МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ УКРАИНЫ

КИЕВСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ
СТРОИТЕЛЬСТВА И АРХИТЕКТУРЫ

На правах рукописи

ЖАБЕР ХОДР

УДК 539.3

ДИНАМИКА ГИБКИХ ШЛАНГОВ С ВНУТРЕННИМ ПОТОКОМ ЖИДКОСТИ

Специальность 05.23.17 - строительная механика

АВТОРЕФЕРАТ

диссертации на соискание ученой степени кандидата
технических наук

Киев - 1994

Диссертация является рукописью.

Работа выполнена на кафедре теоретической механики и в Научно-исследовательском институте строительной механики Киевского государственного технического университета строительства и архитектуры.

Научный руководитель: доктор технических наук, профессор В.И.ГУЛЯЕВ

Научный консультант: доктор технических наук ст.н.с. В.В.ГАЙДАЙЧУК

Официальные оппоненты: доктор технических наук профессор А.О.РАССКАЗОВ

кандидат технических наук ст.н.с. А.И.ВУСАТЮК

Ведущее предприятие: Научно-исследовательский институт автоматизированных систем планирования и управления в строительстве, г.Киев

Защита состоится "4" ноября 1994г. в 13⁰⁰ часов на заседании специализированного совета К 068.05.04 Киевского государственного технического университета строительства и архитектуры /252037, г.Киев, Воздухофлотский проспект, 31 /в зале заседаний Совета университета.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке университета.

Автореферат разослан "30" сентября 1994г.

Ученый секретарь специализированного совета
кандидат технических наук Ю.Л.ДИНКЕВИЧ

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Задачи теоретического исследования вопросов определения равновесной формы осевой линии гибких шлангов, содержащих внутренние потоки газов и жидкостей, устойчивости этой формы, ее изменения при действии возмущающих нагрузок и колебаний шлангов возникают в нефте-газовой промышленности, на танкерном флоте, в авиационной технике, в космическом деле и в других отраслях промышленности. Основные положения теории гибких пространственно-искривленных нитей и шлангов разработаны сравнительно давно и считалось, что при их расчете могут возникать трудности только вычислительного характера. Однако развитие техники приводит к постановкам новых задач теории шлангов, связанных с необходимостью учета взаимодействия их с внешними и внутренними потоками жидкости и газа, гироскопического характера сил инерции, возникающих при взаимодействии вращательного переносного движения шланга и линейного относительного движения жидкости, акустического воздействия внутренних периодических во времени волн давления, возникающих при работе компрессоров в процессе перекачки переносимого жидкого тела и др.

Более сложные и тяжелые режимы эксплуатации гибких нитей и шлангов сопряжены, как правило, с необходимостью специального изучения и определения действующих на них сил, учета сильной нелинейности разрешающих уравнений, возможности потери устойчивости равновесия и с требованием исследования поведения системы в закритических состояниях. Решение таких задач оказывается возможным только современными методами нелинейного анализа, применение которых побуждает к выбору модификаций разрешающих уравнений, обеспечивающих алгоритмичность и эффективность используемых подходов.

Задачи исследования динамики шланговых систем с внутренними потоками имеют ряд характерных особенностей. Во-первых, в отличие от обычных жестких трубопроводов, форма которых задана, очертание осевой линии гибкого шланга заранее не определено, оно приобретается шлангом только для данной комбинации внешних нагрузок и с их изменением может претерпевать существенные изменения.

Дифференциальные уравнения, описывающие геометрию осевой линии шланга существенно нелинейны. Трудность их решения заключается в том, что при использовании для их исследования методов нелинейного анализа не всегда удается выделить порождающее (опорное) решение, итерируя которое можно было бы найти искомое решение.

Особое влияние на характер колебаний шлангов оказывает гироскопическое взаимодействие изгибных колебаний шланга с линейным относительным движением внутренних масс жидкости. В результате такого взаимодействия существенно меняется форма колебаний шланга. В прямолинейных шлангах это приводит к невозможности существования стоячих изгибных волн и возбуждению бегущих волн. Отметим, что бегущие волны, вообще говоря, более опасны, чем стоячие, поскольку при распространении бегущих волн все элементы шланга периодически испытывают максимальные изгибания, в то время как в стоячих волнах максимальные изгибания имеют место только в точках наибольших прогибов, а в узловых точках они отсутствуют.

Важно отметить также, что в шлангах имеют место как диспергирующие, так и недиспергирующие волны.

И, наконец, необходимо отметить, что в научной литературе нет постановок задач и исследований по проблемам кинематических возбуждений колебаний шлангов, в то время как на практике они встречаются весьма широко.

Анализируя имеющиеся во современной научной литературе данные о результатах решения задачи динамики гибких шлангов с внутренними потоками газов и жидкостей, можно отметить, что к настоящему времени не разработано универсальных аналитических подходов, позволяющих учитывать гироскопическую связь между различными формами движений криволинейного шланга и внутренних потоков. Не выявлены до конца основные эффекты, свойственные волновым и колебательным процессам, протекающим в протяженных гибких трубопроводах, не решен ряд конкретных прикладных задач, возникающих в авиационной и космической технике, в нефтегазовой промышленности и морском деле.

В связи с этим можно отметить, что проблемы теоретического исследования динамики прямолинейных и криволинейных шлангов с учетом влияния внутреннего потока жидкости являются актуальными.

Цель диссертационной работы заключается в разработке методики и теоретическом исследовании волновых и колебательных процессов в гибких криволинейных шлангах и в построении решений ряда прикладных задач.

Основными направлениями исследований являются:

- разработка алгоритмичных нелинейных уравнений теории равновесия и колебаний гибких криволинейных шлангов, содержащих внутренние потоки жидкости;

- постановка задач о волновых и колебательных процессах в прямолинейных и криволинейных шлангах при свободных движениях и кинематических возбуждениях, при действии внутренних акустических волн и продольных колебаниях.

- исследование волновых и колебательных процессов в шланговых системах, встречающихся в авиационной и космической технике и в морском деле.

Научная новизна. В данной диссертационной работе поставлена новая задача о свободных и вынужденных волновых и колебательных процессах в прямолинейных и криволинейных шлангах при кинематических возбуждениях с учетом гироскопического взаимодействия вращательных движений шланга и внутреннего течения жидкости. Решен ряд новых задач о колебаниях прямолинейных и криволинейных шлангов, встречающихся в авиационной и космической технике и в морском деле.

Практическая ценность работы. Диссертационная работа выполнена в соответствии с общим планом научных исследований по разработке методов численного исследования деформирования и колебаний пространственных криволинейных стержневых конструкций, проводимых на кафедре теоретической механики Киевского государственного технического университета строительства и архитектуры.

В настоящей диссертационной работе исследования вопросов динамики гибких криволинейных шлангов продолжены в направлении выбора более алгоритмичных соотношений нелинейной теории гибких шлангов, развития методики численного моделирования их динамики при действии силовых и кинематических возмущений с учетом гироскопической связи вращательных и поступательных движений элементов шланга и жидкости, а также решению конкретных прикладных задач.

Достоверность результатов, полученных в диссертационной работе, определяется использованием обоснованной математической моделью теории гибких криволинейных шлангов, применением строгих математических методов, удовлетворением условиям сходимости результатов при использовании численных методов, сопоставлением в частных случаях решений, полученных аналитическими и численными методами.

Объем работы. Диссертационная работа состоит из введения, трех разделов, заключения и списка использованной литературы из 112 наименований.

Работа содержит 149 страниц машинописного текста, 46 рисунков, 11 таблиц.

ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Теория гибких нитей (и шлангов) имеет давнюю историю. Основные идеи и соотношения этой теории сформулированы еще в работах Ж.Лагранжа, Л.Эйлера, Г.Кирхгофа. Ими сформулированы условия экстремальности энергетических функционалов и вариационные принципы, позволяющие строить форму нити при действии потенциальных сил. Учет влияния подвижных масс жидкости на равновесие шлангов был осуществлен несколько позднее. Исследования динамического равновесия цепей и упругих тросов в состоянии стационарного движения, проведенные Дж.Эйткеном еще в 1876 г., являются, по-видимому, первыми работами, подтверждающими баланс между центробежными силами инерции и вызванным движением продольными силами и обусловившими изучение динамики гибких шлангов и трубопроводов, содержащих движущуюся жидкость. Хотя, конечно, некоторые аспекты этой проблемы, например, возникновение значительных поперечных сил в пожарном шланге и самовозбуждение колебаний его конца, были известны еще давно.

Интерес к этой проблеме возродился в 1950 г. в связи с анализом вибраций Трансарабского трубопровода, выполненным Эшли и Хэвиландом. Позже В.И.Феодосеев вывел уравнение движения трубы с внутренним потоком жидкости и рассмотрел случай ее шарнирного опирания на концах. Он установил, что при достаточно высокой скорости течения жидкости труба может потерять устойчивость равновесия подобно тому, как выпучивает колонна, сжатая осевой силой. Обсуждение этих вопросов можно найти в монографиях Я.Г.Пановко, И.И.Губановой, В.А.Светлицкого.

В 1963 г. Грегори и Пайдусси теоретически и экспериментально показали, что при достаточно высокой скорости истечения жидкости консольно закрепленные трубы склонны проявлять скорее автоколебательную (флаттер), чем статическую (дивергенцию) неустойчивость.

Устойчивость трубчатых консолей с внутренним потоком жидкости под действием сил, зависящих от скорости (диссипативных и кориолисовых), изучали Немат-Нассер, Прасад, Херрманн и Чен. Они отметили дестабилизирующий эффект этих сил и указали на связь между проблемой неустойчивости трубчатой консоли (конца шланга) с потоком жидкости с более общей проблемой неустойчивости консольного стержня, подверженного действию на свободном конце следящей силы.

Задачи исследования колебаний трубопроводов с потоком жидкости получили дальнейшее развитие в работах С.И.Богомолова, А.М.Журавлева, С.В.Ингульцова, О.Н.Мухина, А.А.Мовчана, В.А.Светлицкого, И.Уилсона.

Общие вопросы о постановке задач о равновесии и колебаниях гибких нитей и шлангов, а также обзор методов решения этих задач изложены в монографиях И.И.Алексеева, М.И.Казакевича, В.К.Качурина, Р.И.Мацелинского, Д.Р.Меркина, В.А.Светлицкого, В.С.Щедрова, Ю.В.Якубовского, В.С.Живова, Я.И.Каритыского и И.И.Мигушова.

Самовозбуждение параметрических колебаний в шлангах под действием возмущений, вызванных пульсацией скорости движения жидкости изучено в работе В.А.Светлицкого, И.К.Купесова.

В последние годы интерес к обсуждаемой проблеме все более возрастает. Он обусловлен тем, что с развитием техники возникает все больше ее практических приложений. Непосредственное применение теоретически обнаруженные эффекты находят в магистральных трубопроводах, в гидросистемах авиационной и космической техники, в эжекторных насосах, а также в теплообменных аппаратах энергетических установок и охлаждающих каналах атомных реакторов.

На рис.I показаны трубопровод, служащий для транспортировки нефти от шельфовой установки до берега. При большой длине трубопровода его изгибная жесткость мало влияет на колебательные динамические процессы, поэтому в этом случае трубопровод

2-4-4313

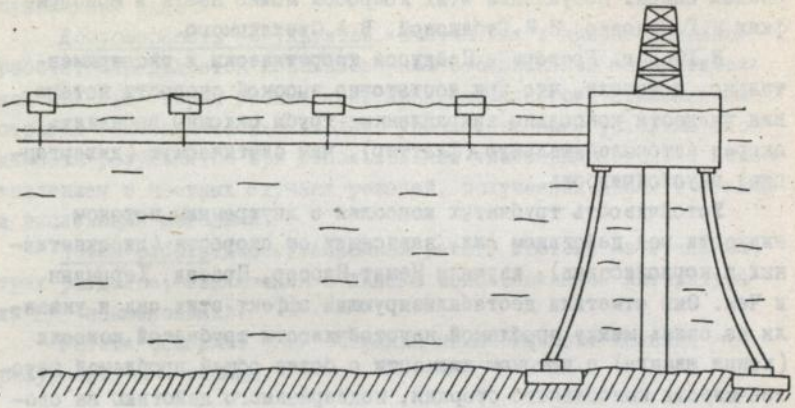


Рис.1

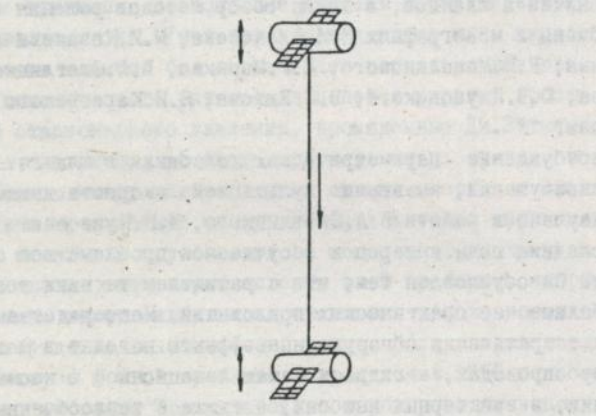


Рис.2

можно рассматривать как гибкий протяженный шланг. Внутренний поток жидкости в трубопроводе оказывает заметное влияние на его динамику, которая в данном случае может иметь характер изгибных бегущих волн. Свойства этих волн должны быть изучены особо.

В настоящее время в научной литературе активно обсуждаются вопросы создания орбитальных связок космических модулей, соединенных тонким шлангом (рис.2), по которому может перекачиваться жидкое топливо. Колебания шланга могут сопровождаться возбуждением бегущих волн и параметрических поперечных колебаний. До настоящего времени эти вопросы изучены слабо.

В авиационной технике в операциях дозаправки самолетов в воздухе (рис.3) существует проблема исключения опасных колебаний криволинейного шланга с внутренним потоком, возбуждаемых относительными колебаниями самолетов.

Такие же задачи возникают и при операциях перекачки жидкостей из танкера в набережный резервуар (рис.4) или из одного танкера в другой (рис.5). В этих случаях колебания танкеров на волнистой поверхности моря приводит к кинематически возбуждаемым колебаниям шланга.

В данной работе дан анализ особенностей постановки задач динамики шлангов с внутренними потоками жидкости. Дана классификация сил, действующих на его элементы и на движущуюся жидкость. Отмечено, что в общем случае эти силы могут быть потенциальными, неконсервативными, диссипативными, гироскопическими и циркуляционными. При анализе задачи статического равновесия криволинейного шланга подчеркивается, что его форма может быть поддержана только за счет сил натяжения, вызванных внешними силами, и для каждой комбинации нагрузок она должна определяться специально.

При исследовании динамики прямолинейных шлангов поставлены и решены задачи о свободных и вынужденных поперечных колебаниях шлангов конечной длины и о распространении бегущих изгибных волн в бесконечно длинных шлангах.

Уравнение поперечных колебаний шланга выбрано в форме

$$(T-v^2\rho_ж)\frac{\partial^2 y}{\partial x^2}-2\rho_ж v\frac{\partial^2 y}{\partial x\partial t}-\rho\frac{\partial^2 y}{\partial t^2}+f(x,t)=0. \qquad (I)$$

2*

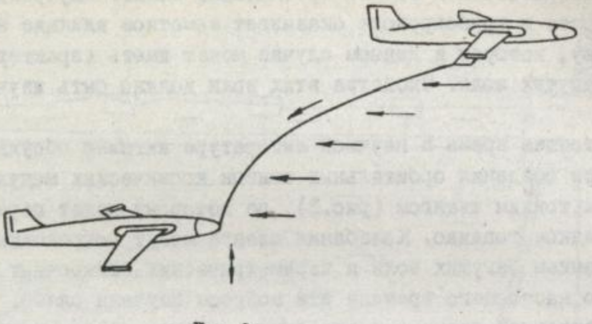


Рис.3

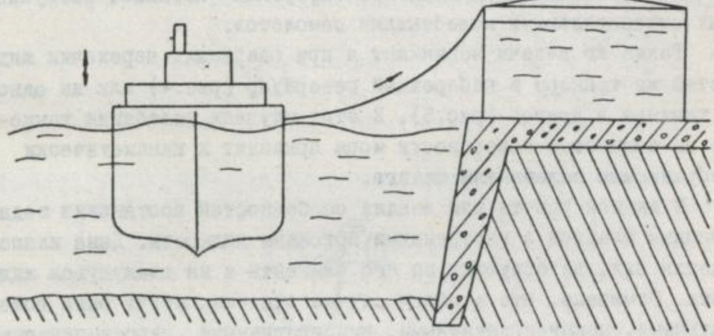


Рис.4

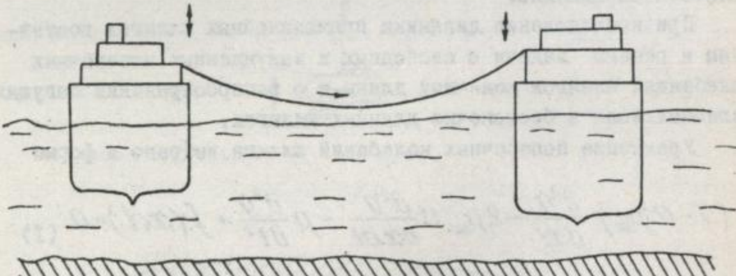


Рис.5

Здесь x, t - независимые переменные, y - поперечное перемещение; T - продольная сила в шланге; $\rho_ж, \rho$ - погонные плотности жидкости в шланге и шланга с жидкостью соответственно; v - скорость внутреннего потока жидкости; f - интенсивность поперечной нагрузки.

При анализе свободных колебаний (f =0) принято во внимание, что уравнение (I) не допускает решений в форме стоячих волн, поэтому оно ищется в форме бегущих волн. Для шланга бесконечной длины оно имеет вид

$$y = Y \cos(kx - \omega t), \tag{2}$$

откуда следуют выражения для фазовых скоростей бегущих волн

$$v_1 = \frac{\alpha + \sqrt{\alpha^2 + 4\beta}}{2\beta}, \quad v_2 = \frac{\alpha - \sqrt{\alpha^2 + 4\beta}}{2\beta} \tag{3}$$

где

$$\alpha = \frac{2\rho_ж v}{T - v^2 \rho_ж}, \quad \beta = \frac{\rho}{T - v^2 \rho_ж}.$$

Соотношения (3) покацывают, что в натянутом прямолинейном шланге с подвижной жидкостью изгибные волны не диспергируют и имеются два разных значения скорости волны v_1 и v_2, с которыми волна движется вдоль положительного и отрицательного направления продольной оси.

При исследовании свободных колебаний шлангов конечной длины установлено, что наличие гироскопических сил инерции приводит к тому, что колебания элементов шланга происходят с разными фазами и форма колебаний в течение периода эволюционирует.

Исследованы вынужденные колебания прямолинейных шлангов конечной длины при кинематических возбуждениях, вызванных вибрациями опор. Рассмотрены случаи, когда периодически поперечным вибрациям подвержены обе опоры и каждая из опор в отдельности. При постановке задач принято, что каждый элемент шланга и жидкости находится в состоянии сложного движения и абсолютное ускорение $\bar{a}$ складывается из переносного $\bar{a}^e$, относительного $\bar{a}^e$ и кориолисова $\bar{a}^c$ ускорений

$$\bar{a} = \bar{a}^e + \bar{a}^e + \bar{a}^c \tag{4}$$

Поскольку синфазные колебания системы нарушаются, решение уравнения вынужденных колебаний вида (I) строится в виде суперпозиции двух гармонических функций с разными фазами

$$y(x,t) = a(x)\sin pt + b(x)\cos pt \qquad (5)$$

В итоге уравнение с частными производными (I) приводится к системе двух неоднородных обыкновенных дифференциальных уравнений четвертого порядка относительно функций $a(x)$ и $b(x)$. Решение двухточечной краевой задачи для этой системы строится численно методом начальных параметров. Определение соответствующих частных решений осуществляется методом Рунге-Кутта.

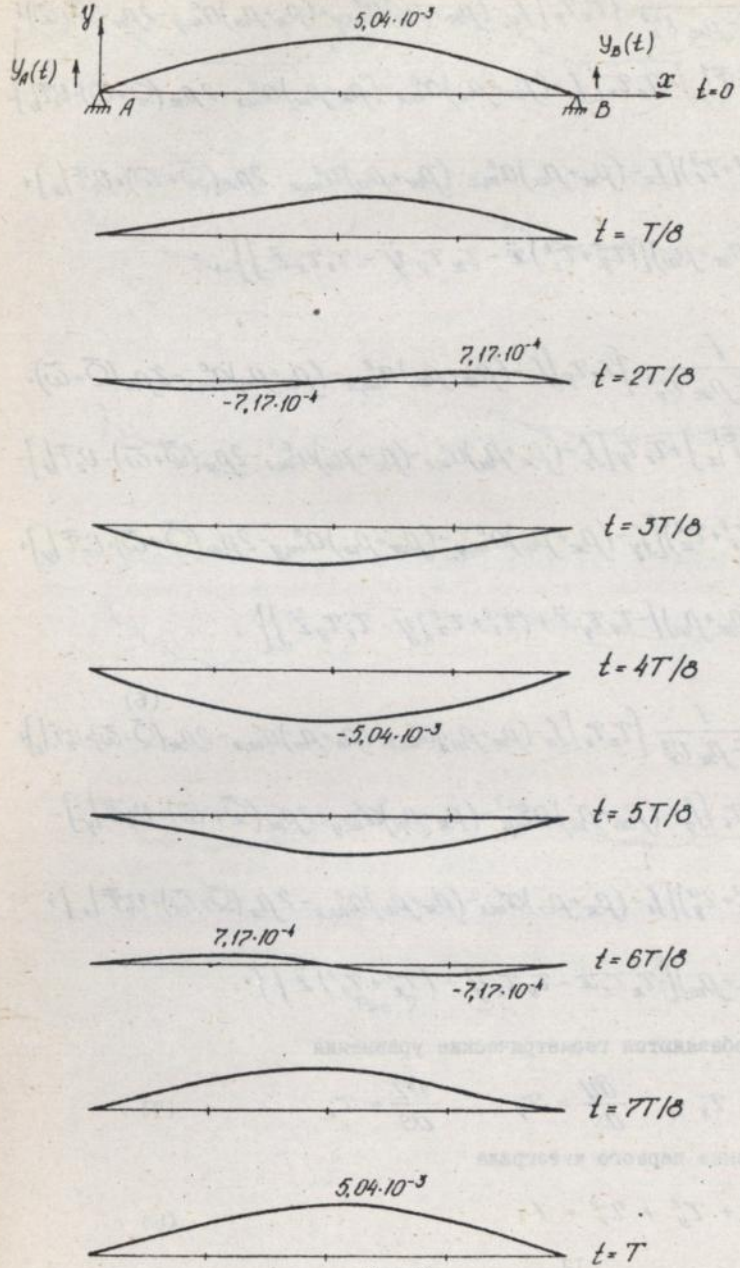
На рис.6 представлена последовательность трансформирования формы волны для случая, когда колебания шланга длиной l =5 м возбуждались синхронными вибрациями обоих концов шланга при скорости потока v =4 м/с и циклической частоте возбуждения p = 3 рад/с.

Рассмотрены также вопросы параметрического возбуждения поперечных колебаний шланга при продольных колебаниях его концов и при распространении внутри шланга периодических акустических волн внутреннего давления. Исследована устойчивость таких колебаний.

Поставлена задача о свободных и вынужденных колебаниях криволинейных шлангов с внутренними потоками идеальной несжимаемой жидкости.

Система уравнений движения пространственно искривленного шланга представлена в виде

$$\begin{aligned}\frac{\partial T}{\partial s} = {} & \rho_ж \dot{v}_\tau - \tau_x \Big\{ f_x - (\rho_ж + \rho_ш) a^e_{ш,x} - (\rho_ж + \rho_ш) a^c_{ш x} - 2\rho_ж \big[(\bar{\Omega} + \\ & + \bar{\omega}) \times v_\tau \bar{\tau} \big]_x \Big\} - \tau_y \Big\{ f_y - (\rho_ж + \rho_ш) a^e_{ш y} - (\rho_ж + \rho_ш) a^c_{ш y} - 2\rho_ж \big[(\bar{\Omega} + \\ & + \bar{\omega}) \times v_\tau \bar{\tau} \big]_y \Big\} - \tau_z \Big\{ f_z - (\rho_ж + \rho_ш) a^e_{ш,z} - (\rho_ж + \rho_ш) a^c_{ш,z} - 2\rho_ж \big[(\bar{\Omega} + \\ & + \bar{\omega}) \times v_\tau \bar{\tau} \big]_z \Big\} + (\rho_ж + \rho_ш)(\tau_x \ddot{x} + \tau_y \ddot{y} + \tau_z \ddot{z})\end{aligned}$$



y
5,04·10⁻³
$y_A(t)$
$y_B(t)$
x
t=0
A
B
t= T/8
7,17·10⁻⁴
t=2T/8
-7,17·10⁻⁴
t=3T/8
t=4T/8
-5,04·10⁻³
t=5T/8
7,17·10⁻⁴
t=6T/8
-7,17·10⁻⁴
t=7T/8
5,04·10⁻³
t=T

Рис.6

$$\frac{\partial \tau_x}{\partial s}=\frac{1}{T-\rho_ж V_r^2}\Big\{\tau_x\tau_y\big[f_y-(\rho_ж+\rho_ш)a^e_{ш,y}+(\rho_ж+\rho_ш)a^c_{ш,y}-2\rho_ж(\bar{\Omega}+\bar{\omega})\times V_r\bar{\tau}\big|_y\big]+\tau_z\tau_x\big[f_z-(\rho_ж+\rho_ш)a^e_{ш,z}-(\rho_ж+\rho_ш)a^c_{ш,z}-2\rho_ж(\bar{\Omega}+\bar{\omega})\times V_r\bar{\tau}\big|_z\big]-$$

$$-(\tau_y^2+\tau_z^2)\big[f_x-(\rho_ж+\rho_ш)a^e_{ш,x}-(\rho_ж+\rho_ш)a^c_{ш,x}-2\rho_ж(\bar{\Omega}+\bar{\omega})\times V_r\bar{\tau}\big|_x\big]+$$

$$+(\rho_ж+\rho_ш)\big[(\tau_y^2+\tau_z^2)\ddot{x}-\tau_x\tau_y\ddot{y}-\tau_z\tau_x\ddot{z}\big]\Big\},$$

$$\frac{\partial \tau_y}{\partial s}=\frac{1}{T-\rho_ж V_r^2}\Big\{\tau_x\tau_y\big[f_x-(\rho_ж+\rho_ш)a^e_{ш,x}-(\rho_ж+\rho_ш)a^c_{ш,x}-2\rho_ж(\bar{\Omega}+\bar{\omega})\times V_r\bar{\tau}\big|_x\big]+\tau_z\tau_y\big[f_z-(\rho_ж+\rho_ш)a^e_{ш,z}-(\rho_ж+\rho_ш)a^c_{ш,z}-2\rho_ж(\bar{\Omega}+\bar{\omega})\times V_r\bar{\tau}\big|_z\big]-$$

$$-(\tau_z^2+\tau_x^2)\big[f_y-(\rho_ж+\rho_ш)a^e_{ш,y}-(\rho_ж+\rho_ш)a^c_{ш,y}-2\rho_ж(\bar{\Omega}+\bar{\omega})\times V_r\bar{\tau}\big|_y\big]+$$

$$+(\rho_ж+\rho_ш)\big[-\tau_x\tau_y\ddot{x}+(\tau_z^2+\tau_x^2)\ddot{y}-\tau_z\tau_y\ddot{z}\big]\Big\},$$

$$\frac{\partial \tau_z}{\partial s}=\frac{1}{T-\rho_ж V_r^2}\Big\{\tau_x\tau_z\big[f_x-(\rho_ж+\rho_ш)a^e_{ш,x}-(\rho_ж+\rho_ш)a^c_{ш,x}-2\rho_ж(\bar{\Omega}+\bar{\omega})\times V_r\bar{\tau}\big|_x\big]+\tau_y\tau_z\big[f_y-(\rho_ж+\rho_ш)a^e_{ш,y}-(\rho_ж+\rho_ш)a^c_{ш,y}-2\rho_ж(\bar{\Omega}+\bar{\omega})\times V_r\bar{\tau}\big|_y\big]- \tag{6}$$

$$-(\tau_x^2+\tau_y^2)\big[f_z-(\rho_ж+\rho_ш)a^e_{ш,z}-(\rho_ж+\rho_ш)a^c_{ш,z}-2\rho_ж(\bar{\Omega}+\bar{\omega})\times V_r\bar{\tau}\big|_z\big]+$$

$$+(\rho_ж+\rho_ш)\big[-\tau_x\tau_z\ddot{x}-\tau_y\tau_z\ddot{y}+(\tau_x^2+\tau_y^2)\ddot{z}\big]\Big\}.$$

К ним добавляются геометрические уравнения

$$\frac{\partial x}{\partial s}=\tau_x\ ,\quad \frac{\partial y}{\partial s}=\tau_y\ ,\quad \frac{\partial z}{\partial s}=\tau_z \tag{7}$$

и уравнение первого интеграла

$$\tau_x^2+\tau_y^2+\tau_z^2=1. \tag{8}$$

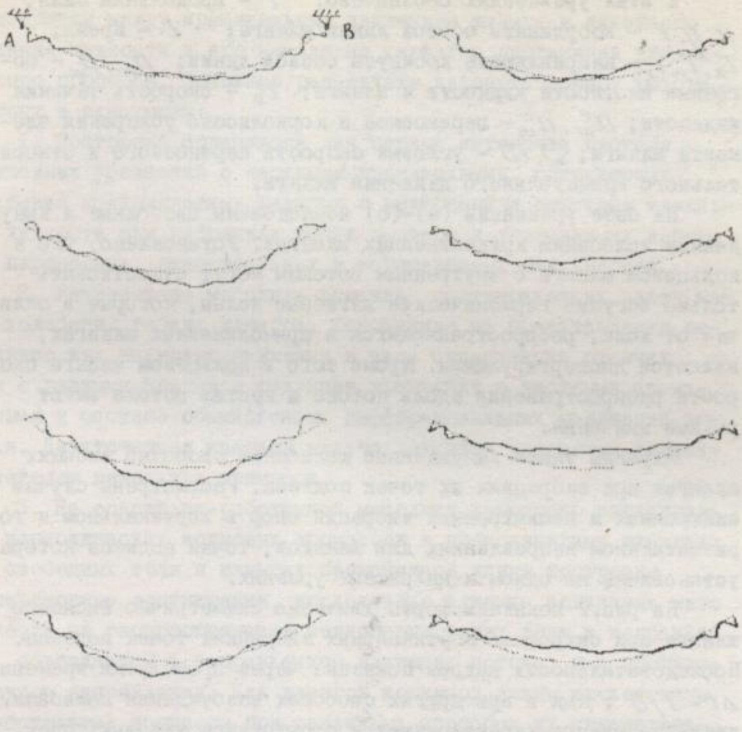


Рис.7.

В этих уравнениях обозначено: T - продольная сила; x, y, z - координаты осевой линии шланга; t - время; τ_x, τ_y, τ_z - направляющие косинусы осевой линии; $\rho_{ж}, \rho_{ш}$ - погонные плотности жидкости и шланга; V_z - скорость течения жидкости; $a^e_ш, a^c_ш$ - переносное и кориолисово ускорения элемента шланга; $\bar{\Omega}, \bar{\omega}$ - угловые скорости переносного и относительного вращательного движения шланга.

На базе уравнений (6)-(8) исследованы свободные и вынужденные колебания криволинейных шлангов. Установлено, что в кольцевом шланге с внутренним потоком могут существовать только бегущие гармонические изгибные волны, которые в отличие от волн, распространяющихся в прямолинейных шлангах, являются диспергирующими. Кроме того в кольцевом шланге скорости распространения вдоль потока и против потока имеют разные значения.

Изучены также вынужденные колебания свободно висящих шлангов при вибрациях их точек подвеса. Рассмотрены случаи синхронных и несинхронных вибраций опор в вертикальном и горизонтальном направлениях для шлангов, точки подвеса которых установлены на одном и на разных уровнях.

На рис.7 показаны формы движения симметрично висящего шланга при сихронных вертикальных вибрациях точек подвеса. Последовательность кадров показана через промежутки времени $\Delta t = T/8$. Как и при других способах возбуждения колебаний, движение шланга характеризуется отсутствием узловых точек.

В результате решения задач найдены функции приращений усилий $\Delta T^s(s)$, $\Delta T^c(s)$ и перемещений $\Delta x^s(s)$, $\Delta x^c(s)$, $\Delta y^s(s)$, $\Delta y^c(s)$, обусловленных вибрациями точек подвеса.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

На базе теории гибких нитей, методов теоретической механики и методов численного анализа разработана методика исследования волновых и колебательных процесоов, протекающих в гибких прямолинейных и криволинейных шлангах, содержащих внутренние потоки жидкости. На примерах расчета гибких шлангов с криволинейной осевой линией, встречающихся в нефтегазовой промышленности, морском деле, авиационной и космической технике, исследованы их колебания при кинематических возбуждениях, определено влияние способа возбуждения и гироскопического взаимодействия между вращательным движением шланга и линейного движения жидкости в его канале на характер протекания динамического процесса. Основные результаты диссертационной работы состоят в следующем:

I. Построена содержащая два первых интеграла система нелинейных уравнений с частными производными, описывающих колебания криволинейных шлангов с внутренними потоками идеальной жидкости при вибрациях точек подвеса и учитывающих действие переносных, относительных и кориолисовых сил инерции.

2. Разработана методика решения постановленных задач малых колебаний гибких шлангов, основанная на представлении периодичес ких волновых движений в виде суперизации стоячих волн с разными фазами и редукции уравнений с частными производными к системе обыкновенных дифференциальных уравнений порядка. Двухточечная краевая задача для этих уравнений решается методом начальных примеров.

3. На основе разработанной методики выполнено исследование периодических волновых процессов в прямолинейных шлангах. Для свободных волн в шлангах бесконечной длины построены дисперсионные соотношения, исследовано влияние подвижных масс жидкости на распространение недиспергирующих волн в направлении, совпадающем с направлением движения потока, и в противоположном направлении. Для шлангов конечной длины исследованы колебательные процессы при различных способах их кинематического возбуждения (вибрациях опор).

Решены задачи о параметрическом возбуждении поперечных колебаний прямолинейных шлангов при продольных колебаниях его концов и пульсации давления внутреннего потока.

4. Изучены свободные периодические волны в кольцевом шланге. Установлено, что они являются диспергирующими. Изучены вынужденные колебания криволинейных шлангов в плоскости их провисания при различных способах кинематического возбуждения. Установлено, что наличие гироскопических сил приводит к подвижке узловых точек профиля волны в процессе ее движения и к его эволюции.

Подп. к печ. 05.09.94 Формат $60 \times 84^{1}/_{16}$.
Бумага тип. № 3 . Способ печати офсетный. Условн. печ. л. 0,93
Условн. кр.-отт. 404 . Уч.-изд. л. 1,0 .
Тираж 100 . Зак. № 4-4513

Фирма «ВИПОЛ»
252151, г. Киев, ул. Волынская, 60.

[illegible]