

**ХАРЬКОВСКИЙ ОРДЕНА ЛЕНИНА ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ  
имени В.И.ЛЕНИНА**

---

**На правах рукописи**

**Кунцев Сергей Васильевич**

**УДК 534.1:539.37**

**РАЗРАБОТКА МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ И АНАЛИЗ  
КОЛЕБАНИЙ ПАКЕТА КРУГЛЫХ ГИБКОХ ПЛАСТИН  
МЕМБРАНЫХ КОМПРЕССОРНЫХ УСТАНОВОК**

**01.02.06 - динамика, прочность машин,  
приборов и аппаратуры**

**Автореферат диссертации на соискание ученой степени  
кандидата технических наук**

**Харьков - 1984**

Работа выполнена на кафедре динамики и прочности машин  
Харьковского ордена Ленина политехнического института  
имени В.И.Ленина

Научный руководитель - заслуженный работник высшей  
школы УССР,  
доктор технических наук,  
профессор Голоскоков Е.Г.

Официальные оппоненты - доктор технических наук,  
старший научный сотрудник,  
Козманюк С.С.,  
кандидат технических наук,  
доцент Каторжинов С.И.

Ведущее предприятие - ВНИИкомпрессормаш /г.Сумы/

Защита состоится "30" ноября \_\_\_\_\_ 1984 г.  
в 14<sup>30</sup> часов на заседании специализированного совета Д.068.39.06  
при Харьковском ордена Ленина политехническом институте имени  
В.И.Ленина /310103, г.Харьков, ул.Фрунзе, 21/.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке института.

Автореферат разослан "26" октября \_\_\_\_\_ 1984 г.

Ученый секретарь  
специализированного совета



Любов Г.И.

## ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность темы. Повышение качества, надежности, экономичности и производительности, снижение уровня вибрации машин является, как было указано на XXVI съезде КПСС, одной из важнейших проблем машиностроения.

В промышленности компримирование особо чистых, токсичных и взрывоопасных газов при высоких давлениях возможно только с помощью мембранных компрессорных установок (МКУ). Опыт эксплуатации МКУ отечественного производства указывает на их низкую долговечность, которая значительно меньше, чем у зарубежных установок. Наиболее слабым узлом является пакет заземленных по контуру круглых гибких пластин - мембран. Непредсказуемость выхода из строя пакета приводит к необходимости дополнительного резервирования, вызывает неоправданные экономические затраты, а в машинах специального назначения является недопустимой. Замена пакета сопряжена с весьма трудоемкой операцией разборки всего мембранного блока.

Долговечность и объемные показатели МКУ существенным образом зависят от закономерностей колебательного движения пакета. Однако до сих пор вопросы динамики пакета являются неизученными, отсутствуют данные, позволяющие анализировать причины его поломок с позиций теории колебаний.

Создание высокопроизводительных агрегатов путем повышения быстроходности и анализ причин поломок эксплуатируемых установок требуют достоверных методик определения динамических характеристик пакета с учетом свойств применяемых материалов, геометрических размеров отдельных слоев, видов нагрузки, граничных условий, начальных несовершенств и других факторов.

Актуальность проблемы повышения надежности МКУ и, в частности, их рабочего органа - пакета пластин, нашла отражение в

материалах VI Всесоюзной научно-технической конференции по компрессоростроению "Повышение технического уровня, надежности и долговечности компрессоров и компрессорных установок". (г. Ленинград, 1981).

Данная работа является частью исследований проблемной лаборатории "Динамическая прочность деталей машин" Харьковского ордена Ленина политехнического института имени В.И.Ленина, входящих в комплексную тему "Исследование динамических процессов в турбомашинных, газотурбинных и тепловых двигателях, высоконагруженных машиностроительных конструкциях для оценки их надежности, оптимизации и диагностики", выполняемую по Постановлению Президиума АН УССР от 25.12.80 г.

Цель работы:

- создание математической модели пакета круглых гибких пластин, допускающей проскальзывание отдельных слоев друг относительно друга и учитывающей факторы, наиболее существенно влияющие на характеристики колебаний;
- теоретические и экспериментальные исследования собственных и вынужденных колебаний пакета;
- получение данных, позволяющих анализировать причины поломок гибких элементов;
- разработка рекомендаций по конструированию опорных устройств гибких элементов мембранных установок.

Методика исследований. Построение модели осесимметричных колебаний пакета осуществлено с помощью метода сил. Реакции жидкости и газа, контактирующей с пакетом, определены соответственно с помощью уравнения Лапласа и с использованием модели пневматического амортизатора. Методом Бубнова-Галеркина с представлением координатных функций в виде усеченных рядов Фурье-Бесселя и Дини-Бесселя выполнен переход к системе нелинейных обыкновенных диф-

ференциальных уравнений, на основе которых методом гармонического баланса получены частотные уравнения.

Мембранная модель пакета построена на основе метода конечных элементов в форме перемещений. Применен плоский треугольный элемент с тремя степенями свободы. Значения собственных частот вычислялись методом проб с уточнением методом дихотомии. Значение определителя на каждой пробной частоте, собственные формы колебаний вычислялись методом квадратного корня.

Решение уравнений вынужденных колебаний пакета под действием динамической нагрузки, а также уравнений его нестационарных колебаний, полученных методом медленно меняющихся амплитуд, проведено численным интегрированием методом Рунге-Кутты-Фельберга 4-го порядка.

Анализ смещений опорного устройства выполнен с помощью метода конечных элементов в форме перемещений, реализующего решение осесимметричной задачи теории упругости для кольцевых деталей с произвольной формой поперечного сечения.

Расчетные методы проверялись решением тестовых задач и сопоставлением численных и экспериментальных данных. Все расчеты выполнены на ЭЦВМ серии ЕС. Экспериментальное исследование проводилось на вибростенде ВЭДС-400А.

Научная новизна. Построена математическая модель пакета круглых гибких пластин, допускающая проскальзывание слоев друг относительно друга, уравнения которой учитывают краевые смещения, несовершенства слоев, геометрическую нелинейность, давления жидкости и газа, контактирующих с пакетом. Предложена конечноэлементная мембранная модель пакета, с помощью которой установлено и исследовано изменение спектра частот и форм колебаний при асимметричном распределении мембранных усилий. Экспериментально выявлены закономерности изменения спектров собственных колебаний однородных пластин и пакета при больших статических прогибах и

асимметрии распределения мембранных усилий.

Практическая ценность. Созданы прикладные программы по расчету характеристик колебаний гибкого элемента на основе пластинчатой и мембранной моделей, по расчету смещений опорного устройства. Проведена сравнительная оценка влияния ряда факторов на колебания пакета. Представлены систематизированные данные по собственным колебаниям однородных пластин и пакета, позволяющие анализировать причины поломок в действующих машинах мембранного типа. Предложены практические рекомендации по направленному конструированию опорного устройства с целью улучшения эксплуатационных характеристик мембранных установок.

Теоретические и экспериментальные результаты проведенных исследований могут быть использованы для исследования колебаний однородных и многослойных гибких элементов мембранных компрессоров и насосов, измерительных приборов, предохранительных устройств, авиационных и судовых конструкций.

Апробация работы. Содержание и основные результаты диссертационной работы докладывались на научно-технических конференциях преподавателей, сотрудников и аспирантов ХПИ им. В.И. Ленина (Харьков, 1980-1982 гг.), Всесоюзном научно-техническом семинаре "Пути повышения эффективности поршневых и центробежных компрессоров высокого давления" (Сумы, 1981 г.), Всесоюзной конференции по вибрационной технике (Кутаиси, 1981 г.), VI Всесоюзной научно-технической конференции по компрессоростроению "Повышение технического уровня, надежности и долговечности компрессоров и компрессорных установок" (Ленинград, 1981), республиканском постоянном семинаре "Прикладные методы математики и кибернетики" (Харьков, 1982 г.), Втором Всесоюзном научно-техническом семинаре-совещании "Пути совершенствования, интенсификации и повышения надежности аппаратов в основной химии" (Сумы, 1982), республиканском постоянном семинаре "Управление дви-

лучшими объектами" (Харьков, 1982 г.), Всесоюзном научно-техническом совещании по уплотнительной технике (Сумы, 1982 г.), республиканском семинаре-совещании "Проблемы оптимизации в машиностроении" (Харьков, 1982 г.), Всесоюзной конференции по динамике, прочности и надежности нефтепромыслового оборудования (Баку, 1983 г.).

Публикации. По результатам исследований, выполненных в диссертации, опубликовано 9 работ.

Объем работы. Диссертация объемом 205 стр. состоит из 5-ти глав, списка литературы из 122 наименований, 3 приложений и содержит 131 страницу основного машинописного текста, 54 рисунка и 16 таблиц.

#### СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении обосновывается актуальность рассматриваемых задач, определена цель, содержится краткая характеристика работы.

В первой главе проводится обзор литературы, в котором обсуждаются математические модели колебаний многослойных пластин и оболочек, предлагается классификация их по характеру связи между отдельными слоями, рассматривается влияние различных факторов на колебания круглых однородных и многослойных пластин, формулируется постановка задачи.

В развитие теории многослойных пластин и оболочек значительный вклад внесли советские ученые: С.А.Амбарцумян, В.В.Болотин, А.С.Вольмир, А.Г.Горшков, Э.И.Григолюк, Я.М.Григоренко, А.В.Кармишин, Ю.Н.Новичков, В.В.Пикуль, А.П.Прусаков, П.П.Чулков и другие.

В известных вариантах теории многослойных систем рассматриваются конструкции с жесткой связью между отдельными слоями, не допускающей взаимного скольжения слоев. Известны также механические системы с односторонними связями, когда слой тонкостенной

конструкции не соединены жестко друг с другом. Промежуточное положение по степени жесткости связи занимают конструкции с податливым связующим слоем.

Для многослойных систем с односторонними связями и податливым слоем целесообразны методы решения с отдельным представлением пакета. Таким путем изучены нестационарные колебания цилиндрических оболочек (Андервуд и др.), контактное деформирование балок, прямоугольных пластин и цилиндрических оболочек (С.С.Кохманов и др.), динамическое деформирование круглых двухслойных пластин (Е.П.Буслов).

Колебания круглых слоистых пластин с односторонними связями изучены недостаточно, известные задачи решены с допущениями, ограничивающими их общность: рассматриваются в основном осесимметричные колебания; в уравнениях не учитываются различия в толщинах и свойствах материалов слоев, краевые смещения и начальные несовершенства, геометрическая нелинейность, анизотропность материала и т.д.

Уровень развития теории слоистых пластин зависит от решения вопросов в области колебаний однородных пластин и мембран. Однако обзор литературы показал, что большинство исследований с учетом геометрической нелинейности ограничено рассмотрением только осесимметричных колебаний, влияние предварительного напряженного состояния изучено недостаточно, экспериментальное исследование колебаний круглых пластин и мембран из анизотропного материала не проводилось.

На основе проведенного анализа состояния исследований динамики многослойных и однородных круглых пластин и мембран в конце главы сформулирована постановка задачи.

Вторая глава посвящена построению математической модели пакета пластин мембранной компрессорной установки.



Пакет представляет собой систему с односторонними связями. Он совершает хлопкообразное движение во внутренней полости мембранного блока. Амплитуда поперечного перемещения пакета в несколько раз превышает его толщину. В плоскости пакета на него действуют усилия, вызванные деформациями опорного устройства. Внешние слои пакета контактируют с газом и жидкостью, находящимися в замкнутых полостях мембранного блока.

К пакету мембранной установки, допускающему относительное проскальзывание слоев, неприменимы известные уравнения многослойных пластин с жесткими связями. Модель пакета строится путем расчленения его на отдельные слои, взаимодействие между которыми осуществляется посредством поперечных усилий. Слои пакета мембранной установки имеют жесткость одного порядка, они практически несжимаемые, контакт между ними обеспечивается за счет обжатия пакета давлениями газа и жидкости, что дает основания предположить равенство нормальных перемещений всех слоев. Предполагается отсутствие трения между слоями пакета, равенство коэффициентов Пуассона всех слоев. Рассматриваются осесимметричные колебания пакета. Без ущерба для общности предполагается, что пакет состоит из трех пластин.

Поведение каждого слоя описывается уравнениями типа Кармана:

$$\rho_s h_s \frac{\partial^2 w_s}{\partial t^2} = -D_s \nabla^4 (w_s - w_H) + L_1 - k_s \frac{\partial w_s}{\partial t} + Q_s(w_s), \quad (1)$$

$$\nabla^4 F_s = -\frac{1}{2} [E_s h_s \{L_2(w_s) - L_2(w_H)\}], \quad (2)$$

где  $\nabla^4(\cdot) = \left(\frac{\partial^2}{\partial z^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r}\right)^2$ ;  $L_2(w_s) = \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left[ \left(\frac{\partial w_s}{\partial r}\right)^2 \right]$ ;

$$L_1(w_s, F_s) = \frac{\partial^2 w_s}{\partial z^2} (N_{zs} + T_{zs}) + \frac{1}{r} \frac{\partial w_s}{\partial r} (N_{\theta s} + T_{\theta s});$$

$S$  - номер слоя (1 и 2 соответствуют внешним пластинкам, а 3 - средней);  $w_H$  - начальное несовершенство пакета.

$N_{zs}$ ,  $N_{\theta s}$  - мембранные усилия в срединной поверхности слоя;  
 $T_{zs}$ ,  $T_{\theta s}$  - касательные усилия взаимодействия между слоями;  
 $D_s$ ,  $F_s$ ,  $R_s$  - цилиндрическая жесткость, функция напряжений,  
 коэффициент демпфирования слоя.

Нагрузки на слой пакета включают давления газа и жидкости и интенсивности реакций взаимодействия между слоями.

Граничные условия для каждого слоя пакета в предположении равномерного распределения перемещения в срединной поверхности имеют вид:

$$w_s - w_H = \frac{\partial}{\partial z} (w_s - w_H) = 0. \quad (4) \quad u_s = \bar{u}_{s0} \quad (5)$$

Условие (5) позволяет выполнять расчеты при произвольном значении краевого продольного перемещения. Однако неоднородность условия затрудняет решение с помощью рядов по функциям Бесселя. Поэтому оно заменяется однородным условием, выраженным через функцию напряжений.

Специфика уравнений пакета, полученных после ряда преобразований из (1) и (2), не позволяет непосредственно использовать один из известных комплексов безразмерных переменных. Вводится специальный комплекс безразмерных и осредненных переменных, благодаря которому обеспечивается общность уравнений, предоставляется возможность непосредственного использования табличных интегралов, понижается вероятность возникновения машинного переполнения при вычислениях на ЭЦВМ.

Методом Бубнова-Галеркина из (1) и (2) получена система  $M$  обыкновенных дифференциальных уравнений относительно функций, зависящих от времени.

$$-\ddot{a}_k + \sum_{m=1}^M d'_{km} \ddot{a}_m = \beta_k^2 a_k - \beta_1^2 \bar{a}_1 + \kappa_k a_k + \varepsilon_k \dot{a}_k - \sum_{m=1}^M \bar{d}_{km} \dot{a}_m - \\ - \bar{a}_1^2 \sum_{m=1}^M \bar{\mu}_k a_m + \sum_{m=1}^M \sum_{l=1}^M \sum_{q=1}^M \bar{\mu}_k a_m a_l a_q +$$

$$+ \lambda_k E \int_0^1 \int_0^x y [p_1(\zeta) - p_2(\zeta)] J_1(\alpha_k x) dy dx, \quad k=1, \dots, M, \quad (6)$$

где  $\bar{\alpha}_k$ ,  $\beta_k$  - коэффициенты начального несовершенства и краевого перемещения;  $J_1$  - функция Бесселя I-го порядка; штрих возле знака суммы означает отсутствие в ней слагаемых при  $m=k$ .

Реакция жидкости на перемещение пакета определяется на основе точного решения уравнения Лапласа для гидравлической полости цилиндрической формы. Предполагается, что поперечное перемещение пакета и потенциал жидкости гармонически зависят от времени. Для определения реакции со стороны газа применяется подход, отличающийся от метода решения гидродинамической задачи. С этой целью, пользуясь определенной аналогией, привлекается методика расчета пневматического амортизатора.

Таким образом, в настоящей главе разработана геометрически нелинейная математическая модель пакета, учитывающая краевые смещения, начальные несовершенства, механические и геометрические параметры отдельных слоев, давления жидкости и газа.

В третьей главе рассмотрены собственные, вынужденные и нестационарные колебания пакета на основе построенной пластинчатой модели.

Анализ результатов расчетов показал, что собственная (безразмерная) частота  $\omega$  колебаний пакета около положения установившегося равновесия связана с краевым перемещением  $U_0$  нелинейной зависимостью (рис. I).

Пакет мембранной установки обладает более высокой долговечностью, чем однородный гибкий элемент. Однако малая толщина пакета делает его более чувствительным к сложным краевым перемещениям. При потере устойчивости пакет приобретает форму, близкую к сферической оболочке. Известные в литературе данные опытов пока-

зывают, что деформирование сферической оболочки происходит с образованием вмятин. Возникновение вмятин нежелательно для мембранной установки. С целью уменьшения вредного влияния сжимающих краевых перемещений пакета рекомендуется использовать те конструкции опорных устройств, где исключены смещения в зоне защемления гибкого элемента.

Проведенной численной оценкой установлено, что жидкость и газ, находящиеся в замкнутых полостях мембранной установки, оказывают противоположное влияние на собственные частоты колебаний. Контактное взаимодействие пакета с жидкостью приводит к снижению частот колебаний, в то же время газ вызывает возрастание частот, что объясняется увеличением жесткости всей упругой системы.

Исследование вынужденных колебаний пакета пластин мембранных компрессорных установок необходимо для определения особенностей его динамического поведения, влияющих на эксплуатационные показатели установок. Решение задачи проводится на основе пластинчатой модели (6), специально построенной для изучения динамики пакета. Движение пакета описывается уравнением типа Дуффинга

$$\ddot{x} + \omega_1^2 x + \varepsilon \dot{x} + 3A_0 \mu x^2 + \mu x^3 = \varphi(t_0), \quad (7)$$

коэффициенты которого учитывают геометрические и механические параметры отдельных слоев, влияние предварительного статического напряженного состояния, обусловленного поперечной статической нагрузкой и усилиями со стороны опорного устройства.

В силу нелинейности уравнения динамики пакета (7) решение его осуществляется путем численного интегрирования на ЭЦВМ методом Рунге-Кутты. Программа расчета позволяет учесть любой вид внешнего детерминированного возбуждения.

Решена задача о вынужденных колебаниях пакета под действием внезапно приложенного давления при нулевых начальных условиях. Установлено, что в отличие от линейных колебаний увеличение зна-

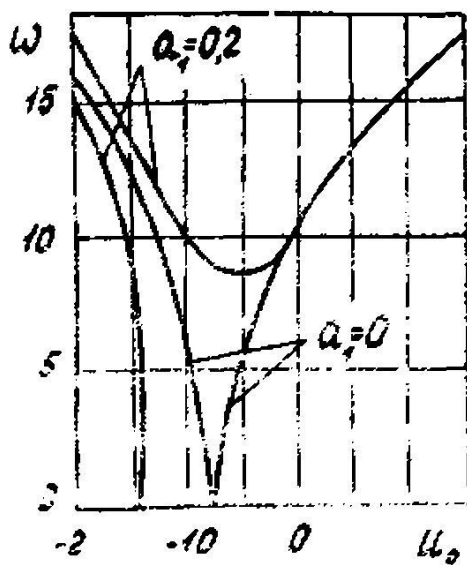


Рис. 1

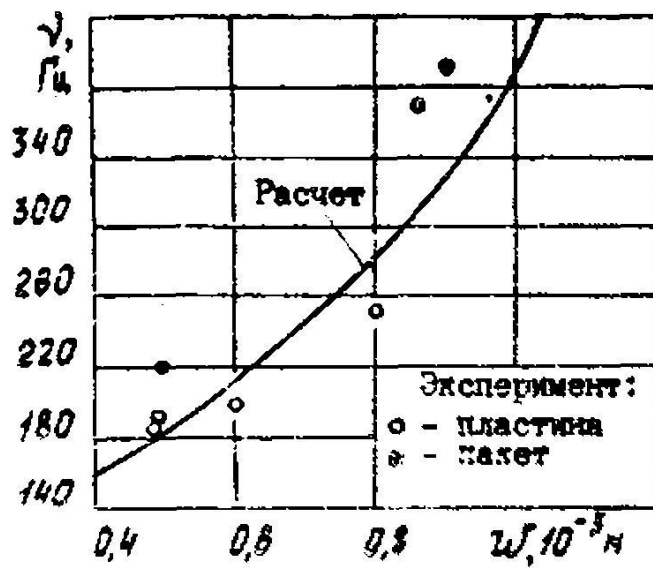


Рис. 2

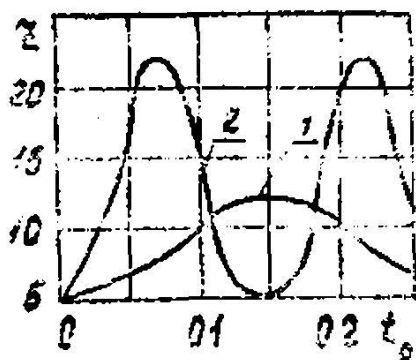


Рис. 3

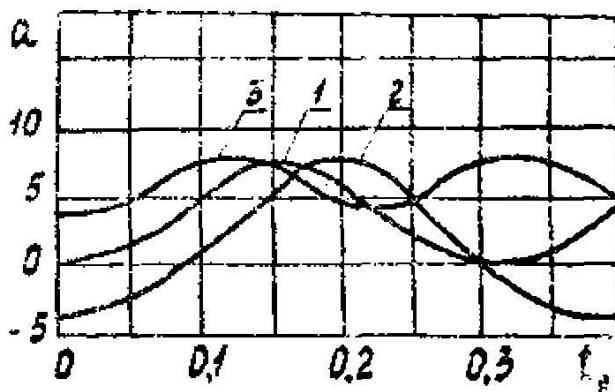


Рис. 4

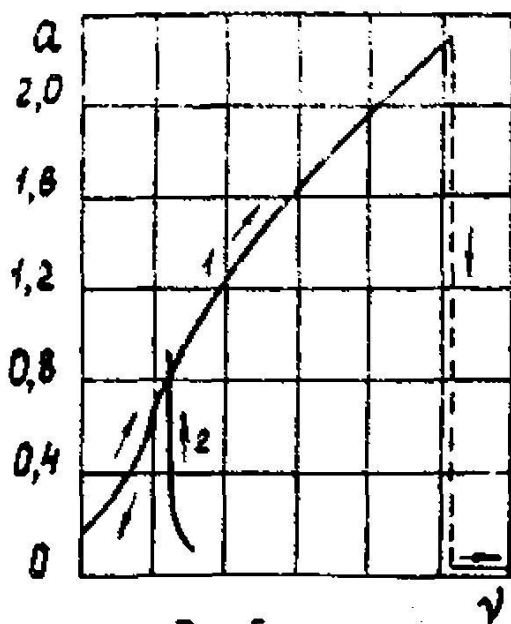


Рис. 5

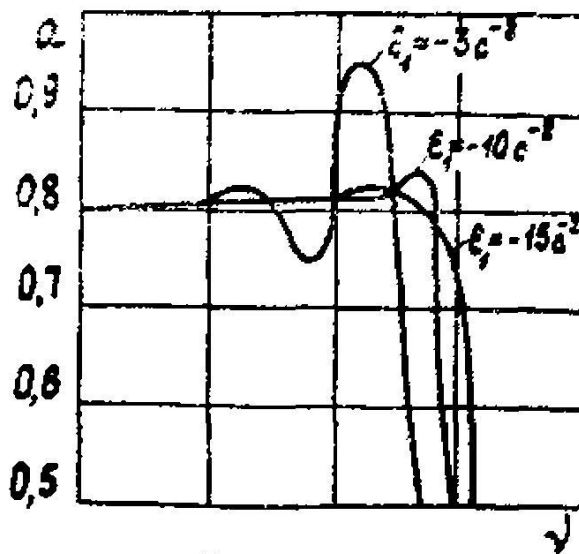


Рис. 6

чения внезапно приложенного давления приводит к смещению влево и повышению амплитуды колебаний (рис.3, 1-0,01 МПа; 2 - 0,1 МПа). Показано, что под влиянием сжимающих краевых смещений происходит смещение амплитуды колебаний, которое зависит от знака статического прогиба, возникающего при потере устойчивости (рис.4, 1 - краевые смещения отсутствуют; 2 - статический прогиб в центре пакета равен 1,25; 3 - прогиб равен: -1,25).

Основной тенденцией в области создания современных мембранных компрессорных установок является повышение их быстроходности. Действующие на пакет нагрузки не только возрастают по значению, но и приобретают импульсный характер, создавая опасность возникновения резонанса. Исследование переходного процесса пакета необходимо для выявления особенностей его колебаний как нелинейной системы, определения максимальной амплитуды в резонансной зоне и т.д.

Признается, что пакет колеблется под действием гармонической силы постоянной амплитуды и частоты, изменяющейся по линейному закону. От исходного уравнения (7) осуществлен переход к системе двух нелинейных обыкновенных дифференциальных уравнений I-го порядка относительно "медленно" меняющихся во времени амплитуды и фазы колебаний. Интегрирование уравнений осуществляется методом Рунге-Кутты. Временные зависимости амплитуды и фазы переходного процесса однослойного пакета совпали с аналогичными теоретическими и экспериментальными данными, полученными (Parayudnat W. на примере колебаний однородной круглой пластины, что служит подтверждением правильности используемых уравнений и точности разработанного алгоритма.

Амплитудно-частотные характеристики прохождения через резонанс пакета в прямом и обратном направлениях отличаются друг от друга (рис.5, соответственно 1 и 2), переход через резонанс в

прямом направлении сопровождается большей амплитудой колебаний, у резонансных кривых отсутствует симметрия, характерная для линейных систем, максимум амплитуды и соответствующее значение возмущающей частоты зависят от скорости прохождения через резонанс.

Проведенные в главе исследования собственных, вынужденных и нестационарных колебаний пакета позволили выявить особенности его колебаний как нелинейной системы, продемонстрировали возможности созданной методики расчета колебаний. Названные особенности учтены при проведении экспериментального исследования.

В четвертой главе предлагается методика определения спектра собственных колебаний пакета круглых гибких пластин с учетом асимметрии распределения мембранных усилий.

Расчет частот и форм собственных колебаний пакета пластин производится на основе его мембранной конечноэлементной модели, допускающей проскальзывание слоев друг относительно друга. Принимается, что нормальные перемещения всех слоев одинаковы, а силы трения между слоями отсутствуют. Рассматриваются малые собственные колебания около положения равновесия. Мембранные усилия, возникающие в каждом слое пакета при больших статических перемещениях, являются фиксированными, не зависящими от времени. Распределение мембранных усилий на контуре принимаем в виде

$$T = T_0 + T_1 \cos N\theta,$$

где  $N$  - число гармоник неравномерности усилия;  $\theta$  - угол, отсчитываемый от оси абсцисс глобальной системы координат против часовой стрелки.

Представление пакета пластин мембранных установок с помощью мембранной модели обосновано преобладанием мембранных напряжений над изгибными, что обусловлено конструктивными особенностями пакета и мембранного блока.

Формулы для вычисления матриц жесткости и инерции по мембранной модели пакета получены на основе выражений кинетической энергии движения и потенциальной энергии деформации треугольного конечного элемента с тремя степенями свободы. Алгоритм вычислений реализован на ЭЦМ в виде пакета подпрограмм на языке ФОРТРАН.

По результатам расчетов трех вариантов сети пакета, отличающихся числом узлов и конечных элементов, выбран рациональный вариант, обеспечивающий наиболее высокую точность вычисления значений частот и форм собственных колебаний. Алгоритм расчета является достаточно точным: погрешность счета по программе увеличивается с номером частоты, однако максимальная погрешность вычислений значений первых пяти частот не превышает 1%. Расчетные значения частот при сгущении сетки приближаются к тем же значениям для однородной мембраны. Предложенный алгоритм дает оценку значений частот "сверху".

Проведено качественное исследование собственных колебаний пакета с учетом асимметрии мембранных усилий (табл. I,  $T_0 = 10 \text{ Н}$ ). Установлено, что каждой частоте симметричного пакета соответствуют две частоты пакета с асимметрией. Узловые диаметры располагаются под углом к предшествующему положению. Наряду с формами, состоящими из узловых диаметров и окружностей, для пакета с асимметрией получены формы, включающие узловые диаметры и кривые, линии, напоминающие эллипсы.

По сравнению с моделью пакета, основанной на уравнениях типа Кармана, преимущества данной модели заключаются в возможности учета асимметрии мембранных усилий и определении неосесимметричных собственных форм, краткости записи основных соотношений, удобстве для реализации на ЭЦМ.

В пятой главе изложены результаты экспериментального исследования собственных колебаний пакета и однородной круглой пласти-



ны.

Цель экспериментов заключалась в проверке адекватности пластинчатой и мембранной математических моделей пакета и реальной конструкции. Критерием сравнения служили частоты и формы собственных колебаний, которые определялись методом песочных фигур на вибростенде. Резонансные частоты фиксировались по показаниям генератора гармонических сигналов, а формы колебаний фотографировались или регистрировались графически. Измерения проводились многократно - при увеличении и уменьшении частоты возбуждения. Виброускорение измерялось датчиком ИС-318, а статические прогибы - индикатором И<sup>п</sup> 5. В опытах использовались три одинаковые пластины мембранного компрессора. Они закреплялись в специально изготовленном приспособлении, моделирующем условия заземления в реальной установке.

Экспериментально выявлены и исследованы факторы, оказывающие наибольшее влияние на собственные колебания пакета и пластины: статический прогиб от смещений опорного устройства; асимметрия граничных условий, вызванная несоосностью прижимных колец; ортотропность материала пластин, обусловленная технологией изготовления.

Статический прогиб наибольшее влияние оказывает на резонансную частоту колебаний по безузловой форме. Экспериментальные значения частот пакета близки к теоретическим значениям, полученным расчетом по пластинчатой модели (см. рис. 2). Экспериментальные и вычисленные по мембранной модели значения частот близки при значениях статического прогиба, превышающих толщину пластины в два раза. Предложена формула, позволяющая определять спектр частот при любом значении статического прогиба, показано удовлетворительное согласие результатов расчетов по ней с экспериментальными данными.

Таблица I




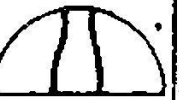
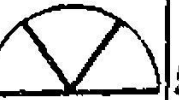





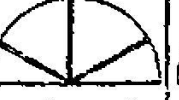

					
$T_1=2, N=2$ 4,02	$T_1=2, N=2$ 5,53	$T_1=2, N=4$ 5,65	$T_1=5, N=2$ 6,82	$T_1=5, N=6$ 7,12	$T_1=2, N=2$ 8,05
					
$T_1=2, N=2$ 4,37	$T_1=2, N=2$ 5,76	$T_1=2, N=4$ 5,87	$T_1=2, N=2$ 7,21	$T_1=5, N=6$ 7,57	$T_1=2, N=2$ 8,66

Таблица 2

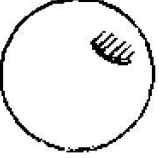




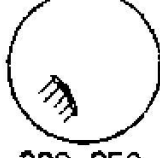



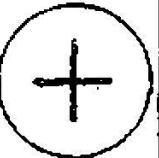

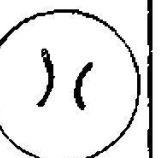

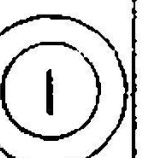

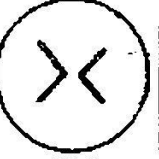
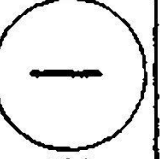
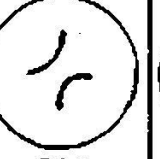

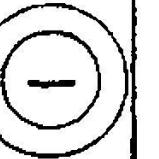
Формы колебаний и частоты, гц			
пластина 2	пластина 3		
			
160	200-250	430	304
			
200	330-350	502	495

Таблица 3

Формы колебаний и частоты, гц					
пластина I			пластина 2		
					
525	760	380	495	670	820
					
590	820	400	520	685	860

Установлено, что относительное смещение (несоосность) геометрических центров прижимных колец приспособления нарушает осесимметричность граничных условий для гибкого элемента. Названный вид асимметрии приводит к появлению форм колебаний, смещенных относительно центра круглой пластины (табл. 2).

Подтверждено возникновение явления расслоения спектра собственных колебаний пакета и пластин из ортотропного материала (табл. 3). Экспериментальные формы колебаний одинаковы с собственными формами, вычисленными в предположении асимметрии мембранных усилий, что свидетельствует об адекватности мембранной конечно-элементной модели и реальной конструкции.

Особенности колебаний пакета по сравнению с однородной пластиной толщины, равной толщине одного слоя, заключаются в следующем: а) значения собственной частоты колебаний пакета по безузловой форме для одинаковых значений статического прогиба на 20% выше значений частоты однородной пластины, хотя у других резонансов указанное различие не проявлялось; б) для возбуждения колебаний пакета требовались более высокие значения вибрационной нагрузки, чем для однородной пластины; в) песочные фигуры на поверхности колеблющегося пакета были нечеткими, что объясняется отходом слоев пакета друг от друга.

Систематизированные и обобщенные в диссертации теоретические и экспериментальные данные по собственным колебаниям пакета и круглой однородной пластины позволяют идентифицировать зарегистрированные опытным путем формы колебаний и определять повлиявшие на них факторы. Пользуясь тем, что расположение узловых линий форм колебаний аналогично расположению пластических гофров и трещин на поверхности круглых пластин, полученные данные можно использовать для анализа причин поломок гибких элементов эксплуатируемых мембранных установок.

Анализ смещений прижимного кольца опытного приспособления методом конечных элементов показал, что сжатие пакета объясняется смещением кольца в зоне защемления пакета. На основе проведенных теоретического и экспериментального исследований разработаны рекомендации по конструктивному исполнению ограничительного диска мембранного блока, направленные на уменьшение краевых смещений пакета и обеспечение симметричности его прогиба.

#### ЗАКЛЮЧЕНИЕ

1. На основе уравнений типа Кармана построена математическая модель пакета круглых пластин с различными механическими и геометрическими параметрами, допускающая проскальзывание слоев друг относительно друга. Уравнения модели учитывают краевые смещения, начальные несовершенства слоев, геометрическую нелинейность, реакции со стороны жидкости и газа, контактирующих с пакетом.

Предложена конечноэлементная модель пакета, допускающая проскальзывание слоев, где каждый слой рассматривается как мембрана. С ее помощью можно исследовать влияние асимметрии распределения мембранных усилий на частоты и формы собственных колебаний круглых гибких элементов мембранных установок.

2. Разработан алгоритм и составлена ФОРТРАН-программа расчета параметров собственных колебаний пакета с использованием уравнений его конечноэлементной модели.

Выполнено численное исследование собственных колебаний пакета с учетом асимметрии мембранных усилий. Установлено, что каждой собственной частоте пакета с симметричным распределением мембранных усилий соответствуют две частоты пакета с асимметрией, а собственные формы пакета с асимметрией отличаются между собой взаимным расположением узловых диаметров и включают изогнутые узловые линии.

3. Создана методика расчета характеристик собственных, вынужденных и нестационарных колебаний пакета на базе его пластинчатой модели. Составлена ФОРТРАН-программа, позволяющая вычислять частоты собственных колебаний пакета с учетом его геометрически нелинейного напряженно-деформированного состояния, прогибы под действием динамической нагрузки, амплитудно-частотные характеристики при прохождении через резонанс.

4. Анализ колебаний пакета пластин показал, что крайвые смещения изменяют значения частот собственных колебаний в широком диапазоне и создают тем самым опасность возникновения резонансного состояния. Сжимающие крайвые смещения при определенных своих значениях приводят к переходу пакета в закритическое состояние.

5. Выявлены особенности нестационарных колебаний пакета, характеризующие его как нелинейную систему. Полученные данные учтены при проведении экспериментального исследования гибких элементов на вибростенде.

6. Выполнено исследование смещений различных конструкций опорных устройств для пакета. Показано, что при заземлении пакета контактирующие с ним поверхности опорного устройства смещаются к центру в плоскости заделки, вызывая сжатие пакета. При потере устойчивости пакет приобретает статический прогиб, оказывающий вредное влияние на показатели мембранной установки, поэтому необходимо уменьшать сжимающие смещения или предусматривать натяжение пакета. Разработаны рекомендации по конструктивному исполнению опорных устройств, направленные на уменьшение и обеспечение осесимметричности крайвых перемещений гибкого элемента. Составленная для расчетов смещений ФОРТРАН-программа предусматривает автоматизированную подготовку исходных данных, графическое представление конечноеlementной информации, что значительно сокращает время на подготовку исходных данных.

7. Экспериментально выявлены три фактора, наиболее существенно влияющих на собственные колебания однородной пластины и пакета: ортотропность материала пластин, статический прогиб, обусловленный смещениями опорного устройства, несимметричность распределения краевых перемещений. Подтверждена возможность расслоения спектра собственных колебаний пакета из ортотропного материала, предсказанная расчетами по мембранной модели. Обнаружено, что несимметричное распределение краевых перемещений приводит к искажению узловых линий и смещению их к внешнему контуру гибкого элемента.

Получены и систематизированы экспериментальные и расчетные данные по собственным колебаниям круглых однородной пластины и пакета. Они наглядно показывают закономерности изменений форм и частот колебаний в зависимости от статического прогиба, ортотропности материала, несимметричности распределения краевых смещений, позволяют идентифицировать зарегистрированные опытным путем формы колебаний и устанавливать повлиявшие на них факторы.

8. Разработанные программы внедрены в практику инженерных расчетов ВНИИкомпрессормаша (г.Сумы). Полученные экспериментальные и теоретические данные по собственным колебаниям применяются в лаборатории мембранных компрессоров названного института для анализа причин поломок гибких элементов. С использованием предложенных рекомендаций по конструированию опорных устройств во ВНИИкомпрессормаше создан новый мембранный блок компрессора высокого давления, который превосходит по ряду показателей аналогичные зарубежные машины.

Основное содержание диссертации опубликовано в следующих работах

1. Голоскохов Е.Г., Кунцев С.В. Моделирование гибкого элемента мембранного компрессора. - В кн.: Тез. докл. Всес. научн.-техн. семинара "Пути повышения эффективности поршневых и центробежных

компрессоров высокого давления" (г.Сумы, сентябрь 1981 г.). -М.: ЦИНТИхимнефтемаш, 1981, с.52-53.

2. Голоскоков Е.Г., Кунцев С.В. Теоретическое и экспериментальное исследование нелинейных колебаний пакета круглых тонких пластин. - В кн.: Тез. докл. Всес. конф. по вибрационной технике (г.Кутаиси, ноябрь 1981 г.). - Тбилиси, 1981, с.67.

3. Голоскоков Е.Г., Кунцев С.В. Вынужденные нелинейные колебания пакета тонких круглых пластин мембранного компрессора.- В кн.: Тез. докл. VI Всес. науч.-техн. конф. по компрессоростроению "Повышение технического уровня, надежности и долговечности компрессоров и компрессорных установок" (г.Ленинград, декабрь 1981 г.). - Л., 1981, с. 141-142.

4. Кунцев С.В. О колебаниях многослойных мембран предохранительных устройств аппаратов низкого давления. - В кн.: Тез. докл. II Всес. науч. - техн. совещания "Пути совершенствования, интенсификации и повышения надежности аппаратов в основной химии" (г. Сумы, июль 1982 г.). - Сумы, 1982, с. 127.

5. Голоскоков Е.Г., Кунцев С.В. О колебаниях круглых многослойных пластин. - В кн.: Тез. докл. III Всес. науч. - техн. совещания по уплотнительной технике (г.Сумы, сентябрь 1982 г.). - Сумы, 1982, с. 174.

6. Кунцев С.В. О рациональном проектировании пакета круглых пластин на основе нелинейной математической модели колебаний. - В кн.: Тез. докл. респ. семинара-совещания "Проблемы оптимизации в машиностроении". - Харьков, 1982, ч.1, с. 60.

7. Голоскоков Е.Г., Кунцев С.В. Экспериментальное исследование нелинейных колебаний пакета круглых тонких пластин. - В кн.: Динамика и прочность машин, 1982, вып. 35, с. 14-17.

8. Голоскоков Е.Г., Кунцев С.В. Собственные колебания пакета круглых тонких пластин. при скольжении между слоями. - В кн.:

Динамика и прочность машин, 1983, вып. 37, с.3 - 8.

9. Голоскоков Е.Г., Кунцев С.В. Об исследовании методом песочных фигур нелинейных собственных колебаний однородных и неоднородных круглых пластин. - Сумы, 1983.- 8 с. Рукопись деп. в ЦНТИхимнефтемаш 13.08.83. № 1047-83.

*Кунцев*