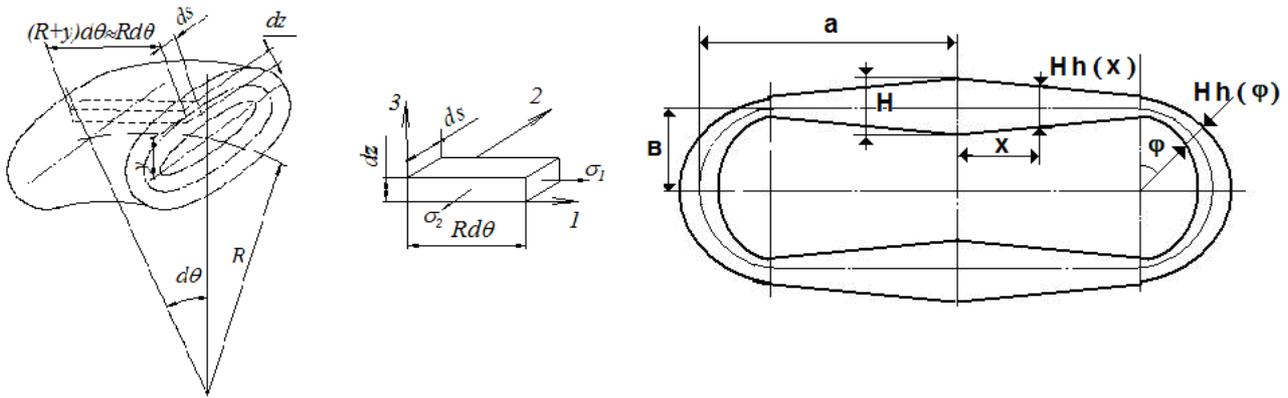


Рис.6. Бесконечно малый элемент и сечение трубки с переменной толщиной

Продольная и поперечная деформации определяются выражениями

$$\varepsilon_1 = \frac{w - y \frac{\Delta\gamma}{R}}{\gamma}; \quad \varepsilon_2 = z \cdot \Delta\chi. \quad (2)$$

где $\Delta\chi$ - изменение кривизны контура сечения трубки.

Потенциальная энергия бесконечно малого элемента равна

$$dU = u \cdot R d\theta dS dz, \quad (3)$$

После интегрирования по θ и z

$$U = \frac{E\gamma H}{2R(1-\nu^2)} \int_0^s \left((w - y \frac{\Delta\gamma}{R})^2 + \left(\frac{R^2 H^2 [h(s)]^2}{12} \right) (\Delta\chi)^2 \right) ds. \quad (4)$$

Энергия положения внешних сил равна работе сил давления, взятой с противоположным знаком $\Pi = -q\Delta f R \gamma$,

где Δf - изменение площади, ограниченной средней линией контура сечения. Тогда выражение полной потенциальной энергии принимает вид

$$\mathcal{E} = \frac{E\gamma H}{2R(1-\nu^2)} \int_0^s \left((w - y \frac{\Delta\gamma}{R})^2 + \left(\frac{R^2 H^2 [h(s)]^2}{12} \right) (\Delta\chi)^2 \right) ds - q\Delta f R \gamma. \quad (5)$$

Уравнение (5) содержит четыре неизвестных:

$\frac{\Delta\gamma}{\gamma}$ – относительный угол поворота концевой сечения пружины;

w – перемещение произвольной точки контура поперечного сечения в направлении малой оси сечения;

$\Delta\chi$ – изменение кривизны в произвольной точке среднего контура сечения;

Δf -изменение площади, ограниченной средней линией контура сечения.

Эти величины определяются деформацией контура поперечного сечения; между ними можно найти связь и уменьшить число неизвестных в уравнении.

Выражаем $\frac{\Delta\gamma}{\gamma}$, w , $\Delta\chi$ и Δf - через увеличение малой полуоси W_A , после чего выражение полной потенциальной энергии принимает вид

$$\Theta = \frac{2E\gamma Na}{R(1-\nu^2)} \left[\frac{W_A^2}{m^2} J_1 - 2\epsilon \frac{W_A}{m} \frac{\Delta\gamma}{\gamma} J_2 + \epsilon^2 \left(\frac{\Delta\gamma}{\gamma} \right)^2 J_3 + \frac{R^2 H^2}{12a^4} \frac{W_A^2}{m^2} n \right] - qR\gamma \frac{W_A}{m} \left(1 - \frac{\epsilon^2}{a^2} \right) n. \quad (6)$$

Согласно методу Ритца, полная энергия в положении равновесия имеет минимум

$$\frac{\partial \Theta}{\partial W_A} = 0; \quad \frac{\partial \Theta}{\partial \left(\frac{\Delta\gamma}{\gamma} \right)} = 0.$$

Произведя интегрирование, и решая систему двух уравнений, получаем

$$\frac{\Delta\gamma}{\gamma} = q \frac{1-\nu^2}{E} \frac{R^2}{\epsilon H} \left(1 - \frac{\epsilon^2}{a^2} \right) \frac{\alpha}{\beta + \eta_0^2}, \quad (7)$$

где α и β зависят от соотношения полуосей a/v и закона изменения толщины стенки, $\eta_0 = \frac{RH}{a^2}$ - главный параметр трубчатой пружины.

Далее были получены формулы для определения линейных перемещений конца трубчатой пружины под действием давления и внешних сил.

Известная формула для расчета перемещения конца трубчатой пружины под действием внутреннего давления не учитывает жесткий наконечник, состоящий из нерабочего участка самой трубки и кончика, служащего для снятия перемещения. Так как точка, с которой снимается перемещение, находится дальше от мгновенного центра скоростей P (рис.7), то есть $\rho_n > \rho$, то действительные перемещения превышают рассчитанные по известной методике.

Положение точки относительно трубки задается координатами l и ψ_1 (рис.7).

Для определения перемещения используем интеграл Мора

$$\lambda = \int_l \frac{M M^1}{EJ} dl. \quad (8)$$

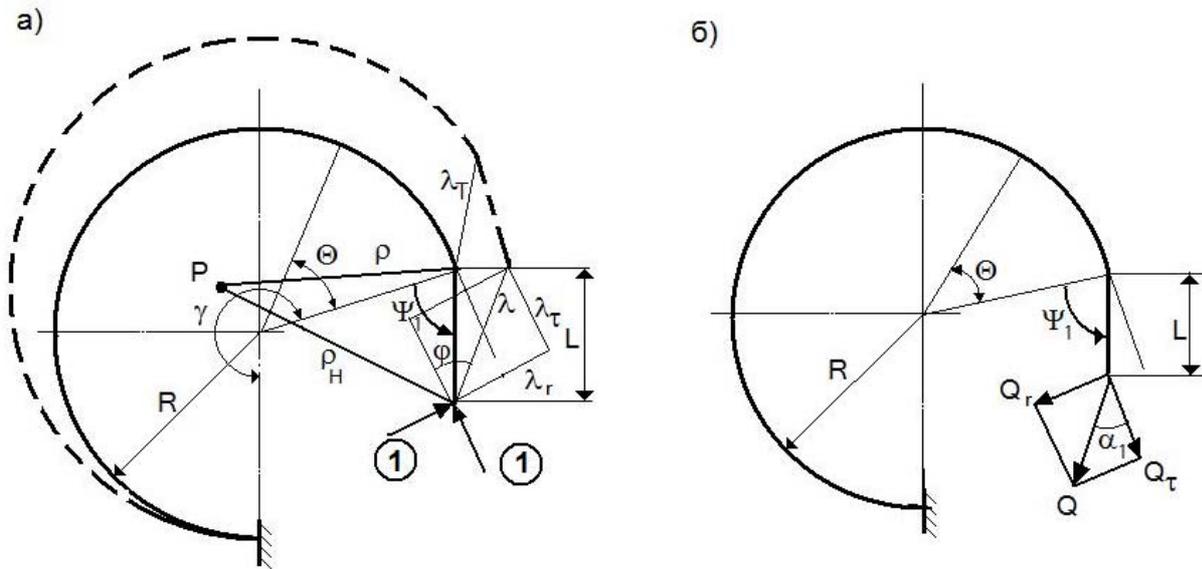


Рис.7. Расчетная схема трубки с жестким наконечником

Обозначая $l_o = l/R$, полное перемещение можно представить в виде

$$\lambda = \frac{\Delta\gamma}{\gamma} R\Gamma, \quad (9)$$

где
$$\Gamma = \sqrt{(1 - \cos \gamma + l_o \sin \psi_1 \cdot \gamma)^2 - (\gamma - \sin \gamma - l_o \cos \psi_1 \cdot \gamma)^2}. \quad (10)$$

Определим изменение центрального угла трубки, под действием внешнего изгибающего момента, приложенного к концу трубки в плоскости кривизны.

Потенциал внешних сил в этом случае равен $-M\Delta\gamma$, дифференцируя выражение полной потенциальной энергии по W_A и $\Delta\gamma/\gamma$ и, решая систему двух уравнений, находим

$$\frac{\Delta\gamma}{\gamma} = \frac{MR}{B}, \quad (11)$$

здесь $B = \frac{E}{1-\nu^2} K_k J_x$ - жесткость трубки на изгиб, $K_k = \frac{\beta + \eta_0^2}{\xi + \eta_0^2}$ - коэффициент Кармана, J_x - момент инерции трубки относительно большой оси сечения.

Кроме того, используя данный метод расчета, получены выражения для тягового момента, изменения объема и напряжения в трубчатых пружинах.

Как показали исследования напряженного состояния трубки, вблизи соединения прямолинейных и закругленных участков сечения трубки поперечный

изгибающий момент равен нулю, поэтому было предложено уменьшать толщину стенки в этих местах

Аналитически, толщину стенки можно выразить уравнениями:

$$h_{AB} = H\left(1 - \frac{1-h_0}{a-\varepsilon} X\right), \quad h_{AB} = H[h_0 - (1-h_0)\sin\varphi], \quad (12)$$

где H – максимальная толщина стенки (на концах полуосей сечения),
 h – минимальная толщина (в местах сопряжения прямых и закругленных участков),
 $h_0 = h/H$ - соотношение минимальной и максимальной толщин.

Таким образом, технические характеристики трубчатых пружин будет зависеть от двух параметров соотношения толщин h_0 и соотношения полуосей a/v . Алгоритм расчетов величин $\alpha, \beta, n, \xi, J_2, J_3$, необходимых для расчета пружин, был запрограммирован и реализован на ЭВМ.

Данные расчетов показали, что чувствительность возрастает с увеличением вытянутости сечения (увеличением отношения полуосей a/v) и уменьшением h_0 . Так, при $a/v=2$, чувствительность трубки с переменной толщиной ($h_0=0,5$) в 1,6 раза больше, чем у трубки с постоянной толщиной ($h_0=1$), для $a/v=6$ чувствительность возрастает уже в 1,9 раза, а для $a/v = 9$ – в 2,3 раза.

Трубчатая пружина с линейной зависимостью толщиной стенки имеет чувствительность в 1,5 -1,8 раза больше при одинаковых напряжениях, чем пружина с постоянной толщиной стенки, а лучшие свойства обладает сечение с соотношением минимальной и максимальной толщин 0,5-0,7.

С помощью данного метода были рассчитаны характеристики трубчатых пружин гантелеобразного сечения и плоскоовального с жестким вгладышем, применяемых в манометрических термометрах, которые показали, что трубчатые пружины с вкладышем практически по всем техническим характеристикам превосходят пружины "гантелеобразного" сечения. Рекомендуются сечение таких трубок делать более вытянутыми, то есть с большей величиной отношения a/v - $a/v=8...12$.

В третьем разделе рассматривается математическая модель напряженно-деформированного состояния манометрической трубчатой пружины, основанной на дифференциальных уравнениях полубезмоментной теории оболочек

Система разрешающих дифференциальных уравнений, описывающих состояние манометрической трубки с переменной по сечению толщиной стенки, имеет вид

$$\left. \begin{aligned} \left(\frac{1}{t} \dot{\psi} \right) - \mu_0 \vartheta \cos \alpha &= -m \sin \alpha, \\ \left(t^3 \dot{\vartheta} \right) + \mu_0 \psi \cos \alpha &= -\lambda f_0. \end{aligned} \right\} \quad (13)$$

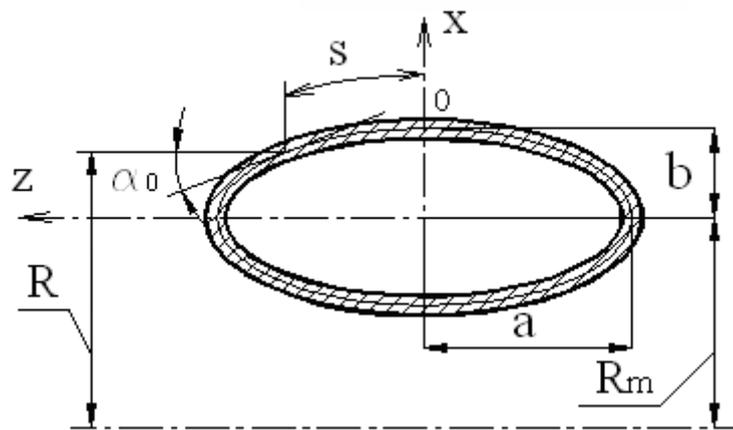
В этих уравнениях искомыми являются функции ψ , θ безразмерной координаты η , пропорциональной длине меридиана s , отсчитываемой от точки «О»:

$$\eta = \frac{s}{r}, \quad r = \frac{\Pi}{2\pi}, \quad (14)$$

здесь r – приведенный радиус поперечного сечения пружины (радиус срединной поверхности трубки-заготовки кругового сечения); Π – периметр срединной поверхности в сечении.

В уравнениях штрихом обозначено дифференцирование по η .

На рис.8 показана схема задания поверхности трубки в цилиндрической системе координат.



Функция $\vartheta(\eta)$ - представляет собой изменение начального угла наклона касательной

$$\vartheta(\eta) = \alpha_0(\eta) - \alpha(\eta). \quad (15)$$

Функция ψ характеризует напряжения в трубке и связана с нормальным усилием на единицу длины поперечного сечения T_1 выражением

$$\psi(\eta) = \sqrt{12(1-\nu^2)} \frac{r}{Eh^2} \int_0^\eta T_1 d\eta. \quad (16)$$

Рис.8. Задание поверхности трубки

В уравнениях параметры μ_0 и m учитывают кривизну продольной оси и ее изменение:

$$\mu_0 = \sqrt{12(1-\nu^2)} \frac{r^2}{R_m h}, \quad m = \mu - \mu_0. \quad (17)$$

Здесь и выше индексом «0» снабжены величины, относящиеся к недеформированному состоянию. λ - параметр внутреннего давления в трубке

$$\lambda = 12(1-\nu^2)qr^3 / Eh^3, \quad (18)$$

здесь E - модуль упругости материала трубки, q – внутренне давление, ν - коэффициент Пуассона, h – толщина стенки трубки.

Функция $f_0(\eta)$ определена выражением

$$f_0(\eta) = -\cos \alpha_0 \int_0^{\eta} \cos \alpha_0 d\eta - \sin \alpha_0 \int_{\frac{\pi}{2}}^{\eta} \sin \alpha_0 d\eta. \quad (19)$$

Относительная толщина стенки $t(\eta)$ зависит от закона изменения толщины стенки по периметру сечения и определяется следующим образом

$$t(\eta) = h(\eta) / h_m, \quad (20)$$

где $h(\eta)$ – толщина стенки сечения, h_m - максимальная толщина стенки.

Если трубка имеет постоянную толщину, то $t(\eta)=1$ и уравнения принимают вид

$$\begin{aligned} \psi'' - \mu_0 \mathcal{G} \cos \alpha_0(\eta) &= -m \sin \alpha_0(\eta) \\ \mathcal{G}'' + \mu_0 \psi \cos \alpha_0(\eta) &= -\lambda f_0(\eta) \end{aligned} \quad (21)$$

Решение полученных дифференциальных уравнений для трубок с постоянной толщиной стенки - (21) ищется методом гармонического баланса: все функции как известные, так и искомые, подставляются в уравнения в виде разложений в тригонометрические ряды Фурье.

Функции $\psi(\eta)$, $\theta(\eta)$ являются нечетными, периодическими, учитывая это обстоятельство, они ищутся в виде разложений:

$$\psi(\eta) = \sum_j b_j \sin j\eta, \quad \mathcal{G}(\eta) = \sum_n a_n \sin n\eta, \quad j = n = 1, 2, 3, \dots \quad (22)$$

Функции $\sin \alpha_0(\eta)$, $\cos \alpha_0(\eta)$ определяют форму поперечного сечения трубки и задаются в виде рядов:

$$\sin \alpha_0(\eta) = \sum_j s_j \sin j\eta, \quad \cos \alpha_0 = \sum_j c_j \cos j\eta, \quad j = 1, 2, 3, \dots \quad (23)$$

(индексы суммирования включают четные и нечетные члены – нами рассматривается решение для случая, когда поперечное сечение может быть как симметричным относительно осей x и z , так и симметричным относительно только одной оси x).

Коэффициенты функций $\sin \alpha_0(\eta)$, $\cos \alpha_0(\eta)$ можно найти по формулам Эйлера-Фурье

$$s_j = \frac{2}{\pi} \int_0^{\pi} \sin \alpha_0 \sin j\eta d\eta, \quad c_j = \frac{2}{\pi} \int_0^{\pi} \cos \alpha_0 \cos j\eta d\eta. \quad j = 1, 2, 3, \dots$$

В линейном приближении можно полагать коэффициенты b_j линейно зависящими от изменения кривизны m и параметра давления λ :

$$b_j = m\beta_j + \lambda\beta'_j, \quad (24)$$

что дает системы уравнений относительно β_j и β_j' :

Затем обе части каждого из уравнений приводятся к виду разложения по $\sin j\eta$. Равенства коэффициентов при $\sin 1\eta$, $\sin 2\eta$ и т.д. дают систему алгебраических уравнений. Из решения полученной системы определяются коэффициенты искомых функций.

В режиме свободного хода основной характеристикой пружины является чувствительность. Определение чувствительности манометрической трубки следует из условия равенства изгибающего момента в сечении нулю, то есть выполнено условие $\oint \psi \sin \alpha_0 d\eta = 0$.

Подставляя функции, входящие в подынтегральное выражение в виде их разложений получаем выражение для отношения изменения кривизны оси трубки к параметру давления:

$$m/\lambda = -\frac{\sum_j s_j \beta_j'}{\sum_j s_j \beta_j}, \quad (25)$$

Формула относительного угла поворота пружины имеет вид:

$$\frac{\Delta\gamma}{\gamma} = q \frac{12(1-\nu^2)}{E\mu_0} \cdot \left(\frac{r}{h}\right)^3 \frac{m}{\lambda}. \quad (26)$$

Изменение кривизны продольной оси пружины под действием внешнего изгибающего момента, приложенного к ее концу, определяется из формулы:

$$\Delta\left(\frac{1}{R_m}\right) = \frac{M}{K_k EI_z}, \quad (27)$$

(где K_k - коэффициент «Кармана»), решение в тригонометрических рядах дает следующее выражение для определения K_k :

$$K_k = \frac{\sum_{j=1,2,\dots} \beta_j s_j}{\sum_{j=1,2,\dots} (s_j^2/j^2)}. \quad (28)$$

Анализ теоретических и экспериментальных данных показывает, что у наиболее распространенных сечений – эллиптического и плоскоовального – наибольшие напряжения возникают на концах большой оси сечения. В этом случае формула для максимального эквивалентного напряжения принимает вид

$$\sigma_s = 6q \left(\frac{r}{h}\right)^2 \sqrt{1-\nu+\nu^2} \sum_{n=2,4,\dots} (-1)^{\frac{n}{2}+1} n \left(\frac{a_n}{\lambda}\right). \quad (29)$$

Для расчета трубчатых пружин с различной формой поперечного сечения необходим способ задания сечения, который давал бы возможность определять коэффициенты s_j, c_j для сечений различных форм и в широком диапазоне изменения их геометрических параметров.

Для пружины с постоянным поперечным сечением была предложена схема «универсального сечения», в которой профиль сечения (симметричного относительно осей x и z) образуется из прямых и дуг окружности постоянного угла раскрытия (рис.9,а), а также сечение из элементов постоянной кривизны, которая позволит задавать сечения, показанные на рис.9,б, в том числе имеющие только одну ось симметрии.

Точность задания формы рядами с конечным числом членов может быть оценена по величине интегралов этих рядов

$$y(\eta) = r \sum_j \frac{C_j}{j} \sin j\eta; \quad x(\eta) = r \sum_j \frac{S_j}{j} \cos j\eta, \quad (30)$$

определяющих профиль трубки до деформации.

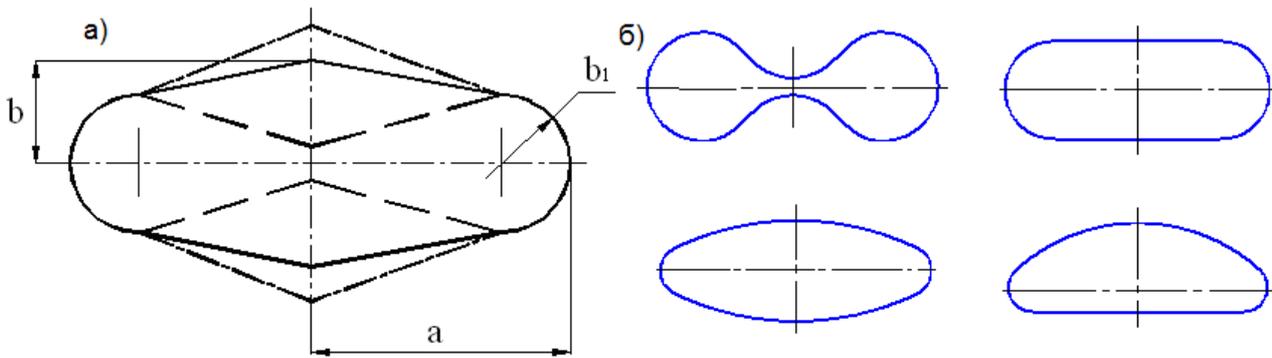


Рис.9. Схемы универсальных сечений

Для круговой формы сечения достаточно сохранить лишь первый член разложения, по мере увеличения вытянутости сечения количество членов ряда должно увеличиваться. В работе было исследовано сильфонообразное сечение, которое значительно отличается от круговой формы, поэтому сходимость рядов хуже, чем, например, для плоскооальной формы сечения. Расчеты интегралов (30) при различных значениях j показали, что необходимо учитывать члены ряда, порядка S_{15}, C_{15} . Форма сечения, ($j = 1,3,5,\dots,15$), показана на рис.10 штриховой линией. Наибольшее отклонение наблюдается в точке с $\eta = \frac{\pi}{2}$ и составляет менее 5% от действительного значения. Для сравнения на рис.11 штрих - пунктирной линией показана форма сечения, задаваемая первыми четырьмя членами ряда.

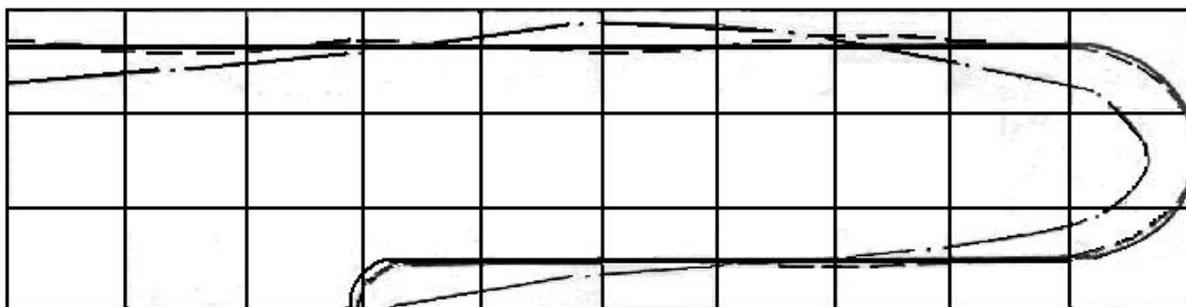


Рис.10. Сечения, задаваемые различным количеством членов ряда

Для трубок с переменной толщиной стенки решение системы разрешающих дифференциальных уравнений, описывающих состояние манометрической трубки (13) связано с очень громоздкими вычислениями, поэтому в данном случае использовался численный метод стрельбы.

Система уравнений (13) приводится к эквивалентной системе уравнений первого порядка. Введем обозначения: $\frac{1}{t}\psi' = \varphi$, $t^3\mathcal{G}' = u$.

Тогда система уравнений (13) запишется в виде:

$$\begin{cases} \varphi' = \mu \cos \alpha \mathcal{G} - m \sin \alpha, \\ u' = -\mu \cos \alpha \psi - \lambda f_0, \\ \psi' = t\varphi, \\ \mathcal{G}' = \frac{1}{t^3}u. \end{cases} \quad (31)$$

Рассмотрим решение системы в двух случаях. В первом случае, когда сечение симметрично относительно двух осей, система уравнений дополнена граничными условиями:

$$\begin{cases} \psi(0) = 0 \\ \mathcal{G}(0) = 0 \end{cases}, \begin{cases} \psi'(\pi/2) = 0 \\ \mathcal{G}'(\pi/2) = 0 \end{cases}. \quad (32)$$

Во втором случае, когда сечение симметрично относительно оси x , граничные условия имеют вид

$$\begin{cases} \psi(0) = 0 \\ \mathcal{G}(0) = 0 \end{cases}, \begin{cases} \psi(\pi) = 0 \\ \mathcal{G}(\pi) = 0 \end{cases}. \quad (33)$$

В соответствии с методом стрельбы краевая задача заменяется задачей Коши для той же самой системы уравнений (13) и с начальными условиями, заданными в точке $\eta=0$:

$$\begin{cases} \psi(0) = 0 \\ \mathcal{G}(0) = 0 \end{cases}, \begin{cases} \varphi(0) = c \\ u(0) = d \end{cases}. \quad (34)$$

При решении задачи Коши значения функций ψ' и \mathcal{G} при $\eta=\pi/2$ будут зависеть от c и d . Поскольку уравнения и начальные условия линейны, то зависимость $\psi'(\pi/2)$ и $\mathcal{G}(\pi/2)$ от c и d тоже линейная.

Например, в первом случае будем иметь

$$\left. \begin{aligned} \psi'(\pi/2, c, d) &= A_1 + B_1 c + E_1 d \\ \mathcal{G}(\pi/2, c, d) &= A_2 + B_2 c + E_2 d \end{aligned} \right\}.$$

Для определения коэффициентов $A_1, A_2, B_1, B_2, E_1, E_2$ выбираем три набора констант:

$$\begin{array}{ccc} c_0 = 0 & c_1 = 1 & c_2 = 0 \\ d_0 = 0 & d_1 = 0 & d_2 = 1 \end{array}.$$

В первом случае, решая задачу Коши для каждого из этих условий, получим

$$\begin{aligned} A_1 &= \varphi(\pi/2, c_0, d_0), & A_2 &= \mathcal{G}(\pi/2, c_0, d_0), & B_1 &= \varphi(\pi/2, c_1, d_1) - A_1, \\ B_2 &= \mathcal{G}(\pi/2, c_1, d_1) - A_2, & E_1 &= \varphi(\pi/2, c_2, d_2) - A_1, & E_2 &= \varphi(\pi/2, c_2, d_2) - A_2. \end{aligned}$$

Для определения значений c и d , в первом случае при которых выполняются два последних условия решаем систему уравнений:

$$\left\{ \begin{aligned} A_1 + B_1 c + E_1 d &= 0 \\ A_2 + B_2 c + E_2 d &= 0 \end{aligned} \right.$$

При найденных значениях c и d ещё раз решаем задачу Коши, решение которой совпадает с решением краевой задачи, при этом выполняются условия (32). Совершенно аналогично решается задача в случае граничных условий (33).

После определения искомых функций были получены формулы для определения технических характеристик трубчатых пружин.

Для решения задачи написан алгоритм в среде МАТАВ, интегрирование задач Коши проводилось методом Рунге-Кутты 4 порядка точности с использованием стандартного решателя ode45. На основании вышеприведенной методики для расчета и исследования напряженно-деформированного состояния манометрических трубчатых пружин с произвольной формой средней линии и переменной по периметру сечения толщиной стенки в среде MATLAB разработан пакет прикладных программ, позволяющий решить следующие задачи: расчет манометрических трубчатых пружин с переменной по периметру сечения толщиной стенки и плоскоовальной, овальной и восьмеркообразной формой средней линии; расчет манометрических трубчатых пружин плоскоовальной, овальной и восьмеркообразной формы с учетом технологической разностенности; расчет манометрических трубчатых пружин с сегментообразной формой

поперечного сечения; расчет манометрических трубчатых пружин с продольными гребнями (гофрами).

В четвертом разделе рассматривается математическая модель напряженно-деформированного состояния манометрической трубчатой пружины с переменным по длине сечением.

При рассмотрении напряженно-деформированного состояния пружины с переменным по длине сечением будем полагать, что геометрические параметры сечений изменяются по длине пружины непрерывно.

Для реальных пружин с переменным сечением геометрические параметры вдоль продольной оси изменяются медленно, это позволяет предположить, что для пружин переменного сечения можно применить то же допущение, что и для пружин с постоянным поперечным сечением: взаимное влияние деформаций поперечных сечений пренебрежимо мало.

Введение этой гипотезы позволяет заменить трубку переменного сечения трубкой, составленной из нескольких частей, каждая из которых имеет постоянное сечение. Схема, описывающая разбиение трубки на части, показана на рис.11. В этом случае деформация всей трубки в целом (перемещение ее свободного конца) будет зависеть от изменения кривизны продольной оси каждой части с постоянным сечением и определяться как сумма деформаций всех частей.

Применяя метод расчета пружин постоянного сечения, изложенный в разделе 3 и, используя для задания формы поперечного сечения схему «сечение из элементов постоянной кривизны», можем найти напряженно-деформированное состояние для каждого участка манометрической трубки при замене реальной конструкции приближенной расчетной схемой по рис.12.

Для манометрической пружины постоянного сечения относительный угол поворота сечений $d\zeta/d\omega$ вдоль продольной оси величина постоянная и равная отношению кривизны поворота всей трубки в целом $\Delta\gamma/\gamma$.

Поэтому, разбивая пружину переменного сечения на части с постоянными геометрическими параметрами, для каждой такой части, можем записать

$$\frac{d\zeta}{d\omega} = q \frac{12(1-\nu^2)}{E\mu_0} \left(\frac{r}{h}\right)^3 \frac{m}{\lambda}, \quad (35)$$

где отношение m/λ для каждого участка трубки с постоянным сечением можно найти по формуле (25).

Используя интеграл Мора, получим следующее выражение для определения чувствительности по ходу для пружины переменного сечения:

$$k = \frac{L}{q} = \frac{R_m^2 \sqrt{12(1-\nu^2)}}{E} \sqrt{\left(\int_0^\gamma \frac{rm}{h^2 \lambda} (1 - \cos \omega) d\omega\right)^2 + \left(\int_0^\gamma \frac{rm}{h^2 \lambda} \sin \omega d\omega\right)^2}. \quad (36)$$

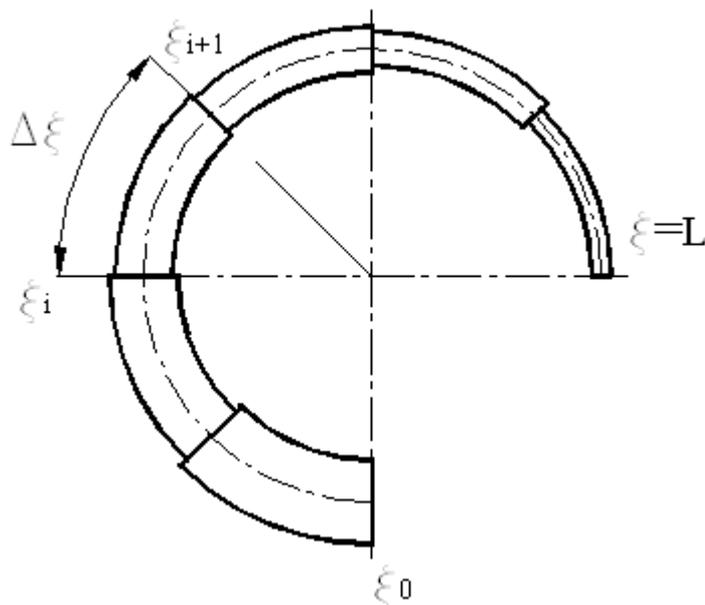


Рис.11. Разбиение трубчатой пружины на части с постоянным поперечным сечением

Подобным же образом получены формулы для определения остальных характеристик пружин – изгибной жесткости, тягового момента, тяговых усилий, работоспособности. Их можно определить, также используя формулы численного интегрирования.

Введение гипотезы о пренебрежимо малом взаимном влиянии деформаций смежных сечений дает возможность рассматривать напряженное состояние пружины отдельно для каждого участка. Определяя из решения системы (21) функции $\psi_i(\eta)$, $\theta_i(\eta)$ ($i=1\dots n$, где n – количество участков) и рассчитывая по формулае (29) напряжения можно оценить напряженное состояние пружины в режиме свободного хода ($m \neq 0$) и в режиме силовой компенсации при жестком заземлении кончика пружины ($m = 0$).

Результаты расчетов позволяют сделать вывод, что для достижения относительной точности решения в 1% продольную ось пружины независимо от ее конструкции и в широком диапазоне изменения параметров сечений достаточно разбить на 40 частей.

Предложенный алгоритм реализован в пакете прикладных программ «Модуль», который оснащен интерфейсом пользователя, что позволяет достаточно просто осуществить ввод данных для расчета, контроль геометрических параметров пружины и визуализацию результатов расчета.

Пакет программ написан на языке высокого уровня системы компьютерной математики «MATLAB». Также в пакете предусмотрена возможность расчета пружин с постоянным поперечным сечением.

Исследование влияния переменных геометрических параметров сечения пружины на ее технические характеристики проведено на трех типах пружин, при этом обнаружено, что в кинематическом режиме пружины рассмотренных

типов преимуществ по характеристикам перед пружинами с постоянным сечением не имеют. В силовом режиме работы тяговое усилие \tilde{Q}_{Tn} пружины типа плоский овал – плоский овал выше этой характеристики пружины с постоянным плоскоовальным сечением на 12%, по тяговому моменту расхождение несущественно – менее 1%. Характеристики пружин типа восьмеркообразное сечение - «эллипс» и плоский овал - «эллипс» в силовом режиме работы немного хуже лучших в этом отношении пружин с постоянным «эллиптическим» сечением: расхождение по тяговому моменту менее 3,5%, по тяговому усилию менее 1%.

В пятом разделе рассмотрено моделирование колебаний трубчатых пружин. При этом разработаны две математические модели – на основе энергетического метода, а также предложен метод расчета, в котором динамическая модель трубки Бурдона представлена в виде тонкостенного изогнутого стержня, совершающего колебания в плоскости кривизны центральной оси.

В первом случае динамическая модель манометрической трубчатой пружины представляет механическую систему с двумя степенями свободы. За обобщенные координаты принимаются относительный угол раскрытия пружины $\varphi = \frac{\Delta\gamma}{\gamma}$ и величина увеличения малой полуоси поперечного сечения трубки w_0 . Такой подход к решению задачи о статической деформации трубчатой пружины под действием внутреннего давления впервые был применен В.И. Феофановым.

Для получения дифференциальных уравнений движения использованы уравнения Лагранжа второго рода, которые для системы с 2 степенями свободы примут вид:

$$\begin{cases} \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}} \right) + \frac{\partial U}{\partial \varphi} = \frac{\partial T}{\partial \varphi} \\ \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{w}_0} \right) + \frac{\partial U}{\partial w_0} = \frac{\partial T}{\partial w_0} \end{cases} \quad (37)$$

где; t – время; T – кинетическая энергия системы; U – потенциальная энергия. Выражение для потенциальной энергии трубки получено в разделе 2.

Кинетическая энергия трубки равна сумме кинетических энергий всех его точек: $T = \sum \frac{m_i v_i^2}{2}$, где m_i – масса i -того элемента; v_i – скорость i -того элемента. Выделяя элемент трубки и интегрируя по объему получим

$$T = 2\rho h R^3 \gamma \left(\frac{\gamma^3}{3} - 4 \sin \gamma + 2\gamma \cos \gamma + 2\gamma \right) B_1 \dot{\varphi}^2 + 2\rho R h \gamma \left(\frac{B_2}{m^2} + \frac{B_3}{\hat{E}_a^2 m_a^2} \right) \dot{w}_0^2, \quad (38)$$

$$\text{где } B_1 = \int_0^{\frac{s}{4}} ds, \quad B_2 = \int_0^{\frac{s}{4}} \omega^2 ds, \quad B_3 = \int_0^{\frac{s}{4}} \omega_a^2 ds$$

После подстановки значений кинетической и потенциальной энергии в уравнения Лагранжа получим систему двух однородных дифференциальных уравнений второго порядка с постоянными коэффициентами

$$\begin{cases} a_{11}\ddot{\varphi} + C_{11}\dot{\varphi} + C_{12}w_0 = 0 \\ a_{22}\ddot{w}_0 + C_{21}\dot{\varphi} + C_{22}w_0 = 0 \end{cases} \quad (39)$$

где a_{11} , a_{22} – коэффициенты инерции, C_{11} , C_{22} – коэффициенты жесткости.

В результате решения системы уравнений (39) получены выражения для определения первых двух частот собственных колебаний:

$$k_{1,2} = \left| \sqrt{Q_{1,2}} \right|, \quad \text{а } Q_{1,2} = \frac{-(a_{11}C_{22} + a_{22}C_{11}) \pm \sqrt{(a_{11}C_{22} + a_{22}C_{11})^2 + 4a_{11}a_{22}(C_{12}^2 - C_{11}C_{22})}}{-2a_{11}a_{22}}. \quad (40)$$

Полученный метод расчета позволяет достаточно просто рассчитать первые две собственные частоты колебаний трубок постоянного сечения. Но, поскольку в качестве функции перемещений контура поперечного сечения была принята деформация прямой трубы, то погрешность расчетов должна возрастать с увеличением параметра кривизны μ_0 пружины, далее предлагается метод, свободный от этого ограничения.

Здесь трубчатая пружина рассматривается как изогнутый тонкостенный стержень, совершающий колебания в плоскости кривизны. Уравнения движения (в соответствии с принципом Даламбера) получены из равенств нулю сумм соответствующих проекций всех сил, приложенных к элементу пружины (с учетом силы инерции) на нормаль и на касательную (рис. 12):

$$\begin{aligned} -\frac{N}{R} - \frac{1}{R} \frac{\partial Q}{\partial \varphi} &= m_i(\varphi) \cdot \frac{\partial^2 w}{\partial t^2} \\ \frac{1}{R} \frac{\partial N}{\partial \varphi} - \frac{Q}{R} &= m_i(\varphi) \cdot \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} \end{aligned} \quad (41)$$

где N – продольная сила; Q – поперечная сила; $m_i(\varphi)$ – масса единицы длины трубки (масса поперечного сечения с координатой φ); w , u – соответственно радиальная и окружная составляющие перемещения центра тяжести поперечного сечения с координатой φ .

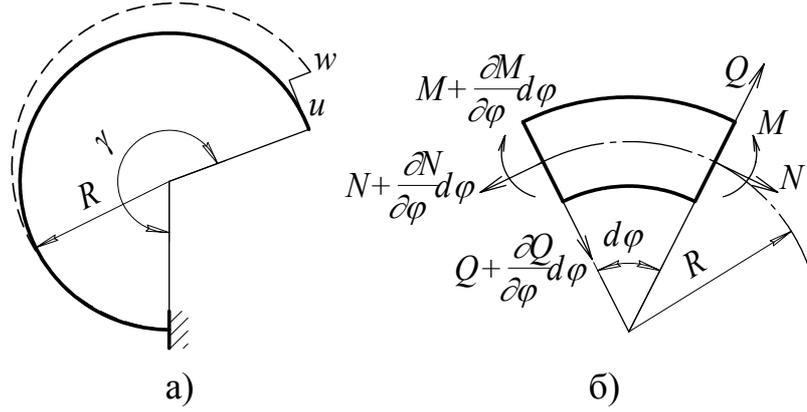


Рис.12. Изгиб манометрической трубчатой пружины
а – кривой стержень; б – элемент трубки

Система уравнений (41) в перемещениях u и w имеет вид:

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial \varphi} \left\{ D_R \left(\frac{\partial u}{\partial \varphi} + w \right) \right\} + \frac{\partial}{\partial \varphi} \left\{ H_R \left(\frac{\partial u}{\partial \varphi} - \frac{\partial^2 w}{\partial \varphi^2} \right) \right\} &= m_\varphi \cdot \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} \\ - D_R \left(\frac{\partial u}{\partial \varphi} + w \right) + \frac{\partial^2}{\partial \varphi^2} \left\{ H_R \left(\frac{\partial u}{\partial \varphi} - \frac{\partial^2 w}{\partial \varphi^2} \right) \right\} &= m_\varphi \cdot \frac{\partial^2 w}{\partial t^2} \end{aligned} \quad (42)$$

$$\text{где } D_R = \frac{ES(\varphi)}{(1-\mu^2)R^2}, \quad H_R = \frac{E \cdot J(\varphi) \cdot K_k(\varphi)}{R^4(1-\mu^2)}, \quad m_\varphi = \rho \cdot S(\varphi).$$

Система (42) решалась при следующих граничных условиях: в сечении жесткого закрепления пружины ($\varphi=0$) касательное, нормальное перемещения и угол поворота поперечного сечения трубки равны нулю, а на противоположном конце ($\varphi=\gamma$) изгибающий момент, перерезывающие, растягивающие усилия обращаются в нуль.

Собственные изгибные колебания происходят по гармоническому закону с частотой k , поэтому решение системы этих двух уравнений можно представить в виде:

$$u(\varphi, t) = u(\varphi) \sin(k \cdot t + \beta), \quad w(\varphi, t) = w(\varphi) \sin(k \cdot t + \beta), \quad (43)$$

где k – круговая частота колебаний.

При решении системы (42) применялся приближенный метод Бубнова-Галеркина. В соответствии с этим методом, зададим искомые функции составляющих перемещений в виде:

$$u(\varphi) = a_1 u_1 + a_2 u_2 + \dots + a_n u_n = \sum_{i=1}^n a_i u_i; \quad w(\varphi) = b_1 w_1 + b_2 w_2 + \dots + b_n w_n = \sum_{j=1}^n b_j w_j,$$

где $a_1, a_2, \dots, a_n, b_1, b_2, \dots, b_n$ – неопределенные коэффициенты;

$u_1, u_2, \dots, u_n, w_1, w_2, \dots, w_n$ – базисные функции переменной φ .

Подстановка выражений (43) в преобразованную методом Галеркина систему (42) приводит к системе из $2n$ уравнений. При этом в силу граничных условий часть слагаемых равны нулю.

Базисные функции u_i и w_j выбирались в виде:

$$\begin{aligned} u_i(\varphi) &= \varphi^i; & i &= 1, \dots, n \\ w_j(\varphi) &= \varphi^{j+1}; & j &= 1, \dots, n. \end{aligned} \quad (44)$$

Легко проверить, что выбранные функции удовлетворяют главным граничным условиям. Получим однородную систему алгебраических уравнений порядка $2n$ относительно неизвестных $a_1, \dots, a_n, b_1, \dots, b_n$. Данная система уравнений имеет ненулевое решение только в том случае, если определитель матрицы этой системы равен нулю. Запишем его в виде:

$$\begin{vmatrix} A_{1,1} & \dots & B_{1,n} \\ \dots & \dots & \dots \\ A_{2n,1} & \dots & B_{2n,n} \end{vmatrix} = 0, \quad (45)$$

Условие равенства нулю определителя (45) можно рассматривать как уравнение для определения частот колебаний k . Поскольку порядок определителя равен $2n$, то уравнение будет иметь $2n$ корней, которые являются частотами собственных колебаний трубчатой пружины. Таким образом, для получения значений частот собственных колебаний нужно решить систему уравнений (45). Те значения k , при которых определитель равен нулю, являются круговыми частотами собственных колебаний.

Результаты численного эксперимента показали, что с увеличением количества базисных функций u_i и w_j , значение частоты стремится к некоторому предельному значению. Для получения удовлетворительных результатов по первой собственной частоте колебаний достаточно удерживать по пять базисных функций.

На основе этого способа определения частот собственных колебаний составлены алгоритм и программа для ЭВМ. Предложенный алгоритм реализован в пакете прикладных программ «ПКРМТП», который оснащен интерфейсом пользователя, что позволяет достаточно просто осуществить ввод данных для расчета, контроль геометрических параметров пружины и визуализацию результатов решения (рис.13,14).

Пакет программ написан на языке программирования системы компьютерной математики «MATLAB» и может быть использован для расчета пружин как с переменным, так и с постоянным сечением.

При помощи программного комплекса «ПКРМТП» было исследовано влияние геометрии трубчатых пружин с постоянным и переменным поперечным сечением на частоты собственных колебаний.

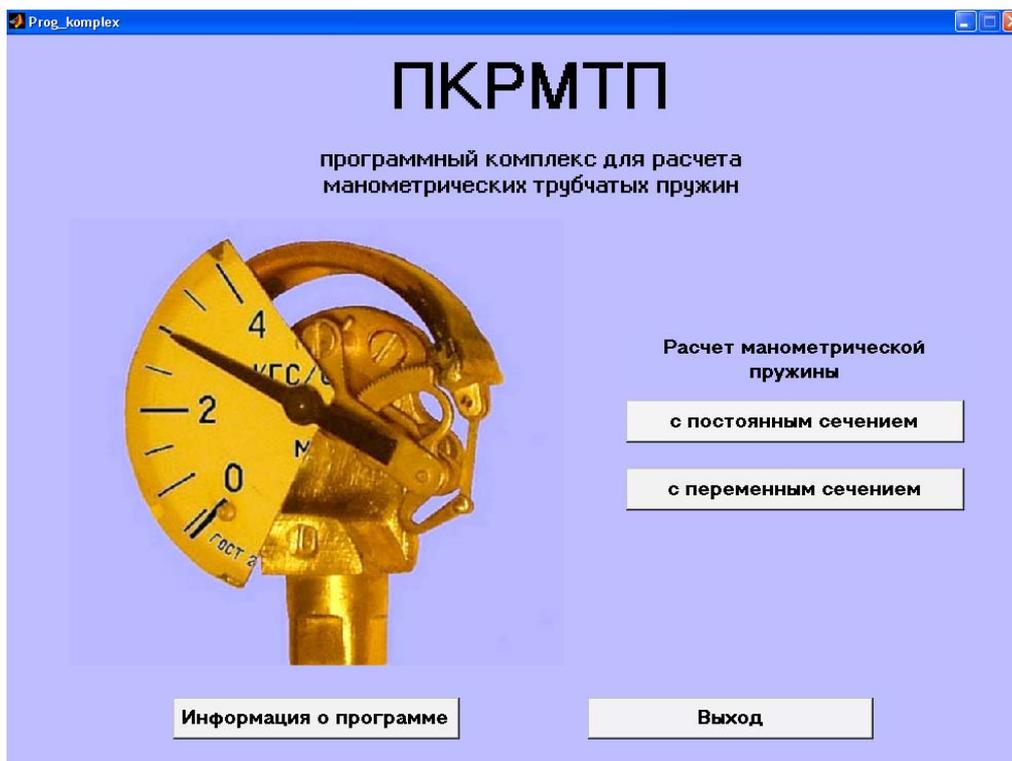


Рис.13. Окно запуска программного комплекса «ПКРМТП»

Справка

Данные для расчета очистить

Коэффициент Пуассона

Модуль упругости - E - (10^6 кг/см²)

Рабочее давление пружины (кг/см²)

Внешний момент (кг*см) или сила (кг) нет доступа

Радиус продольной оси пружины (мм)

Центральный угол пружины (град)

Угол приложения внешней силы (град) нет доступа

Режим измерений

Свободный ход

С учетом соцр.момента

С учетом соцр.силы

Режим силовой компенсации

Жесткая заделка

Шарнирно-неподв.закр.

Шарнирно-подв.закрепл.

Геометрические параметры сечений очистить

	Закон изменения	n
h	линейный	-
r	линейный	-
a/r	линейный	-
b/b1	линейный	-
c/b1	линейный	-

Показать форму:

Провести расчет:

Рис.14. Окно ввода данных для расчета манометрической пружины с переменным сечением

Для пружин с переменным по длине поперечным сечением установлено, что уменьшение толщины стенки трубки от закрепленного конца к свободному, а так же уменьшение радиуса трубки-заготовки от закрепленного конца к свободному приводит к увеличению частоты собственных колебаний.

Сравнение манометрических пружин с изменяющейся формой поперечного сечения по длине пружины показало, что наибольшей частотой собственных колебаний обладают манометрические пружины сечения которых изменяются от восьмеркообразного (в закреплении) до плоскоовального (на свободном конце).

В шестом разделе представлены экспериментальные исследования деформаций и напряжений в трубчатых пружинах.

Для уточнения пределов применения энергетического метода расчета были проделаны опыты по измерению угла поворота и линейных перемещений трубчатых пружин под действием внутреннего давления и внешних сил. Для испытания взят ряд трубок Томского завода "Манометр", предназначенных для измерения давления от 0,25 до 10 МПа. Материал пружин – сплав 156 ($E = 1,16 \cdot 10^5$ МПа), радиус загибки - 54 и 38 мм, форма сечения - плоскоовальная.

Деформация пружин под действием давления и внешних сил замерялись на малом инструментальном микроскопе типа ММИ.

Для анализа характера отклонений на рис. 14 нанесены значения относительных погрешностей Δ по энергетическому методу: треугольниками - по формуле для плоскоовального сечения, крестиками - по формуле, учитывающей реальную форму сечения, а также прямые, осредняющие эти отклонения.

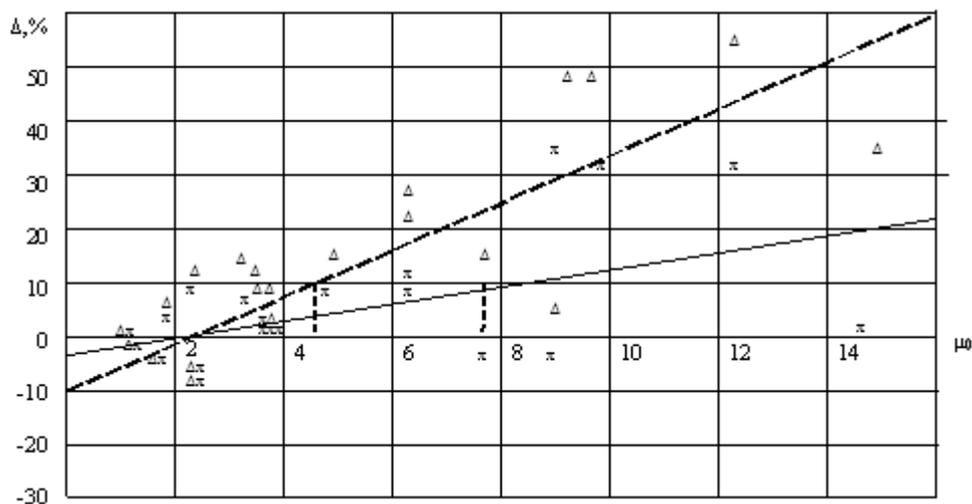


Рис.14. Зависимость отклонений от параметра кривизны

Уравнения зависимостей $\Delta = f(\mu_0)$ получаются в виде: $\Delta = -1,2 + 1,52\mu_0$ - с учетом отклонений от реальной формы сечения, эта прямая показана на рис. 18 сплошной линией, а без учета действительной формы сечения: $\Delta = -9,9 + 4,4\mu_0$

(штриховая линия). Задаваясь точностью 10%, получаем значение μ_0 которое определяет границу энергетического метода, равное 7,5.

В целях проверки формул, полученных в разделах 2 и 3, была испытана серия трубчатых пружин с переменной толщиной стенки. Пружины были изготовлены из латунных заготовок плоскоовальной формы путем фасонного фрезерования их внешней поверхности.

Результаты измерений показаны в табл.1 Из граф 4 и 10, в которых приведены относительные погрешности расчетов чувствительности по углу поворота $\frac{\Delta\gamma}{\gamma q}$ и по линейным перемещениям $\frac{\lambda}{q}$, видно, что погрешности, как по чувствительности, так и по ходу, примерно равны. Это подтверждает точность постановки опытов, следовательно, полученное отклонение расчетных значений объясняется погрешностями формы самих пружин.

В графах 11 и 12 приводятся результаты расчетов линейных перемещений без учета наконечника, сравнение показывает, что относительная погрешность в этом случае не равна погрешности по углу поворота, а значительно превышает ее. В графах 13 - 14 приведено сравнение линейных перемещений под действием внешней силы, приложенной к концу пружины.

Таблица 1

Чувствительность образцов с переменной толщиной стенки

№ п/п	чувствительность по углу поворота $\Delta\gamma/\gamma q \cdot 10^{-4}$, 1/МПа					чувствительность по ходу $\lambda/q \cdot 10^{-2}$, мм/МПа					жесткость $\lambda/Q \cdot 10$, мм/Н		
	Опыт	Ф-ла 8	Δ , %	Ф-ла 26	Δ , %	Опыт	Ф-ла 10	Δ , %	Ф-ла 10(L=0)	Δ , %	Опыт	Рас- чет	Δ , %
1	2	3	4	5	6	7	9	10	11	12	13	14	15
1	0,292	0,263	10	0,260	10,9	0,867	0,779	10	0,678	22	1,02	1,08	-6
2	0,518	0,512	1,2	0,490	5,4	1,50	1,46	2,5	1,30	13	0,988	0,846	14
3	0,499	0,524	-5	0,500	-0,2	1,44	1,46	-1,4	1,30	10	0,993	0,759	24
4	0,264	0,270	-8,2	0,266	-0,75	0,794	0,812	-2,2	0,714	10	1,04	0,915	13
5	0,469	0,439	6,4	0,482	-2,77	1,43	1,35	5,6	1,20	16	1,23	1,10	10

Для детального исследования напряжений был использован метод объемного моделирования. Для испытаний была изготовлена модель трубчатой пружины плоскоовального сечения с постоянной толщиной стенки, представляющая собой десятикратно увеличенный сектор пружины с центральным углом

$\gamma=30^\circ$. Размеры модели: $R_1=650\text{мм}$; $a=99,5\text{мм}$; $b=17\text{мм}$; $H=13\text{мм}$.

Для измерения относительных деформаций был использован высокостабильный 40-канальный электротензометр ВСТ-3.

Эпюры поперечного напряжения на внутреннем контуре сечения модели показаны на рис 15, сплошная линия соответствует экспериментальным, а штриховая - расчетным значениям.

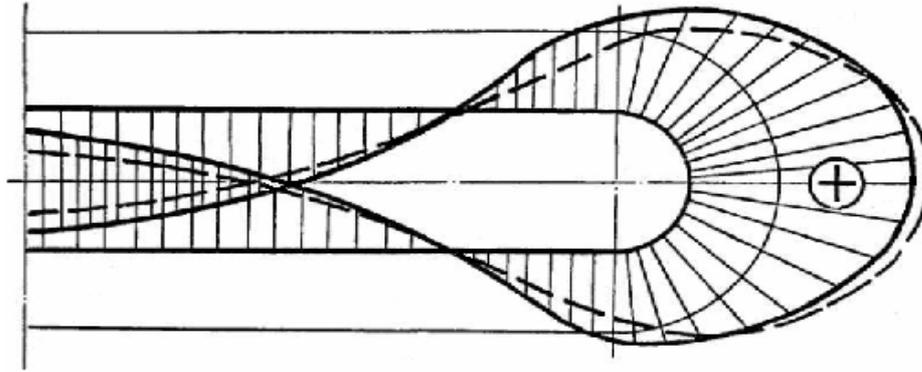


Рис.15. Эпюра напряжений.

После тензометрирования модели №1 внешняя поверхность ее была освобождена от датчиков. Модель №2, имеющая переменную толщину стенки, была изготовлена из модели № 1 обработкой ее поверхности. Совпадение результатов опытов с расчетными значениями также вполне удовлетворительное.

Целью экспериментального исследования напряженно-деформированного состояния трубчатых пружин с переменной по длине формой сечения является проверка приемлемости созданного метода расчета.

Для решения поставленных задач были изготовлены образцы манометрических пружин, отличающиеся друг от друга толщиной стенки и формой сечения (рис.16).

Для того чтобы определить перемещения кончика пружины с высокой точностью и небольшой трудоемкостью, была сконструирована экспериментальная установка, содержащая экран, цифровой фотоаппарат, направляющая, скользящая стойка фотоаппарата, указатель положения кончика пружины, скользящая стойка пружины, основание, регулировочные и фиксирующие винты.

Принцип действия установки заключается в фотосъемке положения кончика пружины, которое он занимает при создании давления в пружине, при этом на фотографии также фиксируется положение кончика пружины в начальном положении (до подачи давления).

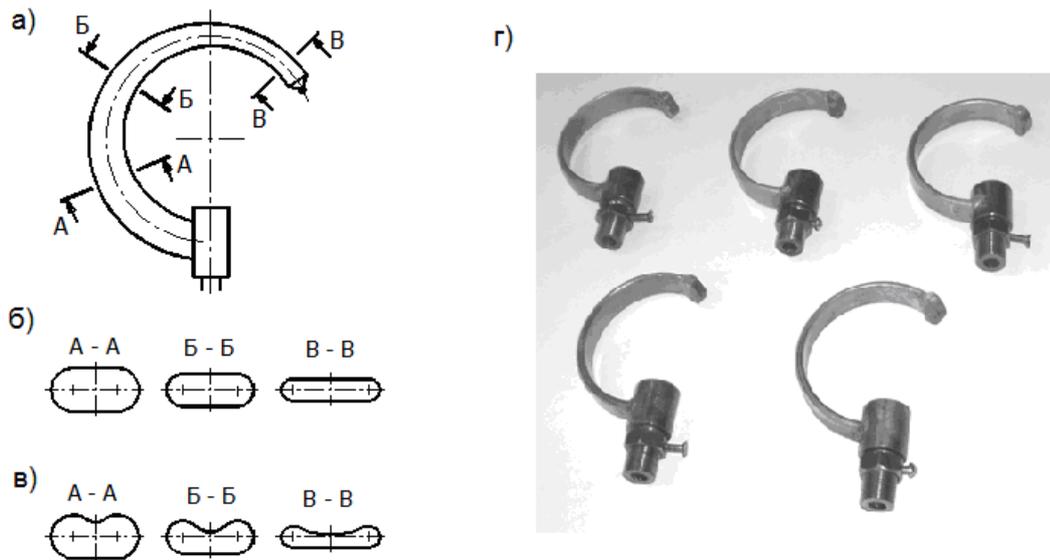


Рис.16. Образцы трубчатых пружин с переменной по длине формой сечения

Таблица 2

Чувствительность образцов трубок переменного сечения

№	$K = 1/q, \text{ мм}^{-1}/\text{МПа}$		$\theta, \%$
	опыт	теория	
1	6,99	7,37	5,1
2	9,73	10,76	9,6
3	8,70	8,88	2,0
4	62,13	65,12	4,6
5	38,5	41,8	7,9
6	7,1	7,5	5,3
7	100,5	106,2	5,3

Полученное изображение обрабатывается на персональном компьютере в графической программе, где определяется числовое значение перемещения кончика пружины. Данные испытаний чувствительности приведены в табл. 2. Как видно из таблицы, отклонение опытных и расчетных данных находятся в пределах 10%.

Для измерения относительных деформаций был использован измеритель деформаций ИТЦ-01. При этом использовались датчики с базой 10 мм, которые наклеивались на оси симметрии в нескольких сечениях трубки. Совпадение данных испытаний с расчетами также вполне удовлетворительное.

Это означает возможность применения созданного метода расчета для определения напряженного состояния пружин при их проверочном расчете и проектировании.

С целью проверки приемлемости созданных методов расчета проведено экспериментальное исследование частот собственных колебаний манометрических и сравнение этих значений с теоретическими.

Задачи эксперимента: исследование влияния внутреннего давления на собственные частоты колебаний трубчатых пружин; определение частот собственных колебаний манометрических пружин с различными геометрическими параметрами, исследование влияния жестких наконечников.

Для определения собственной частоты колебаний имеющихся образцов использовался универсальный виброанализатор модели «ТОПАЗ-В» (КУ-080-В) фирмы-производителя «Диамех». Общий вид установки показан на рис.17.

Исследовалось два ряда образцов манометрических пружин постоянного эллиптического сечения из дисперсионно-твердеющей латуни марки ЛАНКМц 75-2-2,5-0,5-0,5 (сплав 156) и стали 36НХТЮ (ЭИ 702) с диапазонами рабочих давлений от 0,06МПа до 10МПа, отличающихся геометрическими параметрами (всего 20 образцов) и шесть образцов трубчатых пружин переменного по длине поперечного сечения.

Измерения собственных частот колебаний в трубках под давлением показали, что влиянием внутреннего давления на собственные частоты колебаний можно пренебречь. При сравнении значений частот, полученных теоретически и экспериментальным путем, обнаружено расхождение в значениях от 8 до 10%, причем большее расхождение наблюдается для тонкостенных трубчатых пружин. Это связано с тем, что при расчетах не учитывалась масса наконечников, которая для тонкостенной пружины масса составляет до 90% массы самой трубки.



Рис.17. Установка для измерения вибраций

Сравнение теоретических значений частот и экспериментальных, полученных для манометрических пружин без наконечников показало хорошее согласие (отклонение не превышает 5%).

Поэтому был предложен коэффициент, учитывающий влияние наконечника, величина которого зависит от отношения масс наконечника и трубки-заготовки. Значения этого коэффициента определяем отношением частоты собственных колебаний трубчатой пружины с наконечником к частоте колебаний пружины без наконечника, полученных в результате опытов.

Полученные значения этого коэффициента в зависимости от отношения масс для стальных и латунных пружин аппроксимированы полиномом второй степени. Исследование показало, что увеличение отношения массы наконечника к массе трубки ведет к уменьшению частоты собственных колебаний манометрических трубчатых пружин.

В заключении кратко изложены обладающие научной новизной положения диссертации и наиболее значимые результаты, полученные в работе:

1. На основе энергетического метода построена математическая модель и произведен расчет на прочность и жесткость трубчатых пружин с плоскоооальной средней линией сечения и произвольным законом изменения толщины стенки, то есть решение Л.Е.Андреевой обобщено для трубок переменной толщины. Предложена конструкция трубчатой пружины с линейным законом изменения толщины стенки, и имеющая чувствительность в 1,6...1,8 раза больше при одинаковых напряжениях, чем пружина с постоянной толщиной стенки, а лучшие свойства обладает сечение с соотношением минимальной и максимальной толщин 0,5-0,7.

2. Проведен расчет на прочность и жесткость трубчатых пружин, используемых в манометрических термометрах и терморегуляторов. Сравнение двух типов пружин, гантелеобразного и плоскоооального с вкладышем, показало несомненное преимущество пружин с вкладышем. Рекомендуется выполнять такие трубки с соотношением полуосей $a/v=8...12$.

3. Разработана математическая модель манометрических трубчатых пружин произвольной формы сечения и переменной по периметру сечения толщиной стенки, на основании дифференциальных уравнений, описывающих осесимметричный изгиб кривой трубы.

4. Разработан алгоритм численного исследования и пакет прикладных программ для расчета манометрических пружин и исследования влияния геометрии пружин на их технические параметры. Получены новые и уточненные результаты, относящиеся к влиянию геометрии манометрических трубчатых пружин с переменной толщиной стенки на их технические параметры. На основе теоретических исследований предложен новый, защищенный авторским свидетельством, тип сечения манометрической трубчатой пружины с переменной толщиной стенки восьмеркообразного сечения

5. Создан метод расчета пружин переменного по длине сечения, в основу которого положена гипотеза о пренебрежимо малом взаимном влиянии деформаций поперечных сечений пружины. Введение указанной гипотезы позволило в качестве модели пружины с переменным сечением принять пружину, составленную из множества частей, каждая из которых имеет постоянные по длине

геометрические параметры. Показано, что с увеличением числа частей погрешность решения, стремится к нулю.

Предложен ряд конструкций трубчатых пружин с переменным по длине сечением, защищенных патентами на изобретение. Решение задачи изгиба для пружины переменного сечения реализовано на ЭВМ с помощью пакета прикладных программ «Модуль».

6. Результаты исследований характеристик трех типов манометрической пружины переменного сечения показывают, что действительно пружины переменного сечения при работе в режиме силовой компенсации могут иметь лучшие характеристики, чем пружины с постоянным сечением, например тяговое усилие пружины типа плоский овал – плоский овал выше этой характеристики пружины с постоянным плоскоовальным сечением на 12%.

7. На основе уравнений Лагранжа 2 рода составлена математическая модель колебательного движения трубчатых пружин, получены выражения для определения первых двух собственных частот колебаний пружин с постоянным поперечным сечением.

8. Разработан метод определения собственных частот колебаний манометрических трубчатых пружин с переменным по длине поперечным сечением на основании дифференциальных уравнений, описывающих изгиб тонкостенного стержня в плоскости его кривизны. Составлен алгоритм определения частот собственных колебаний для ЭВМ, реализованный в пакете прикладных программ «ПКРМТП». Данный пакет программ может быть использован для расчета пружин разных конструкций с постоянным и переменным сечением.

9. Сравнение манометрических пружин с изменяющейся формой поперечного сечения по длине показало, что наибольшей частотой собственных колебаний обладают манометрические пружины, сечение которых изменяется от восьмеркообразного (в закреплении) до плоскоовального (на свободном конце). Собственная частота колебаний таких пружин выше на 20-30%, по сравнению с частотой манометрической пружины, сечение которой изменяется от эллиптического (в закреплении) до плоскоовального (на свободном конце).

10. Достоверность и эффективность результатов расчетов, получаемых с помощью прикладных программ, подтверждена сопоставлением с экспериментальными данными.

Основные положения диссертации опубликованы в следующих работах:

1. Пирогов С.П. Манометрические трубчатые пружины. / С.П.Пирогов. – С.Петербург. : Недра, 2009. – 276 с.
2. Пирогов, С.П. Расчет жесткости трубчатых пружин гантелеобразного сечения / С.П. Пирогов // Известия ВУЗов «Машиностроение». – 1980. - № 10.
3. Пирогов, С.П. Характеристики трубчатых пружин с различной формой поперечного сечения / С.П. Пирогов // Изв. ВУЗов. Приборостроение. – 1984. - № 12. - С. 35 - 37.

4. Пирогов, С.П. Выбор трубчатых пружин манометров / С.П. Пирогов, М.И. Абышев // Измерительная техника». – 1987. - № 1. - С. 35 - 36.
5. Пирогов, С.П. Расчет усилий в изогнутых трубопроводах некругового сечения / С.П. Пирогов, А.А. Волжаков // Изв. ВУЗов. Нефть и газ. – 1997. - № 6.
6. Пирогов, С.П. Расчет перемещения трубчатой пружины с удлиненным наконечником / С.П. Пирогов, Г.И. Тыжнов // Изв. ВУЗов. Приборостроение. – 1979. – № 9. - С. 71 – 73.
7. Пирогов, С.П. Расчет жесткости трубчатых пружин с вкладышем / С.П. Пирогов, Г.И. Тыжнов // Изв. ВУЗов. Приборостроение. – 1982. - № 7. - С. 71 – 73.
8. Пирогов, С.П. Расчет жесткости трубчатых пружин сильфонообразного сечения / С.П. Пирогов, И.А. Чучумашева, Г.И. Тыжнов // Измерительная техника. – 1981. - № 12. - С. 36-38
9. Пирогов, С.П. Исследование чувствительности трубчатых пружин сильфонообразного сечения / С.П. Пирогов, И.А. Чучумашева, Н.И. Тюнин // Изв. ВУЗов. Приборостроение». – 1982. - № 1. - С. 66 – 69.
10. Пирогов, С.П. Расчет жесткости трубчатых пружин с гофрами / С.П. Пирогов, И.А. Юльтимирова // Изв. ВУЗов. Приборостроение». - 1987. - № 11.- С 72-74.
11. Самакалев, С.С. Исследование чувствительности и жесткости манометрических трубчатых пружин переменного сечения / С.С. Самакалев, С.П. Пирогов // Известия Вузов. Нефть и газ,. – 2003. - № 3. - С. 69 - 76.
12. Устинов, Н.Н. Исследование характеристик манометрических трубчатых пружин универсального сечения / Н.Н. Устинов, С.П. Пирогов // Известия вузов. Нефть и газ. – 2003. - № 4. - С. 71 – 77.
13. Чуба, А.Ю. Определение собственных частот колебаний изогнутых труб не кругового поперечного сечения / А.Ю. Чуба, С.П. Пирогов, Н.И. Смолин // Известия высших учебных заведений. Нефть и газ. – 2007. - № 1. - С. 77 - 82.
14. Чуба, А.Ю. Определение собственных частот колебаний манометрических трубчатых пружин / А.Ю. Чуба, С.П. Пирогов, С.М. Дорофеев // Известия высших учебных заведений. Нефть и газ. – 2007. - № 2. - С. 70 - 74.
15. А.с. 696317 СССР, G 01 L 7/04/. Манометрическая трубчатая пружина / Г.И. Тыжнов, С.П. Пирогов, В.А. Шибанов.– №2690480/18 – 10 ; заявл. 10.04.78 ; опубл. 05.11.79, Бюл. №41.
16. Пат. 2093805 РФ, МПК 7, Кл. G 01 L 7/04. Манометрическая трубчатая пружина / С.П.Пирогов, Т.Г.Пономарева. – 96105858/28 ; заявл. 26.03.96 ; опубл. 20.10.97, Бюл. №29.
17. Пат. 2111465 РФ, МПК 7, Кл. G 01 L 7/04. Манометрическая трубчатая пружина / С.П.Пирогов, Т.Г.Пономарева, А.А.Волжаков. – 96121675/28 ; заявл. 10.11.96 ; опубл. 20.05.98, Бюл. №14.

18. Пат. 2215273 РФ, МПК 7, кл. G 01 L 7/04. Манометрическая пружина / С.С. Самакалев., С.П. Пирогов – 2002126835/28 ; заявл. 07.10.2002; опубл. 27.10.2003, Бюл. № 30.
19. Пат. 2215274 РФ, МПК 7, кл. G 01 L 7/04. Манометрическая трубчатая пружина / С.С. Самакалев, С.П. Пирогов. – 2002127092/28 ; заявл. 10.10.2002 ; опубл. 27.10.2003, Бюл. № 30.
20. Пат. 2216001 РФ, МПК 7, кл. G 01 L 7/04. Манометрическая трубчатая пружина (варианты) / С.П. Пирогов, Н.П. Митягин, Н.Н. Устинов, С.С. Самакалев. – 2001122276/28 ; заявл. 08.08.2001 ; опубл. 10.11.2003, Бюл. № 31.
21. Пат. 2241966 РФ, МПК 7, кл. G 01 L 7/04. Манометрическая пружина (варианты) / С.С. Самакалев, С.П. Пирогов, Н.И. Смолин. – 2003101757/28; заявл. 21.01.2003; опубл. 10.12.2004, Бюл. № 34.
22. Пат. 2249800 РФ, МПК 7, G 01 L 7/04. Манометрическая трубчатая пружина / Н.Н. Устинов, С.П. Пирогов, Н.И. Смолин. – № 2002135680/28 ; заявл. 30.12.2002; опубл. 10.04.2005, Бюл. № 10.
23. Пат. 2285904 РФ, МПК 7, G 01 L 7/04. Составная манометрическая пружина со вставками / С.П. Пирогов, А.Ю. Чуба, С.С. Самакалев– № 2005113487/28 ; заявл. 03.05.2005 ; опубл. 20.10.2006, Бюл. № 29.
24. Пат. 2279041 РФ. МПК 7, G 01 L 7/04 Манометрическая трубчатая пружина с затухающей характеристикой / С.С. Самакалев., С.П. Пирогов– № 2004135684/28 ; заявл. 06.12.2004 ; опубл. 27.06.2006, Бюл. № 18.
25. Пат. 2279042 РФ, МПК 7, G 01 L 7/04 Манометрическая трубчатая пружина с возрастающей характеристикой . / С.С. Самакалев., С.П. Пирогов. – № 2004132530/28 ; заявл. 05.11.2004 ; опубл. 27.06.2006, Бюл. № 18.
26. Свидетельство на полезную модель 18446 РФ, МПК 7, G 01 L 7/04. Манометрическая трубчатая пружина / С.П. Пирогов, Н.П. Митягин, А.А. Волжаков. – № 99127920/20 ; заявл. 30.12.99 ; опубл. 20.06.2001, Бюл. № 17.
27. Свидетельство на полезную модель 25795 РФ G 01 L 7/04. Манометрическая трубчатая пружина / С.П. Пирогов, С.С. Самакалев, Н.Н. Устинов – № 2002109091 ; заявл. 09.04.2002 ; опубл. 20.10.2002, Бюл. № 29.
28. Свидетельство об официальной регистрации программы ЭВМ №2003611920 Расчет манометрических трубчатых пружин (пружин Бурдона) / Н.Н. Устинов, С.П. Пирогов, Н.И. Смолин; заявл. 24.06.2003; опубл. 20.12 2003, Бюл. №4(45).
29. Свидетельство об официальной регистрации программы ЭВМ №2004610708 Автоматическое проектирование тонкостенных манометрических пружин (пружин Бурдона) с переменной по периметру толщиной стенки. / Н.Н. Устинов, С.П. Пирогов, Н.И. Смолин; заявл. 3.03.2004; опубл. 20.06 2003, Бюл. №2(47).
30. Свидетельство об официальной регистрации программы ЭВМ. №2005610556 РФ Программный комплекс «Модуль для расчета трубчатых манометрических пружин»/ С.С. Самакалев, С.П. Пирогов, Н.И. Смолин ; заявл. 11.01.2005 ; опубл. 20.06.2005, Бюл. №2(51).

31. Свидетельство об официальной регистрации программы ЭВМ №2007612005 РФ. Программный комплекс «ПКРМТП» для расчета манометрических трубчатых пружин / А.Ю. Чуба, С.С. Самакалев, С.П. Пирогов; заявл. 2.04.2007 ; опубл. 17.05.2007, Бюл. №4(61).

Подписано в печать 08.11.2010. Формат 60x90 1/16. Усл. печ. л. 2,5.
Тираж 120 экз. Заказ № .

Библиотечно-издательский комплекс
государственного образовательного учреждения
высшего профессионального образования
«Тюменский государственный нефтегазовый университет».
625000, Тюмень, ул. Володарского, 38.

Типография библиотечно-издательского комплекса
625039, Тюмень, ул. Киевская, 52.