

Институт проблем машиноведения Российской академии наук,
Научно-производственная корпорация ОАО «НПК «Механобр-техника»

На правах рукописи

ВАСИЛЬКОВ Владислав Борисович

ВЛИЯНИЕ ВИБРАЦИИ НА НЕЛИНЕЙНЫЕ ЭФФЕКТЫ В МЕХАНИЧЕСКИХ СИСТЕМАХ

Специальность

01.02.06 – Динамика, прочность машин, приборов и аппаратуры

А в т о р е ф е р а т

диссертации на соискание учёной степени
доктора технических наук

Санкт-Петербург
2009

Работа выполнена в Институте проблем машиноведения
Российской академии наук и ОАО «НПК «Механобр –
техника»

Научный консультант: доктор физико – математических
наук, профессор Блехман Илья
Израилевич

Официальные оппоненты: доктор технических наук
наук, профессор Абиев Руфат
Шовкет оглы

доктор технических наук
Асташев Владимир
Константинович

доктор технических наук
профессор Мусалимов Виктор
Михаилович

Ведущая организация: Санкт – Петербургский государственный
горный институт (технический университет)

Защита состоится «__» _____ 2009 года в 14 часов 00 минут
на заседании диссертационного совета Д 002.075.01 при
Институте машиноведения РАН по адресу: 199178, Санкт-
Петербург, Большой пр. В.О., 61.

С диссертацией можно ознакомиться в ОНТИ Института
проблем машиноведения РАН.

Автореферат разослан «_____» _____ 2009 года

Ученый секретарь
диссертационного совета
доктор технических наук

В.В. Дубаренко

Общая характеристика работы

Актуальность проблемы.

Своеобразные, порой неожиданные физико-механические эффекты и явления наблюдаются при воздействии вибрации на механические системы. Многие из них хорошо известны и широко используются в технологических процессах горно-обогатительной, химической, машиностроительной, строительной промышленности, а также в медицине. Ряд производств, в полном смысле, революционизирован благодаря использованию вибрационной техники. Не уменьшается поток публикаций и патентов в этой области.

Наша страна занимает ведущее положение в мире в исследовании и использовании вибрационных процессов и устройств. Немаловажную роль при этом сыграли фундаментальные исследования в области теории нелинейных колебаний и устойчивости движения, принадлежащие А.М. Ляпунову, Л.И. Мандельштаму, Н.Д. Папалекси, А.А. Андронову, А.А. Витту, Н.М. Крылову, Н.Н. Боголюбову, Н.Г. Четаеву, Ю.А. Митропольскому, И.Г. Малкину, А.И. Лурье и другим ученым.

В последние годы И.И. Блехманом разработан и обоснован общий механико-математический подход к изучению действия вибрации на нелинейные механические системы. Фактически выделился новый раздел механики – вибрационная механика, позволяющий достаточно простыми методами получать решения различных задач теоретического и прикладного характера. Дальнейшее развитие методов вибрационной механики способствует созданию новых и совершенствованию существующих вибрационных технологий и устройств.

Инновационные преобразования в этой области основываются на явлениях и эффектах, возникающих при действии вибрации на нелинейные механические системы.

В частности, значительное количество работ посвящено использованию явления резонанса в вибрационных машинах и технологиях. Это связано с возможностью поддержания значительных перемещений рабочих органов машин при минимальной затрате энергии. Однако трудность удержания системы в резонансном режиме работы в условиях колебаний рабочей нагрузки и значений параметров сдерживает использование явления резонанса при создании вибрационных машин, особенно машин с инерционными дебалансными возбудителями колебаний.

Вибрационные воздействия используются для интенсификации различных технологических процессов, например, в химической промышленности при взаимодействии различных сред – в процессах жидкостной экстракции, растворения, сорбции и целом ряде других.

Эксперименты, проведенные В.Н. Челомеем, Р.А. Тетевосяном, Б.Г. Новицким, Р.Ф. Ганиевым, Л.Е. Украинским, Г.М. Островским, Р.Ш. Абиевым и другими учеными, показали, что в условиях резонанса даже при относительно низких частотах вибрации массообменные процессы в

гетерогенных системах проходят особенно интенсивно.

Вибрация играет особую роль в процессах разделения, перемешивания, транспортирования, генерирования медленных потоков сыпучих смесей. Она позволяет эффективно бороться с силами типа сухого трения, переводя их в силы типа вязкого трения. Вибрация вызывает также появление особой «медленной» силы, вызывающей интенсификацию технологических процессов, связанных с обработкой сыпучих материалов. Практически важным явлением является возникновение в вибрирующих сосудах с сыпучей средой замкнутых потоков, напоминающих термоконвективные потоки в жидкости. Различные модели сыпучей среды, описывающие разнообразные технологические процессы, предложены И.Ф.Гончаревичем, В.В. Гортинским, И.И.Блехманом, В.Л. Левенгарцем Х.И. Раскиным, А.Я. Фидлиным, В.А. Членовым, Н.В. Михайловым, Е.А. Непомнящим, В.Я. Хайнманом и многими другими учеными.

Явления, сопутствующие вибрации жидкости, суспензий, сыпучих сред в сосудах реализуются, например, в топливных баках работающих машин, в аппаратах химической промышленности, в обогатительных технологиях, горнодобывающей промышленности. При изучении этих явлений внимание исследователей концентрируется, главным образом, на протекании процессов, происходящих внутри сосудов, заполненных рабочей средой.

Теоретические оценки расходов жидкости через конические отверстия при вибрации в работах Л.А. Вайсберга и А.Н. Коровникова привели к обоснованию появления медленных потоков в сторону сужения отверстия. Значения коэффициентов сопротивления при этом использовались такими же, как при стационарном истечении. В случае пульсирующего истечения жидкости, возникающего в условиях вибрации, возможно возникновение следующих эффектов: изменения расхода, изменения коэффициентов гидравлических сопротивлений, нарушения сплошности потока. Несмотря на важность указанных эффектов для практики, работы, посвященные этим вопросам, отсутствуют.

Эффект «направленного в среднем» течения жидкости вследствие «ненаправленного в среднем» вибрационного воздействия на упругий или неупругий диск, погруженный в жидкость, широко применяется в вибрационных насосах. Технические решения, использующие этот эффект, представлены в работах Г.Я. Лишанского, В.М. Усаковского. Вместе с тем, практический интерес представляет исследование давления в зазоре между вибрирующей пластинкой и неподвижной стенкой, так как на явлении повышения давления «в среднем» в этой области открывается возможность создания нового типа вибрационного насоса. Судя по публикациям, этот вопрос изучен недостаточно.

Определению области устойчивости маятниковых систем в условиях вибрации посвящено большое количество работ российских и зарубежных авторов: А. Stehpenson, D.I. Acheson, П.Л. Капица, L. Sperling, I.I. Thomsen и др. Под маятниковой системой, испытывающей вибрацию, понимается как классический маятник, так и веревка, стержень или система последовательно

шарнирно соединенных стержней с вибрацией одного из торцов.

Изучение поведения маятника с вибрирующей осью подвеса помогает прогнозировать работу отдельных механизмов, например, условия синхронизации дебалансных роторов в инерционных приводах вибрационных машин; сформулировать принципы построения новых материалов – вибрационных динамических материалов, свойствами которых можно управлять с помощью вибрационных воздействий.

Предполагается, что маятник с дополнительной степенью свободы в радиальном или тангенциальном направлениях при вибрации оси подвеса может иметь существенно расширенные области притяжения к положениям равновесия, а соответствующие дебалансные роторы позволят облегчить условия управления их синхронизацией.

Существующие методы гашения колебаний направлены на устранение периодических колебаний элементов конструкций в целом и не решают возможности гашения колебаний при ударных нагрузках. При ударе возникают волны внутри конструкций. Методы устранения таких колебаний или снижения их интенсивности представлены в диссертации.

Таким образом, кратко охарактеризованные выше направления исследований действия вибрации на нелинейные системы являются актуальными и представляют как принципиальный, так и прикладной интерес.

Цель и задачи исследования.

Основной целью диссертации является исследование эффектов и явлений, возникающих при действии вибрации на механические системы и различные среды. Прикладное значение этих эффектов и явлений состоит в том, что они могут быть использованы для создания новых машин и технологий.

Поставленная цель достигается решением следующих задач:

- исследование процесса истечения жидкости из вибрирующего сосуда;
- исследование процесса истечения сыпучей среды из вибрирующего сосуда;
- исследование поведения жидкости в зазоре между неподвижной стенкой и вибрирующей пластинкой;
- изучение устойчивости мягкой веревки при вибрации ее закрепленного конца;
- изучение устойчивости маятника с внутренней степенью свободы при вибрации его оси подвеса;
- разработка метода гашения колебаний при ударе.

Под действием вибрации изменяются характеристики элементов конструкций, свойства рабочих сред как в течение периода вибрации, так и усредненные значения по периоду. Математическое моделирование технологических процессов, использующих вибрационное воздействие, осложняется следующими обстоятельствами:

- сложностью состава рабочей среды, подвергающейся вибрации;
- наличием упругих или неупругих взаимодействий частичек среды

между собой или со стенкой;

- перемещением среды в каналах определенных очертаний и т.п.

и возможно при серьезных упрощениях, включением, как правило, усредненных значений параметров, полученных экспериментальным путем.

Научная новизна.

Научная новизна работы заключается в следующих полученных результатах:

- обнаружении явления подсоса газа в вибрирующий в этом газе сосуд с жидкостью через отверстие, расположенное ниже уровня жидкости (явление виброинжекции);
- математическом описании явления виброинжекции;
- экспериментальном определении параметров вибрации, обеспечивающих виброинжекцию в случае системы круглых и щелевидных отверстий в дне вибрирующего сосуда;
- экспериментальном определении влияния параметров вибрации на расход жидкости через отверстие вибрирующего сосуда;
- экспериментальном определении влияния формы отверстия на коэффициенты гидравлических сопротивлений при истечении жидкости из вибрирующего сосуда;
- разработке методики измерения давления в зазоре между вибрирующей пластиной и неподвижной стенкой;
- определении зависимости избыточного давления в зазоре между вибрирующей пластиной и неподвижной стенкой в зависимости от величины зазора и амплитуды;
- экспериментальном определении зависимости расхода сыпучей среды из отверстия вибрирующего сосуда от параметров вибрации и обнаружении эффекта независимости этого расхода от гидростатического давления при свободном истечении;
- оценке областей устойчивости вертикального положения мягкой веревки при вибрации ее закрепленного конца;
- определении области притяжения верхнего вертикального положения квазиравновесия маятника с внутренней степенью свободы при вибрации его оси подвеса;
- разработке метода гашения колебаний механических систем при ударном воздействии.

Научная новизна подтверждена публикациями в рецензируемых научных изданиях, представлением докладов на международных и отечественных конференциях, экспертной оценкой на конкурсах РФФИ, полученными патентами.

Научная и практическая значимость.

Научная значимость работы состоит в том, что проведенное исследование расширяет представление о влиянии вибрации на механические системы, раскрывает природу некоторых явлений и эффектов,

сопутствующих вибрации.

Полученные в диссертации результаты способствуют:

- совершенствованию машин и технологических процессов, основанных на вибрации сосудов с жидкостью, например, в химической промышленности;
- разработке материалов, свойствами которых можно управлять с помощью вибрации (вибрационных динамических материалов);
- разработке дебалансных роторов вибрационных машин с дополнительной степенью свободы, обеспечивающих их синхронизацию при пониженных требованиях к параметрам их движения по сравнению с традиционными;
- повышению срока службы машин, испытывающих при работе ударную нагрузку.

Диссертация выполнялась в рамках комплексных программ Президиума РАН 17, 19, 22; программ фундаментальных исследований Президиума РАН 2003-2006 гг.; грантов Президента РФ по поддержке ведущей научной школы РФ: НШ- 00-15-99006, НШ-1521.2003.8, НШ-5649.2006.8; научных программ Санкт-Петербургского НЦ РАН за 2001-2006гг., при поддержке грантов РФФИ: 99-01-00725, 99-01-00721, 01-01-00215, 01-01-00227, 03-01-00621, 04-01-00053, 05-08-01500, 06-08-01003, 06-08-01015; федеральной целевой программой «Исследования и разработки по приоритетным направлениям развития научно-технического комплекса России на 2007-2012 годы» (госконтракт № 02.515.11.5092)

Основные положения, выносимые на защиту:

1. Теоретическое описание, экспериментальное исследование и физическая интерпретация впервые обнаруженного явления вибрационной инжекции. Вибрационная инжекция заключается в засасывании внутрь вибрирующего сосуда с жидкостью газа, окружающего сосуд, через отверстие, расположенное ниже уровня жидкости в сосуде.

2. Условия возникновения вибрационной инжекции при наличии в дне вибрирующего сосуда с жидкостью системы близко расположенных круглых и щелевидных отверстий. Установлено, что вибрационная инжекция возникает при незначительном увеличении параметров вибрации по сравнению с одиночным отверстием.

3. Закономерность истечения жидкости через отверстие вибрирующего сосуда. Показано, что при вибрации наблюдается снижение расхода жидкости; зависимость расхода от частоты вибрации носит немонотонный характер.

4. Анализ гидравлических сопротивлений при прохождении жидкости через сужающиеся и расширяющиеся каналы в условиях вибрации. Отмечено существенное отличие в этом случае гидравлических сопротивлений от соответствующих величин при свободном истечении.

5. Методика измерения и оценка избыточного давления в зазоре между вибрирующей пластинкой и стенкой.

6. Условия устойчивости вертикального положения мягкой веревки при вибрации ее нижнего конца и маятниковой системы с дополнительной

степенью свободы при вибрации оси подвеса.

7. Метод гашения колебаний, возникающих внутри объекта при ударном нагружении.

Публикации и личный вклад автора.

Содержание диссертации и ее результаты отражены в 42 работах. Основные результаты опубликованы в монографии, рецензируемых журналах, а также отражены в научном открытии, 8 авторских свидетельствах и патентах, в материалах конференций.

Основная часть результатов получена лично автором. Вклад автора в публикации, выполненные в соавторстве состоял в непосредственном участии в постановке, проведении и анализе экспериментальных и теоретических исследований, вошедших в диссертацию. Экспериментальные исследования составляют основную часть диссертации.

Апробация работы.

Основные результаты были представлены на следующих конференциях и симпозиумах: 5-ая Международная конференция «Проблемы колебаний» (ICOVP-2001, Москва, 2001); конференция «Проблемы динамики и прочности исполнительных механизмов и машин» (Астрахань, 2002); научный симпозиум «Неделя горняка» (Москва, 2005); XXIX –XXXV International Summer School-Conference «Advanced Problems in Mechanics» (APM-2001–2008, St. Petersburg); V Международная конференция «Научно-технические проблемы прогнозирования надежности и долговечности конструкций и методы их решения» (Санкт-Петербург, 2003); Congress of theoretical and applied mechanics (IPPT PAN, Warszawa, 2004); IX Всероссийский съезд по теоретической и прикладной механике (Нижний Новгород, 2006), конференция «Применение дисперсных и ультра-(нано-) дисперсных порошковых систем в промышленных технологиях» (Санкт-Петербург 2007); 6-th EUROMECH Conference (ENOC 2008); VIII Всероссийская научная конференция «Нелинейные колебания механических систем» (Нижний Новгород, 2008 г.)

Содержание работы

Диссертация состоит из шести глав, заключения и списка использованной литературы. Изложена на 182 стр., содержит 75 рисунков, 4 таблицы.

Глава 1. Приводится аналитический обзор литературы по нелинейным явлениям, возникающим при вибрации механических систем, и показана их роль в развитии самых разных отраслей промышленности. Сформулирована цель и направления исследований

Глава 2. Рассматриваются явления, сопутствующие истечению жидкости из вибрирующих сосудов [1, 2, 4, 6, 8-10, 15-18]. Объемный расход жидкости или газа при их стационарном истечении через отверстие в тонкой стенке неподвижного сосуда определяется известной формулой гидравлики

$$Q = \mu F \sqrt{2\Delta P / \rho}, \quad (1)$$

где ΔP – разность (перепад) давлений на входе и на выходе отверстия, ρ – плотность вытекающей среды, F – площадь отверстия, μ – безразмерный коэффициент, называемый коэффициентом расхода отверстия.

Предполагаем, что формула (1) справедлива и для мгновенного расхода при переменном во времени перепаде давления Δp в условиях вибрации. При этом коэффициент μ считается зависящим как от направления истечения, что может быть обусловлено формой канала отверстия, так и от свойств вытекающей жидкости.

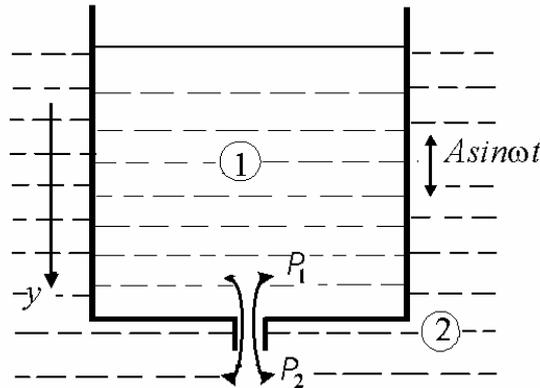


Рис. 1. Общая схема вибрирующего сосуда с жидкостью.

Обозначая через $\Delta P = P_1 - P_2 > 0$ статический перепад давления у отверстия (рис. 1), будем иметь для перепада давления при вибрации сосуда выражение

$$\Delta p = \Delta P - \rho_1 h \ddot{y} = \Delta P(1 - w \sin \tau) \quad (2)$$

Здесь ρ_1 – плотность жидкости 1, h – высота столба жидкости в сосуде, g – ускорение свободного падения, $\ddot{y} = -A \sin \omega t$ – ускорение сосуда, $w = \rho_1 h A \omega^2 / \Delta P$ – параметр перегрузки, $\tau = \omega t$.

График изменения безразмерного перепада давления $\Delta p / \Delta P$ представлен на рис. 2.

При коэффициенте перегрузки $w > 1$ в промежутке безразмерного времени $\delta_0 < \tau < \pi - \delta_0$, где $\delta_0 = \arcsin 1/w$, величина $\Delta p / \Delta P < 0$, и жидкость или газ втекает из пространства 2 внутрь сосуда, а в промежутке $\pi - \delta_0 < \tau < 2\pi + \delta_0$ величина $\Delta p / \Delta P > 0$ и жидкость вытекает из сосуда в пространство 2.

Промежутки времени втекания и вытекания составят

$$T_- = (\pi - 2\delta_0) / \omega \quad \text{и} \quad T_+ = (\pi + 2\delta_0) / \omega.$$

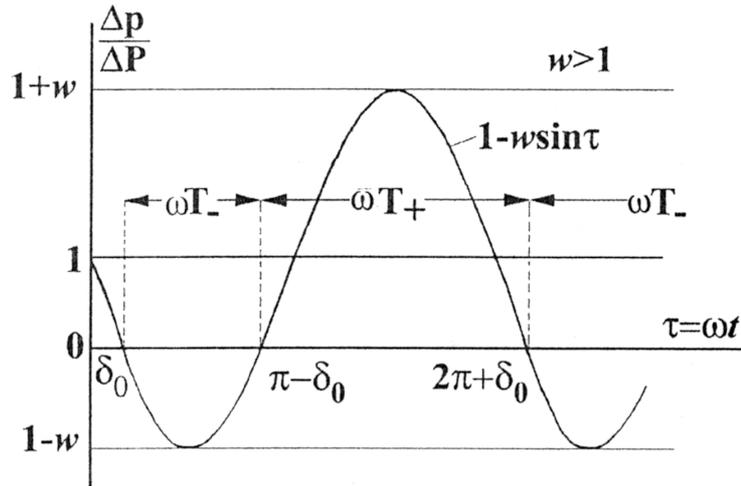


Рис. 2. Зависимость изменения давления от времени.

В результате интегрирования уравнения (1) по периоду колебаний средние (за период $T = 2\pi / \omega = T_+ + T_-$) секундные объемные расходы среды, вытекающей из сосуда и втекающей в него, составят при $w \geq 1$ (положительными, в соответствии с выбором направления оси y , считаются вытекающие объемы, а отрицательными – втекающие)

$$Q_{\pm}^T = \pm \frac{\omega}{2\pi} \mu_{\pm} F \sqrt{\frac{2\Delta P}{\rho_{1,2}}} J_{\pm}(w), \quad (3)$$

где

$$J_{\pm}(w) = 4\sqrt{2w}[E(k_{\pm}) - (1 - k_{\pm})K(k_{\pm})], \quad (w \geq 1)$$

$$J_+(w) = 4\sqrt{1+w}E(1/k_+), \quad J_-(w) = 0, \quad (0 \leq w \leq 1),$$

причем $k_{\pm} = \sqrt{(w \pm 1)/(2w)}$, а K и E – полные эллиптические интегралы соответственно первого и второго рода. Графики функций $J_{\pm}(w)$ представлены на рис. 3.

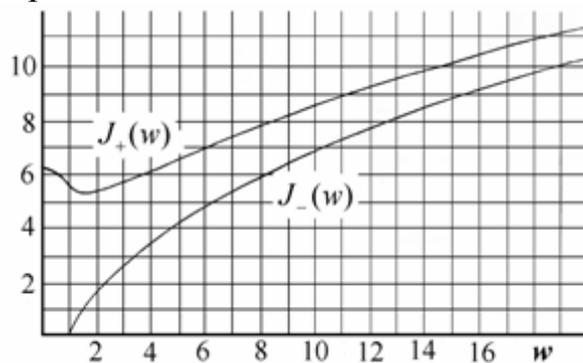


Рис. 3. Графики функций $J_{\pm}(w)$

В случае явления вибрационной инжекции газа в жидкость, заключающегося в засасывании газа через отверстие внутрь сосуда, предполагаем давление газа одинаковым на поверхности жидкости и на выходе из отверстия. Тогда $\Delta P = \rho_1 gh$, и формулы (3) для средних за период $T = 2\pi / \omega$ расходов жидкости и газа $Q_+^T = Q_f^T$ и $Q_-^T = Q_g^T$ представятся в форме

$$Q_+^T = Q_f^T = \frac{1}{2\pi} \mu_f F \sqrt{2gh} J_+(w),$$

$$Q_-^T = Q_g^T = -\frac{1}{2\pi} \mu_g F \sqrt{2gh \frac{\rho_f}{\rho_g}} J_-(w) \quad (4)$$

Здесь, значком "f" снабжены величины, относящиеся к жидкости, значком "g" – к газу.

Виброинжекция будет иметь место лишь в случае, если объем газа, входящего в сосуд за время T_- в течение каждого периода вибрации, будет достаточным для образования пузырька с диаметром, равным диаметру отверстия (см. ниже).

Наблюдение процесса засасывания воздуха при вертикальных колебаниях сосуда в стробоскопическом освещении показало, что воздух в виде пузырьков поступает в сосуд с периодичностью, совпадающей с периодом вибрации сосуда.

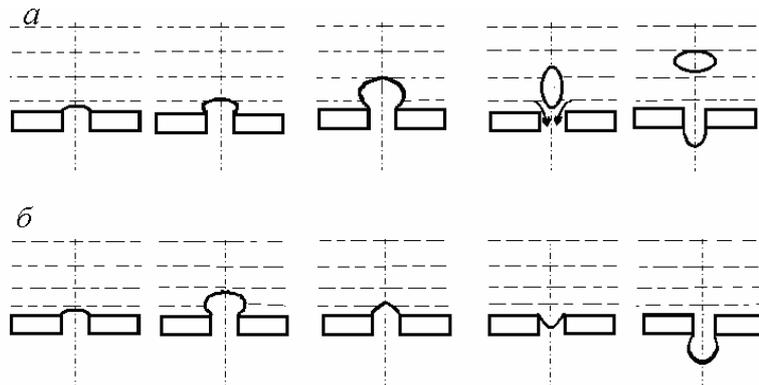


Рис. 4. Схема формирования пузырька у отверстия в дне сосуда (а – вариант образования пузырька, б – пузырек не образовался).

Образование пузырька воздуха над выпускным отверстием внутри сосуда начинается в момент времени, когда давление жидкости на дно сосуда становится отрицательным, т.е. когда начинается «подсос» воздуха внутрь сосуда (в этот момент сосуд движется вверх). Далее пузырек растет, увеличивается в объеме и в определенный момент отрывается от дна и

начинает подниматься вверх – к свободной поверхности жидкости (см. рис. 4-а). С подъемом пузырька опять происходит истечение воды из отверстия. Ситуация, когда интенсивность вибрации недостаточна, пузырек может окончательно не сформироваться и не оторваться от кромки отверстия, представлена на рис. 4-б.

Впервые явление вибрационной инжекции было экспериментально обнаружено в лаборатории вибрационной механики ИПМаш РАН в 2002 году при изучении истечения жидкости из вибрирующего сосуда. Эксперименты по истечению воды из вибрирующего сосуда проводились при выпускных отверстиях различной формы и размеров, а также при их расположении в дне и на боковой поверхности.

На рис. 5 представлена зависимость секундного расхода воды Q ($\text{м}^3/\text{с}$) от величины ее уровня в сосуде h (мм) при вертикальной вибрации и при свободном истечении через отверстие в дне сосуда. При низких уровнях воды в сосуде наличие вибрации приводит к незначительному снижению расхода, а при уровне 300 мм расход снижается практически вдвое. Отметим, что вибрационная инжекция возникает при уровне воды в сосуде, превышающем 50 мм.

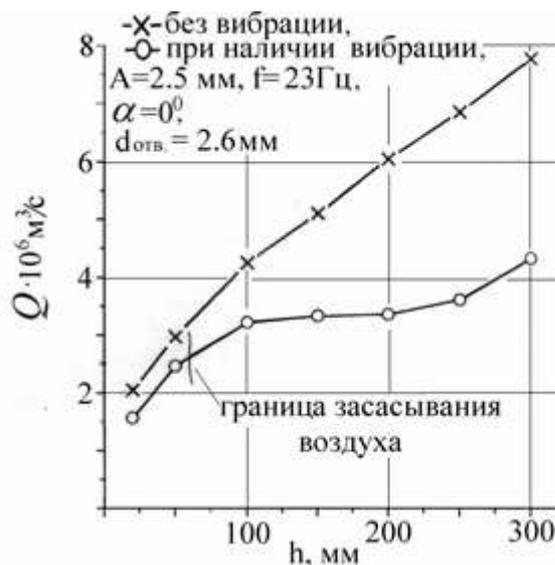


Рис. 5. Зависимость секундного расхода Q от уровня воды в сосуде h .

Засасывание воздуха внутрь сосуда наблюдается также и при расположении выпускного отверстия на боковой поверхности сосуда, лишь бы отверстие находилось ниже уровня жидкости в сосуде.

Изучалась также зависимость секундного расхода воды при фиксированном ее уровне в сосуде от частоты вибрации (рис. 6). Пунктиром отмечена граница (соответствующая частоте ~ 18 Гц), справа от которой располагается область, где истечение жидкости сопровождается засасыванием воздуха. Влияние вибрации на истечение жидкости начинает проявляться при частоте порядка 10 Гц. Дальнейшее повышение частоты

приводит к снижению расхода жидкости через выпускное отверстие и при частоте 30 Гц он составляет примерно половину того расхода, который существует при истечении в отсутствии вибрации.

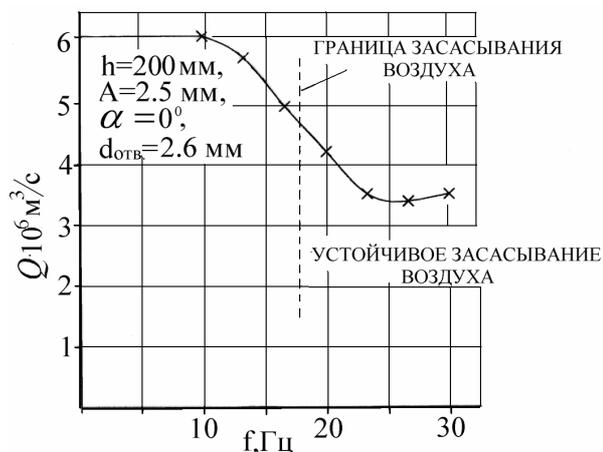


Рис. 6. Зависимость секундного расхода Q от частоты вибрации f .

Для сопоставления результатов предложенной теории с экспериментальными данными проведено сравнение значения коэффициента расхода μ_f с его значением μ для случая стационарного истечения жидкости из отверстия. При этом можно различать значение μ_f , найденное по экспериментально измеренному расходу с помощью формулы (4), и значение $\mu_f^{T_+}$, найденное по средним расходам, вычисленным с учетом фактического времени истечения. Графики этих зависимостей изображены на рис. 7 (соответственно пунктирная и сплошная линии). Как видно, значения $\mu_f^{T_+}$ при значении параметра перегрузки $w > 4$ не слишком сильно отличаются от значений μ , что, как представляется, свидетельствует в пользу изложенных выше элементов теории явления.

Как видно, с увеличением w от значения $w = 1$ расход вначале убывает, а затем начинает возрастать. Такой характер зависимости, а также зависимости $J_+(w)$, объясняется противоборством двух факторов: с одной стороны, при увеличении w уменьшается промежуток времени T_+ / ω , в течение которого вода вытекает из сосуда; этот промежуток, однако, всегда не меньше полупериода вибрации π / ω . С другой стороны, при увеличении w увеличивается перепад давлений у отверстия. В итоге влияние второго фактора с ростом w начинает превалировать. Примечательно, что соответствующий минимум для зависимости $J_+(w)$ сдвинут влево по отношению к минимуму зависимости $Q_f^T(w)$.

Для расхода воздуха $Q_g^T(w)$ действует только второй фактор;

зависимость $J_-(w)$ является монотонной. Достаточно интенсивное засасывание воздуха в сосуд в условиях эксперимента начиналось при $w = 2.5$, тогда как согласно теории оно должно начинаться при значениях W , несколько больших единицы. Это можно объяснить влиянием поверхностного натяжения при образовании пузырьков.

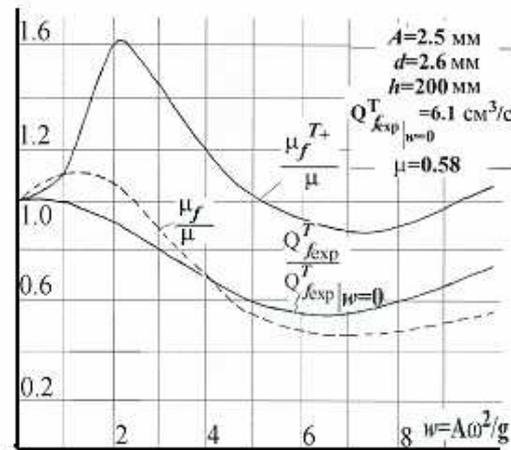


Рис.7. Зависимость расхода воды из отверстия и коэффициентов μ_f и μ_f^{T+} от параметра перегрузки W .

Некоторые технологические процессы, в частности, в горно-обогатительной и химической промышленности протекают в аппаратах, снабженных системами с близко расположенными отверстиями. Организация этих процессов с использованием явления вибрационной инжекции способна привести к повышению эффективности таких аппаратов.

В главе приводятся результаты экспериментальных исследований условий возникновения вибрационной инжекции при системе круглых и щелевидных отверстий [8-10, 17].

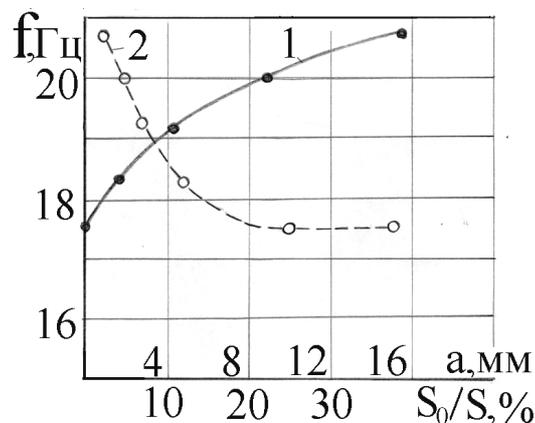


Рис. 8. Зависимость минимальной частоты вибрации f , соответствующей появлению виброинжекции, от величины живого сечения S_0/S (1) и расстояния между отверстиями a (2) для системы круглых отверстий.

На рис.8 показана зависимость наименьшей частоты вибрации, при которой, обеспечивается устойчивая виброинжекция, от величины живого сечения (кривая 1, S_0 – суммарная площадь отверстий, S – площадь, занятая отверстиями) и расстояния между отверстиями (кривая 2).

Результаты этих экспериментов показывают возможность насыщения жидкости в вибрирующем сосуде газовыми пузырьками в необходимом объеме с использованием системы достаточно близко расположенных круглых и щелевидных отверстий. Кроме того, имеется возможность за счет подбора соответствующих размеров отверстий управлять не только количеством насыщающих жидкость пузырьков, но и их размерами. Последнее, вероятно, может оказаться полезным для интенсификации процесса флотации, где возникает необходимость продуцировать пузырьки разных размеров для закрепления минеральных частиц соответствующей крупности. Кроме того, распределение отверстий по боковой поверхности позволяет обеспечивать поступление дополнительного количества газовых пузырьков по высоте камеры флотационной машины, что также может оказаться весьма полезным.

В этой главе диссертации обосновываются технические решения, использующие явление виброинжекции – капельная подача жидкости, способ аэрирования пульпы при флотации, способ проверки сосудов на герметичность, способ гидравлического грохочения [8, 35, 36].

Свободное истечение жидкости непосредственно из сосуда или через магистраль связано с гидравлическими потерями, величина которых зависит от конфигурации отверстия, гладкости поверхности магистрали, ее длины, наличия в ней арматуры, от свойств текущей жидкости и т.п. Методика оценки гидравлических потерь в этом случае достаточно полно представлена в различных справочных материалах.

Однако отсутствие данных о величинах гидравлических сопротивлений в условиях вибрации, затрудняет выбор оптимальных условий протекания технологических процессов.

При теоретическом исследовании виброинжекции использовалась, так называемая, гипотеза стационарности: коэффициенты сопротивления принимались такими же, как при стационарном истечении. Между тем, наличие эффектов виброинжекции, дополнительной турбулизации жидкости при ее взаимодействии с вибрирующей боковой поверхностью сосуда и магистрали может привести к существенным изменениям значений коэффициентов сопротивления и, соответственно, расходов жидкости.

Суммарный средний расход жидкости за период вибрации (см. (3)) будет

$$Q^T = Q_+^T + Q_-^T = \frac{1}{2\pi} F \sqrt{2\Delta P / \rho} [\mu_+ J_+(w) - \mu_- J_-(w)] \quad (5)$$

Для оценки различия в величинах коэффициентов расхода μ_+ и μ_- были проведены эксперименты по истечению воды из вибрирующего сосуда

через коническую вставку с изменением направления сужения относительно движения потока [19]. Коническая вставка устанавливалась либо непосредственно в дне сосуда, либо на некотором расстоянии от дна в присоединенной к отверстию магистрали. В последнем случае коническая вставка не испытывала вибрации.

В соответствии с (5) выражения для величин средних расходов при установке конической вставки с сужением и расширением по потоку могут быть представлены в виде:

$$Q_{\nabla}^V = \frac{1}{2\pi} F \sqrt{2\Delta P / \rho} [\mu_{+\nabla} J_+(w) - \mu_{-\nabla} J_-(w)] = C\mu_{\nabla}^V$$

$$Q_{\Delta}^V = \frac{1}{2\pi} F \sqrt{2\Delta P / \rho} [\mu_{+\Delta} J_+(w) - \mu_{-\Delta} J_-(w)] = C\mu_{\Delta}^V$$

где константа $C = \frac{1}{2\pi} F \sqrt{2\Delta P / \rho}$, а выражения в квадратных скобках,

обозначенные через μ_{∇}^V и μ_{Δ}^V , представляют собой эффективные коэффициенты расхода при сужении и соответственно расширении конического отверстия в направлении потока; буква V в верхнем индексе обозначает истечение в условиях вибрации сосуда.

При вибрации сосуда расход воды Q^V , истекающей через гладкую магистраль в случае гидростатического напора до 1 м водяного столба практически совпадал с расходом жидкости, вытекающей при отсутствии вибрации Q_0 .

На рис. 9 приведены зависимости отношений коэффициентов расхода воды через коническое отверстие с углом конусности ($\alpha=25^\circ$) в магистрали от величины гидростатического напора H при свободном и вибрационном истечении с амплитудой колебаний сосуда 2.5 мм и частотой 25 Гц ($w = 6.3$).

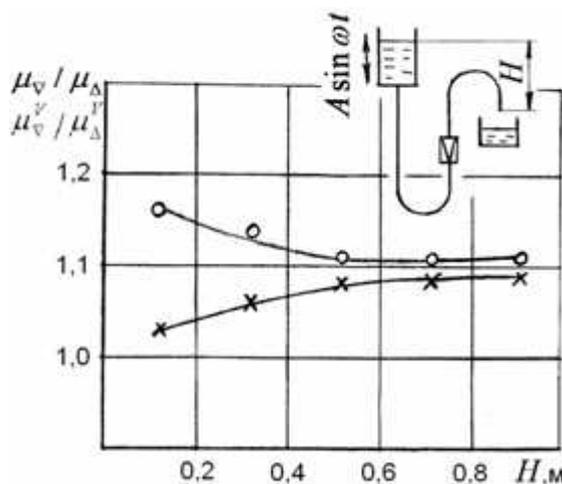


Рис. 9. Зависимость отношений коэффициентов расхода жидкости $\mu_{\nabla} / \mu_{\Delta}$ (x) и $\mu_{\nabla}^V / \mu_{\Delta}^V$ (o) от величины гидростатического напора H .

Коэффициент расхода при свободном истечении в сторону сужения отверстия μ_{∇} всегда больше коэффициента расхода при потоке в сторону расширения μ_{Δ} во всем рассмотренном диапазоне изменения гидростатического напора H (от 0.12 м до 0.97 м). При вибрации сосуда отношение коэффициентов расхода $\mu_{\nabla}^V / \mu_{\Delta}^V$ всегда больше отношения коэффициентов расхода $\mu_{\nabla} / \mu_{\Delta}$ при свободном истечении и с уменьшением гидростатического напора H эта разница возрастает.

Эксперименты показали, что отношение коэффициентов расхода $\mu_{\nabla}^V / \mu_{\Delta}^V$ в диапазоне частот $f = \omega / 2\pi = (10-30)$ Гц практически не зависит от частоты вибрации.

В случае свободного истечения воды через коническую вставку, установленную непосредственно в отверстии дна сосуда, отношение коэффициентов расхода при изменении ориентации вставки относительно потока в изучаемом диапазоне гидростатического напора практически не зависит от H ($\mu_{\nabla} / \mu_{\Delta} = 1.1$) При вибрации сосуда с конической вставкой отношение $\mu_{\nabla}^V / \mu_{\Delta}^V$ возрастет с увеличением H .

Показано, что влияние величины угла конусности вставки ($\alpha = 25^{\circ}$, 45° , 60° и 90°) при ориентации последней непосредственно в дне сосуда на расход при вибрации незначительно.

Из проведенных экспериментов следует, что вибрация может оказывать существенное влияние на величину местных коэффициентов сопротивления в случаях, когда давление в потоке от вибрационной составляющей сравнимо с давлением, обеспечивающим течение жидкости в магистрали.

Полученные результаты позволяют дать рекомендации по организации ряда технологических процессов, например, тонкого гидравлического грохочения на ситах с коническими отверстиями в горно-обогатительной промышленности. Они сводятся к выбору частоты и амплитуды колебаний сита, толщины слоя грохотимого материала, обеспечивающих возникновение как медленных направленных в сторону сужения отверстий потоков жидкости, так и вибрационной инжекции. Это приводит к дополнительному разрыхлению слоя материала на сите, рациональному распределению его по площади сита, очистке сита и, как следствие, к повышению эффективности грохочения.

Глава 3. В данной главе рассматривается эффект возбуждения потока жидкости вибрирующим телом [3, 11]. Этот эффект помимо общефизического значения представляет интерес для понимания процессов, происходящих, например, в обогатительных аппаратах, и для создания аппаратов нового типа. В экспериментах для вибрационного генерирования медленных потоков и относительно малых перепадов давления в жидкости

использовалось простейшее устройство – диск, совершающий гармонические колебания в сосуде с жидкостью на некотором удалении от дна сосуда. Подобный эффект использован, например, Г.Я. Лишанским в предложенном им вибрационном насосе, основанном на проталкивании жидкости вибрирующим диском в магистраль; гидродинамическая теория насоса разработана в ЦНИИ им. А.Н. Крылова А.И. Короткиным, а простое рассмотрение, основанное на подходах вибрационной механики, дано в работах И.И. Блехмана. Теоретические оценки, приведенные в диссертации при анализе экспериментальных результатов, основываются на методе вибрационной механики.

Согласно этому методу в зазоре между вибрирующим диском и неподвижной стенкой формируется избыточное давление Δp , величина которого зависит от параметров вибрации

$$\Delta p = \frac{V}{\pi R^2} = \frac{1}{32} \gamma \frac{A \omega^2}{g} \frac{AR^2}{h_0^2}, \quad (6)$$

где R – радиус диска, V – вибрационная сила, действующая на диск, A , ω – амплитуда и частота вибрации диска, h_0 – расстояние от стенки до диска, γ – плотность жидкости, g – ускорение свободного падения.

В приведенных в работе экспериментах диску 4 (рис.10), помещенному в сосуд с жидкостью 1, сообщаются вертикальные гармонические колебания. Формирующееся при этом избыточное давление между диском и неподвижным дном сосуда фиксируется дифференциальным манометром 2, соединённым с сосудом при помощи трубки 3.

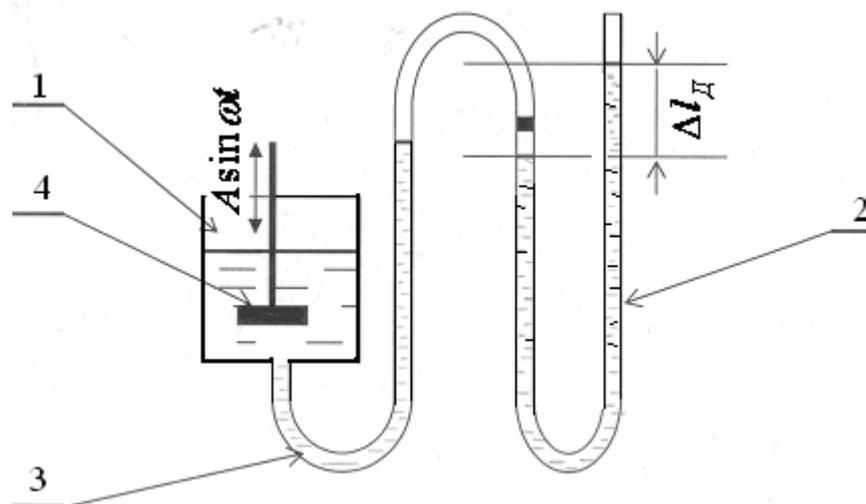


Рис. 10. Схема подключения манометра.

При измерении давления показания манометра искажаются наличием в трубке 3, соединяющей сосуд с дифференциальным манометром, сжимаемого при вибрации диска газа. В диссертации разработан метод измерения давления в этом случае, основанный на нижеследующем

соображении.

Процесс сжатия газа в трубке, соединяющей сосуд и дифференциальный манометр, считаем изотермическим, поэтому справедливы соотношения

$$\frac{p_{2_1}}{p_{2_2}} = \frac{L_2}{L_1} \quad \text{или} \quad p_{2_2} = \frac{L_1 p_{2_1}}{L_2}, \quad (7)$$

где p_2 – давление в газовой полости трубки, L – длина заполненной газом трубки, индексы 1, 2 – соответствуют параметрам до и после сжатия.

Исходя из принятой гипотезы (7) и соотношений длин трубок, занятых газовой средой и жидкостью, получено выражение для величины избыточного давления

$$\Delta p = k \Delta l_{\bar{A}},$$

где $\Delta l_{\bar{D}}$ – показания дифференциального манометра, $k = (\gamma^2 L_1 + \frac{3}{2} \gamma p_{2_1}) / p_{2_1}$ – корректирующий коэффициент.

На рис. 11 представлены зависимости избыточного давления Δp от величины зазора h_0 между дном сосуда и диском при частоте колебаний диска $\omega = 30$ Гц и амплитудах, равных 1, 2 и 3 мм соответственно. При этом сплошными линиями показаны теоретические зависимости в соответствии с формулой (6), а точками – результаты эксперимента.

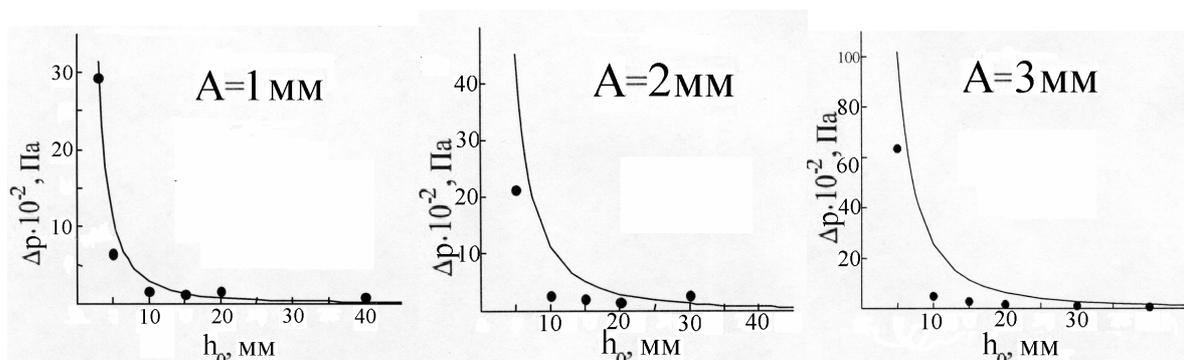


Рис. 11. Зависимость избыточного давления Δp от величины зазора h_0 между диском и дном

Результаты эксперимента, как можно видеть, вполне удовлетворительно согласуются с предложенным теоретическим описанием.

Таким образом, проведенный эксперимент подтвердил факт возникновения избыточного давления в зазоре между колеблющимся диском и неподвижной стенкой.

Глава 4 посвящена исследованию малоизученных процессов истечения сыпучей среды из отверстий вибрирующих сосудов [2, 13, 15, 32]. Наблюдение за сыпучей средой в условиях вибрации выявили серьезные

отличия в ее поведении от поведения в тех же условиях жидких и твердых сред. Одним из первых обнаруженных эффектов, возникающих при достаточно интенсивной вертикальной гармонической вибрации сосуда с сыпучим материалом, является циркуляционный характер его перемещения и переход в псевдооживленное состояние.

Экспериментальная установка включала прозрачный цилиндрический сосуд 3 диаметром 30 мм, высотой 300 мм и проходным отверстием диаметром 3 мм, размещенный на платформе 1 вибрационного стенда (рис. 12). Верхний торец сосуда оставался открытым, и дозатор 6 обеспечивал поддержание заданного уровня рабочей среды. Просыпавшийся сыпучий материал собирался в приемник 7 и взвешивался. В качестве сыпучей среды использовался песок крупностью $-0,5+0,3$ мм, что обеспечивало его свободное истечение из отверстия.

Платформе 1 вибрационного стенда сообщались прямолинейные гармонические колебания. Параметры вибрации изменялись в следующих диапазонах: амплитуда колебаний – $A = 1 - 2,5$ мм, частота – $f = 10 - 30$ Гц, угол между плоскостью платформы и направлением вибрации (угол вибрации) – $\beta = 0^{\circ} - 90^{\circ}$. В каждом опыте определялась масса песка G (г), просыпавшегося за 3 минуты при постоянном его уровне в сосуде.

При свободном истечении, как показали эксперименты, расход песка не зависит от уровня заполнения сосуда. При вертикальной гармонической вибрации с амплитудой $A = 2,5$ мм и частотой 23,7 Гц зависимость секундного расхода песка от его уровня в сосуде представлена на рис. 13 (для плоского дна сосуда – сплошная кривая, для конического – пунктирная).

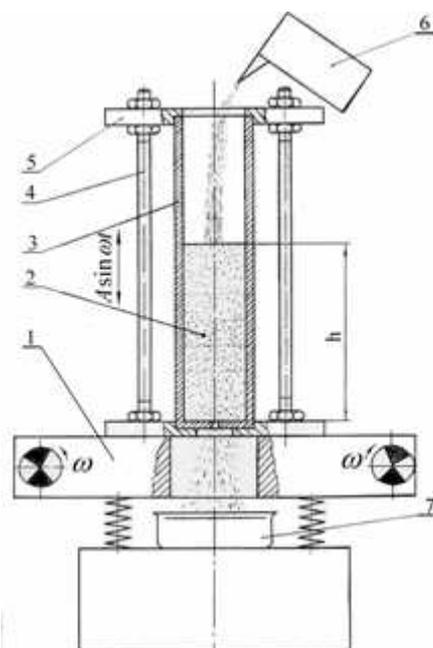


Рис. 12 . Схема экспериментальной установки.

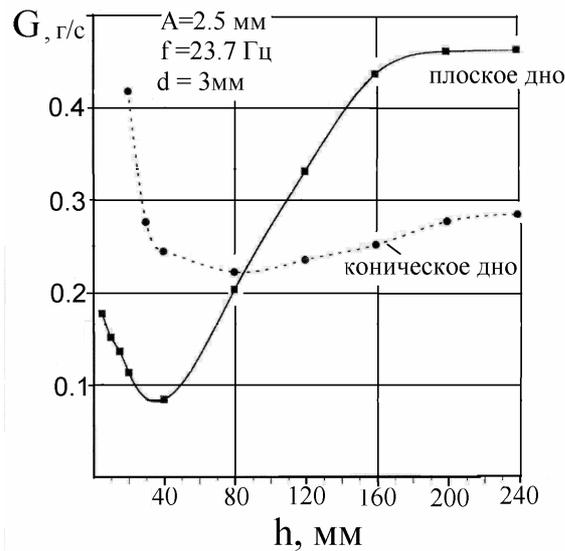


Рис. 13. Зависимость секундного расхода песка от его уровня в сосуде при вертикальной вибрации

Влияние на расход песка частоты и угла вибрации при постоянной амплитуде $A = 2.5$ мм и уровне песка $h = 80$ мм показано на рис. 14.

Зависимость безразмерной скорости истечения песка из сосуда от параметра перегрузки $A\omega^2 \sin \beta / g$ ($\omega = 2\pi f$ – круговая частота вибрации) представлена на рис. 15.

Величина безразмерной скорости вычислялась, исходя из экспериментально определенного расхода.

$$\frac{V}{A\omega} = \frac{G}{180\rho FA\omega}$$

где F – площадь проходного сечения отверстия сосуда, ρ – плотность песка ($\rho = 1.5$ г/см³).

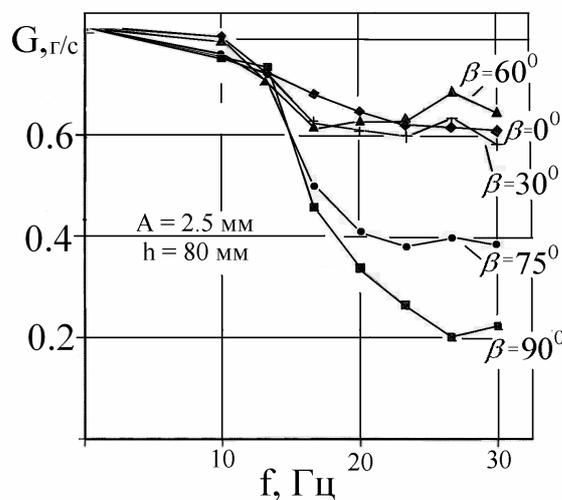


Рис. 14. Зависимость секундного расхода песка G от частоты вибрации f при высоте слоя песка в сосуде $h = 80$ мм для различных значений угла вибрации β .

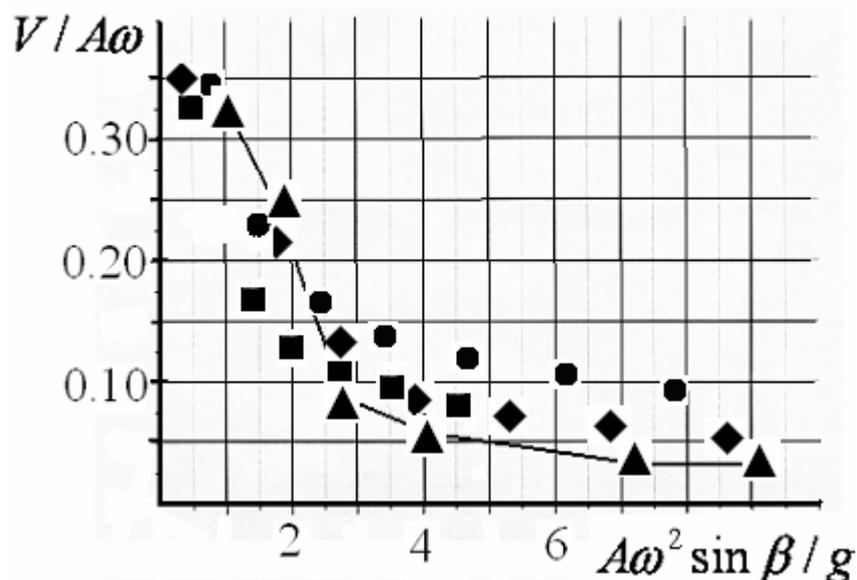


Рис. 15. Зависимость безразмерной скорости истечения песка из сосуда $V/A\omega$ от параметра перегрузки $A\omega^2 \sin \beta / g$ для различных углов наклона вибрации при высоте слоя песка $h = 80$ мм (\blacktriangle – $\beta = 90^\circ$; \blacklozenge – $\beta = 75^\circ$; \bullet – $\beta = 60^\circ$; \blacksquare – $\beta = 30^\circ$).

Как видно из представленных экспериментальных данных, наибольшее влияние вибрации на скорость истечения и соответственно на расход сыпучей среды через отверстие сосуда проявляется при угле вибрации $\beta > 60^\circ$.

Отмеченные эффекты наблюдаются и при работе песочных часов в условиях вибрации.

Основные результаты проведенных исследований сводятся к следующему: расход сыпучей среды при свободном истечении из отверстия сосуда не зависит от уровня его заполнения; в случае истечения в условиях вибрации проявляется эффект его снижения и даже полного прекращения (наблюдается эффект «запирания» отверстия в песочных часах).

В главе рассматриваются также два необычных случая поведения сыпучей среды в вибрирующих сообщающихся сосудах. Приведены соответствующие экспериментальные исследования и дано их теоретическое описание.

Эксперименты проводились с двумя видами трубок, погруженных в вибрирующий сосуд с песком, – одна из трубок – прямая, а другая – с изгибом ее нижнего участка на угол 90° (см. рис. 16).

При частоте вибрации 180 с^{-1} из нижнего конца прямой трубки, заполненной песком, наблюдается эффект истечения песка в сосуд до практически полного ее опорожнения. Иное поведение песка наблюдается в случае погруженной в песок пустой трубки с изгибом нижнего конца – песок начинает поступать внутрь трубки, достигая некоторого определенного уровня. С увеличением частоты вибрации этот уровень растет и при частоте 210 с^{-1} становится равным уровню свободной поверхности песка в сосуде.

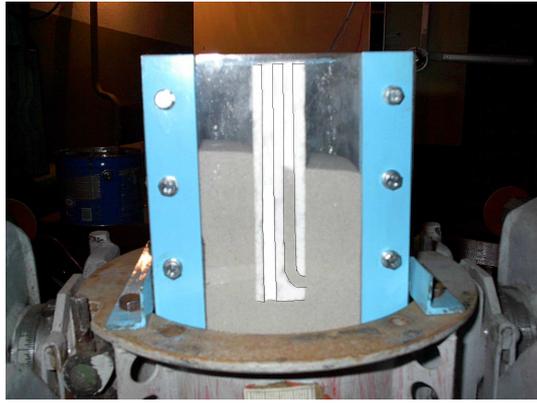


Рис.16. Экспериментальная установка (слева – осевой разрез прямого канала, справа – канала с изгибом).

Движение столба среды в трубке описывается уравнением

$$\rho S x \ddot{x} = -\rho g S x + \rho S x A \omega^2 \sin \omega t + F(\dot{x}, x) + R_e(\dot{x}, x, \omega t)$$

Здесь x – высота столба среды в трубке, отсчитываемая от ее нижнего сечения, S – площадь сечения трубки, ρ – плотность среды, g – ускорение свободного падения, A, ω – амплитуда и частота вибрации, $F(\dot{x}, x)$ – сила сухого трения между средой и внутренней поверхностью трубки, $R_e(\dot{x}, x, \omega t)$ – сила, действующая на нижнее сечение столба среды в трубке:

$$R_e(\dot{x}, x, \omega t) = R_0(\omega t) + R(\dot{x}, x),$$

где R_0 – сила, действующая на нижнее сечение столба сыпучей среды в трубке со стороны среды в сосуде, $R(\dot{x}, x)$ – сила, торцевого сопротивления при прохождении средой выходного сечения трубки, определяемая соотношениями

$$R(\dot{x}, x) = \begin{cases} -R_+(x) & \dot{x} > 0 \\ R_-(x) & \dot{x} < 0 \end{cases}$$

Сила R предполагается неодинаковой при движении столба среды внутрь трубки и из трубки, т.е. $R_+ \neq R_-$.

Назовем R_+ входным, а R_- – выходным сопротивлением. Естественно предположить, что для трубки не слишком большого сечения $R_+ > R_-$, т.е. вхождение среды в трубку более затруднительно, чем выход из трубки. Заметим, что подобный эффект хорошо известен в гидравлике относительно течения жидкости. Представленное уравнение решалось методом прямого

разделения движений, заключающееся в разделении движения на основное медленное и быструю малую составляющую с нулевым средним значением за период вибрации.

В предположении, что скорость движения среды в трубке \dot{X} изменяется со временем сравнительно медленно, получено следующее приближенное выражение для скорости изменения высоты столба среды в трубке

$$\dot{X} = A\omega \sin \left[\pi \cdot \frac{S\rho g(H - X) - \frac{1}{2}(R_+ - R_-)}{f\rho glX^2 + (R_+ + R_-)} \right],$$

где X – координата уровня песка в трубке, отсчитываемая от нижнего торца, H – глубина погружения нижнего торца трубки, l – периметр сечения, а f – коэффициент сухого трения.

Результаты измерений скорости истечения песка из прямой трубки при поддержании постоянного уровня ее заполнения песком – 0,25 м и частоте вибрации 210 с^{-1} и соответствующих расчетов показаны на рис. 17

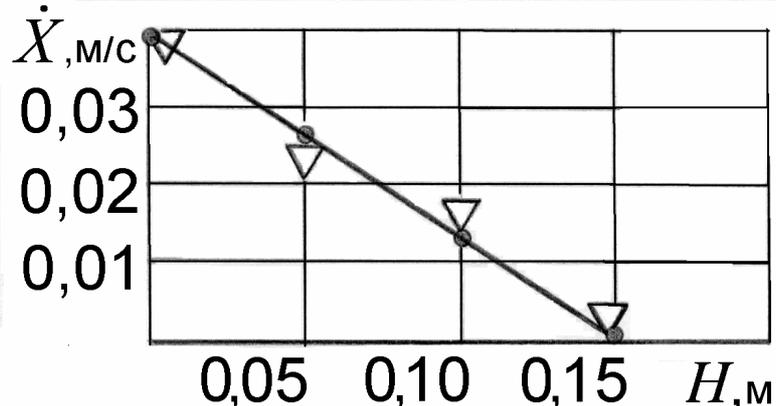


Рис. 17. Зависимость скорости истечения песка из прямой трубки \dot{X} от уровня среды в сосуде H при частоте вибрации 210 с^{-1} (∇ – экспериментальные точки, \bullet – результаты расчета).

Приведенное теоретическое рассмотрение (как видно из рисунка) не только позволяет объяснить основные обнаруженные эффекты, но и находится в хорошем согласии с количественными экспериментальными данными. В частности, подтверждается, что введенные параметры R_+ и R_- , по крайней мере, в условиях эксперимента, могут считаться постоянными. Вместе с тем, поскольку эксперименты показывают, что с увеличением размера трубки эффект «опустошения» исчезает, то можно считать, что при этом величины R_+ и R_- становятся одинаковыми.

С позиций концепции динамических материалов сыпучая среда под действием вибрации представляет собой ярко выраженный вибрационный динамический материал.

В главе 5 рассматривается динамическая устойчивость некоторых механических систем в условиях вибрации (стержень – веревка, маятниковые системы) [20-22]. В частности, предпринята попытка разгадки фокуса с так называемой «индийской магической веревкой». Он заключается в том, что под действием вертикальной вибрации одного из концов мягкой веревки ее свободный конец поднимается, и веревка принимает вертикальное положение.

История исследований подобных эффектов восходит к классической задаче о маятнике с вибрирующей осью подвеса (так называемого опрокинутого маятника), впервые рассмотренной А. Стефенсоном (1908).

Независимо решение той же задачи получил П.Л. Капица (1953). Условия устойчивости вертикального положения n -звенного опрокинутого маятника найдены в работах Д. Ачесона и Т. Муллина.

В работах И.И. Блехмана, Е.В. Шишкиной и Х. Дресига требование к обеспечению устойчивости «верхнего» вертикального положения веревки при вибрации ее нижнего конца вытекает из решения дифференциального уравнения, описывающего изгиб стержня (веревки) под действием распределенных массовых сил

$$EI \frac{\partial^4 U}{\partial S^4} = -\rho F \frac{\partial^2 U}{\partial t^2} + \frac{\partial}{\partial S} \left(N \frac{\partial U}{\partial S} \right), \quad (8)$$

где U – поперечное перемещение точки оси веревки, S – продольная координата, EI – изгибная жесткость, ρ – плотность материала веревки, F – площадь поперечного сечения веревки, N – распределенная по длине веревки продольная сила.

При перемещении нижнего закрепленного конца веревки по закону $S = A \cos \Omega t$, где A – амплитуда, Ω – круговая частота колебаний, выражение для силы N имеет вид

$$N = -\rho F (g - A\Omega^2 \cos \Omega t)(l - S),$$

где l – длина веревки, g – ускорение силы тяжести.

В результате использования подхода вибрационной механики, основанного на разделении движения на «медленные» и «быстрые» составляющие, И.И. Блехманом дано физическое объяснение рассматриваемого эффекта, заключающегося в том, что жесткость веревки как бы возрастает вследствие воздействия вибрации:

$$(EI)_* = EI + (EI)_V,$$

где $(EI)_*$ – полная жесткость веревки при вибрации, $(EI)_V$ – дополнительная жесткость, обусловленная вибрацией.

Устойчивость веревки зависит от двух безразмерных параметров

$$k = EI / \rho F g l^3, \quad q^2 = (\Omega A)^2 / g l \quad (9)$$

При этом область устойчивости верхнего вертикального положения веревки определяется соотношением

$$k > -0,357q^2 + 0,125 \quad (10)$$

Это соотношение является приближенным, хотя оно качественно описывает наблюдаемый эффект

Эксперименты по оценке области устойчивости мягкой веревки при вибрации одного из ее концов проводились автором с использованием стандартных полиамидных канатов (плотность $\rho = 600 \text{ кг/м}^3$) с диаметрами 3.5; 8.0; 13.0 и 16.0 мм. Веревка представляет собой систему переплетенных жгутов, составленных из тонких нитей полимера. Это обстоятельство приводит к значительным отличиям ее осевого момента инерции I от момента инерции сплошного сечения. Поэтому жесткость EI веревки определялась экспериментально по отклонению при действии поперечной силы. Полученное при этом значение величины жесткости для веревки диаметром 8 мм составило $EI \approx 2 \cdot 10^{-4} \text{ Н/м}^2$.

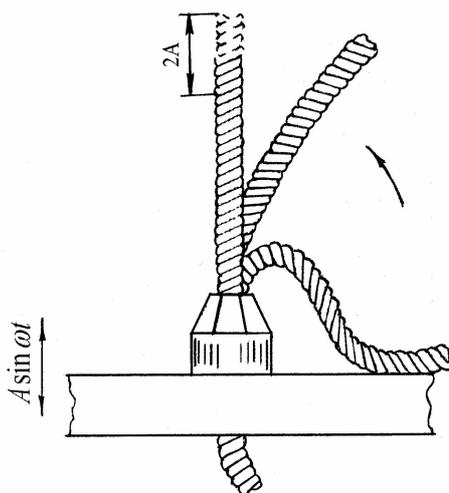


Рис. 18. Изменение положения веревки при вибрации ее закрепленного конца.

В экспериментах один из концов веревки закреплялся в цанговом зажиме на столе станда (рис. 18). Задавались вертикальные колебания с амплитудой 7.5 мм. При достижении определенной частоты колебаний свободный конец веревки начинает подниматься от плоскости стола и дальнейшее увеличение частоты приводит веревку в устойчивое вертикальное положение. Любые возмущения в поперечном направлении не нарушают этого устойчивого положения.

Результаты экспериментов, при которых имела место устойчивость веревки (диаметром 8 мм), представлены на плоскости параметров $k - q$ (отмечены треугольными значками на рис. 19). На этом же рисунке крестиками показана экспериментальная кривая, соответствующая появлению интенсивных поперечных колебаний веревки, приводящих к потере ее устойчивости. Таким образом, область устойчивого вертикального

положения веревки располагается между кривыми, проведенными через указанные точки.

Возникновение поперечных колебаний веревки, по крайней мере, по результатам проведенных экспериментов, существенно ограничивает длину веревки l , при которой можно обеспечить устойчивость ее верхнего вертикального положения.



Рис. 19. Границы устойчивого верхнего вертикального положения веревки.

Критическая длина веревки, соответствующая потере устойчивости, в экспериментах составила 98 мм. Теоретически определенное значение – 500 мм получено из решения кубического уравнения

$$0,125mgl^3 + 0,357m(A\Omega)^2 l^2 - EI = 0, \quad (11)$$

вытекающего из (10) при учете обозначений (9).

Сравнение теоретических и экспериментальных результатов показало, что максимальная длина веревки, сохраняющая стабильное верхнее вертикальное положение в экспериментах существенно меньше, чем полученная теоретически по условию потери устойчивости от продольной нагрузки. Снижение критической длины веревки связано с поперечными возмущениями, возникающими из-за особенностей структуры веревки и некоторым отклонением направления вибрации от вертикального.

Для первого обертона свободных колебаний веревки как консольной балки имеем формулу

$$n_1 = 9,55 \frac{\alpha^2}{l^2} \sqrt{\frac{EI}{m}}, \text{ об/мин} \quad (12)$$

Разрешенное относительно величины l равенство (12) может быть записано следующим образом

$$l = 4.69 \sqrt[4]{\frac{EI}{m\Omega_1^2}}, \quad \Omega_1 = \frac{\pi n}{30} \quad (13)$$

Формулу (13) можно представить в безразмерных параметрах k и q :

$$k = \frac{1}{4.69^4} \frac{l^2}{A^2} q^2, \quad (14)$$

На рис.19 зависимость, описываемая уравнением (14), показана кружками и, как видно, согласуется с экспериментальными данными (показаны крестиками).

В результате выполненных исследований подтверждена возможность обеспечения устойчивости верхнего вертикального положения балки (веревки) путем сообщения вибрации ее нижнему концу в случае, когда при отсутствии вибрации это положение неустойчиво.

В разделе 5.2 главы рассмотрено поведение маятниковой системы в условиях вибрации. Как известно, увеличение числа степеней свободы механической системы (в особенности, нелинейной системы) может привести к существенному изменению ее поведения. В связи с этим представляет интерес рассмотрение устойчивости маятника с вибрирующей осью подвеса в случае, когда маятник является не сплошным твердым телом, а имеет дополнительные («внутренние») степени свободы.

Схема такого маятника представлена на рис.20. Маятник обладает некоторой дополнительной массой m , связанной с ним упругими элементами жесткости c_ρ и c_σ , а также линейными демпфирующими элементами с коэффициентами демпфирования h_ρ и h_σ соответственно в радиальном и тангенциальном направлениях. Собственно маятник имеет массу m_0 , момент инерции относительно центра тяжести J_c и длину l (расстояние от точки подвеса O до центра тяжести C). Считается, что ось маятника A совершает периодические колебания в горизонтальном и вертикальном направлениях по периодическим законам $x = x(\Omega t)$ и $y = y(\Omega t)$ соответственно с периодом $2\pi/\Omega$. Обобщенными координатами системы являются угол отклонения маятника от вертикали φ и отклонения ρ и σ массы m от положения внутри маятника, соответствующего недеформированным упругим элементам. Считается, что это положение находится на линии OC на расстоянии r от оси маятника.

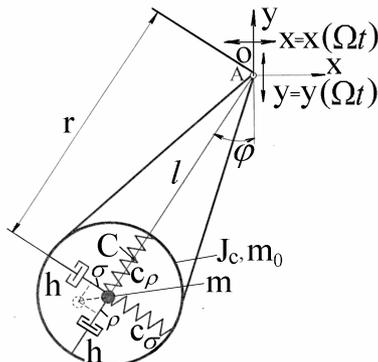


Рис. 20. Общая схема системы.

В работе основное внимание уделяется случаю вертикальной гармонической вибрации оси подвеса и «радиальной» степени свободы дополнительной массы маятника. Математическая модель маятника в этом случае включает два дифференциальных уравнения ($\sigma \equiv 0, x \equiv 0, y = A \cos \Omega t$), где A – амплитуда, а Ω – частота вибрации):

$$\begin{aligned} [J_A + m(r + \rho)^2] \ddot{\varphi} + k\dot{\varphi} + 2m(r + \rho)\dot{\rho}\dot{\varphi} + \\ + [S_A + m(r + \rho)](g - A\Omega^2 \cos \Omega t) \sin \varphi = 0, \\ \ddot{\rho} + 2\delta_\rho \dot{\rho} + \omega_\rho^2 \rho = (r + \rho)\dot{\varphi}^2 + (g - A\Omega^2 \cos \Omega t) \cos \varphi. \end{aligned} \quad (15)$$

Для приближенного решения этой задачи И.И. Блехман и Л. Шперлинг использовали метод прямого разделения движений. При этом решение уравнений разыскивалось в виде

$$\varphi = \alpha(t) + \psi(t, \Omega t), \quad \rho = \tilde{\varepsilon}(t) + \kappa(t, \Omega t),$$

где α и $\tilde{\varepsilon}$ – медленные, а ψ и κ – быстрые составляющие, 2π -периодические по «быстрому» времени $\tau = \Omega t$, причем их средние по τ значения равны нулю:

$$\langle \psi(t, \tau) \rangle = 0, \quad \langle \kappa(t, \tau) \rangle = 0$$

(здесь угловые скобки означают усреднение по τ). В результате использования процедуры метода получают следующие уравнения медленных движений

$$\begin{aligned} (J + \frac{1}{2}mA^2\eta^4V^2 \cos^2 \alpha)\ddot{\alpha} + (k + 2mr\dot{\varepsilon})\dot{\alpha} + \\ + S[g(1 - \frac{1}{4}\mu^2 \sin^2 \alpha) + \frac{\mu}{2}A\Omega^2 \cos \alpha] \sin \alpha + \\ + [\frac{1}{2}(\mu g \cos \alpha + A\Omega^2)(1 - \eta^2) - 2\mu\Omega D\eta\dot{\varepsilon}]mA\eta^2V^2 \sin \alpha \cos \alpha = 0, \\ \ddot{\varepsilon} + 2\delta_\rho \dot{\varepsilon} + \omega_\rho^2 \varepsilon = r\dot{\alpha}^2 - 2\mu A\Omega D\eta^3V^2 \sin \alpha \cos \alpha \dot{\alpha} + \\ + \frac{\mu^2}{2}r\Omega^2 \sin^2 \alpha - \frac{\mu}{2}(\frac{\mu}{2}g \cos \alpha + A\Omega^2) \sin^2 \alpha \end{aligned} \quad (16)$$

При получении этих уравнений периодическое по Ωt решение уравнений быстрых движений определялось из приближенных уравнений:

$$\begin{aligned} J\ddot{\psi} = SA\Omega^2 \sin \alpha \cos \Omega t, \\ \ddot{\varepsilon} + 2\delta_\rho \dot{\varepsilon} + \omega_\rho^2 \varepsilon = -A\Omega^2 \cos \alpha \cos \Omega t, \end{aligned} \quad (17)$$

здесь и выше обозначено

$$J = J_A + mr^2, \quad S = S_A + mr, \quad D = \frac{\delta_\rho}{\omega_\rho}, \quad \eta = \frac{\Omega}{\omega_\rho},$$

$$V = \frac{1}{\sqrt{(1-\eta^2)^2 + 4D^2\eta^2}}, \quad \mu = \frac{SA}{J}, \quad \tilde{\varepsilon} = \varepsilon + \frac{mg \cos \alpha}{c_\rho}$$

Схема маятника, используемого в экспериментах показана на рис. 21.

Груз 2 маятника размещен на стержне 4 между упругими элементами 3 (пружинами), опирающимися на кольца 5, закрепленные на стержне. Ось подвеса маятника совершала гармонические колебания с постоянной амплитудой $A = 6.5$ мм и частотой f ($f = \Omega / 2\pi$), изменяющейся в диапазоне 5–30 Гц.

В экспериментах определялась частота колебаний оси подвеса маятника, при которой наблюдалось устойчивое верхнее вертикальное положение квазиравновесия маятника. Фиксировался также максимально возможный угол отклонения маятника от устойчивого верхнего вертикального положения, при котором еще возможно его «самостоятельное» возвращение в указанное устойчивое положение, т.е. устанавливалась область притяжения устойчивого вертикального верхнего положения квазиравновесия маятника по угловому отклонению. Результаты экспериментов представлены на рис. 24 кружочками.

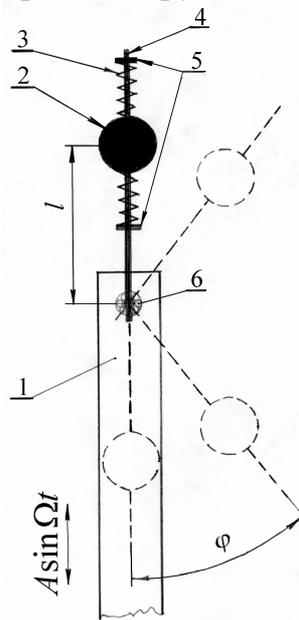


Рис. 21. Схема экспериментальной установки.

В экспериментах с жестким креплением груза на оси устойчивость верхнего вертикального положения квазиравновесия маятника достигалась при частоте колебаний равной 30 Гц, а максимальный угол отклонения маятника, обеспечивающий его возвращение в устойчивое верхнее вертикальное положение, составлял $\approx 1.5^\circ$.

Как видно из рис. 22, область притяжения устойчивого верхнего вертикального положения нежесткого маятника при этом значительно расширяется. Максимальный угол начального отклонения маятника φ^* от устойчивого верхнего вертикального положения квазиравновесия, при котором он еще возвращается в это устойчивое положение, составляет 80° .

При этом классическое условие $A\Omega > \sqrt{2gl}$, отвечающее устойчивости верхнего вертикального положения квазиравновесия в случае маятника с внутренней степенью свободы существенно «смягчается» и может обеспечиваться даже при изменении знака неравенства на противоположный.

Теоретическое определение границы области притяжения по «точным» (15) и приближенным (16), (17) уравнениям проводилось при значениях параметров, соответствующих экспериментальным

$$J_A = 0,974 \cdot 10^{-4} \text{ кг} \cdot \text{м}^2; S_A = 0,0971 \cdot 10^{-2} \text{ кг} \cdot \text{м}; \delta_p = 30 \text{ с}^{-1}; \omega_p = 183 \text{ с}^{-1}.$$

Результаты расчетов показаны на рис.20: крестиками – расчет по «точным» уравнениям, треугольниками – расчет по приближенным уравнениям.

Экспериментальные точки (отмечены кружками) слева от пунктирной линии хорошо согласуются с результатами численных расчетов как по «точным», так и по приближенным уравнениям. Расхождение данных экспериментов справа от нее с результатами численных расчетов обусловлено ограничением хода дополнительной массы маятника в эксперименте.

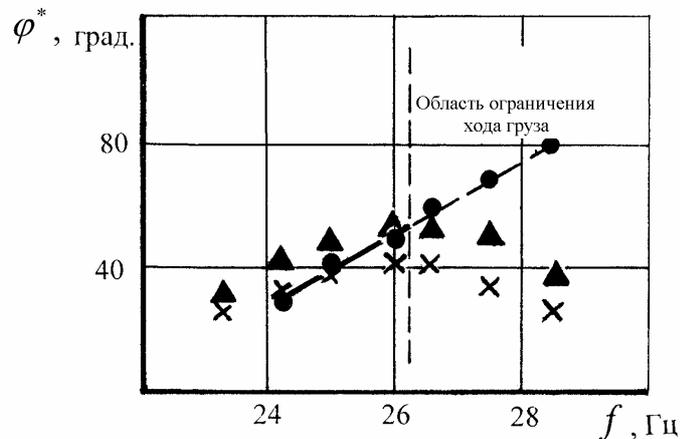


Рис. 22. Зависимость максимально возможного отклонения по углу φ^* , обеспечивающего возвращение маятника в устойчивое верхнее вертикальное положение квазиравновесия, от частоты колебаний его оси подвеса.

Численные расчеты при наличии тангенциальной степени свободы дополнительной массы маятника проводились при тех же параметрах системы. Расчеты показали отсутствие устойчивого верхнего вертикального положения квазиравновесия маятника в рассматриваемом диапазоне частот вибрации оси подвеса.

Полученные результаты могут быть использованы для облегчения

пусковых режимов ряда вибрационных машин.

Глава 6. Данная глава посвящена разработке метода гашения колебаний, возникающих при ударном воздействии внутри объекта [38-41]. В зависимости от особенностей реализации этого метода он может быть отнесен к пассивным, регулируемым и активным системам гашения колебаний.

Существующие методы гашения колебаний направлены на устранение периодических воздействий на объект и не решают задачи гашения колебаний внутри объекта при ударных воздействиях.

Разработанный метод основан на формировании при ударном воздействии на объект прямой и обратной волн, способных при интерференции снижать напряжения в объекте. С этой целью силу, воздействующую на объект, увеличивают линейно в течение времени, равного или кратного периоду свободных колебаний, распространяемых в объекте.

Реализация этого метода рассмотрена на примере стержня с осевым нагружением ударной нагрузкой (см. рис.23).

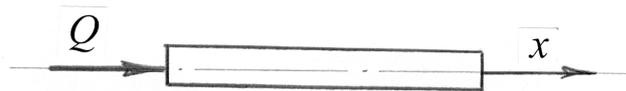


Рис. 23. Схема осевого нагружения стержня.

Для определения напряжений $\sigma = -E \frac{\partial U}{\partial x}$ в поперечном сечении стержня при приложении силы Q решается волновое уравнение вида

$$\frac{\partial^2 U}{\partial x^2} - \frac{1}{c^2} \frac{\partial^2 U}{\partial t^2} = 0$$

при следующих граничных условиях

$$\frac{\partial U}{\partial x} = \frac{Q}{EF} \quad x = 0, \quad \frac{\partial U}{\partial x} = 0 \quad x = l, \quad U = -\frac{\partial U}{\partial t} = 0 \quad t = 0,$$

где U – перемещение, x – продольная координата, c – скорость распространения возмущений в стержне, t – время, σ – напряжение, E, l – соответственно модуль упругости и длина стержня, F – площадь поперечного сечения стержня.

Из решения этого уравнения при внезапном приложении к стержню силы Q вытекает соотношение для величины напряжения

$$\sigma = \sum_{n=0}^{\infty} f\left(t - \frac{2l}{c}n\right)$$

$$f(t) = -\frac{Q}{F} \left[H\left(t - \frac{x}{c}\right) - H\left(t - \frac{2l-x}{c}\right) \right] \quad H(t) = \begin{cases} 1, & t > 0 \\ 0, & t < 0 \end{cases}$$

где H – функция Хевисайда:

Отсюда видно, что напряжение в поперечном сечении стержня пульсирует от 0 до величины Q/F с безразмерным периодом $\bar{T} = tc/l = 2$. Здесь период основного тона колебаний является кратным периодам всех высших тонов.

Если силу Q линейно повышать до требуемого значения в течение времени, равного периоду колебаний, то на основании решения волнового уравнения выражение для напряжения будет

$$\begin{aligned} \sigma_T &= -\frac{Q_0}{FT_0} \left[\left(t - \frac{x}{c}\right)H\left(t - \frac{x}{c}\right) - \left(t - \frac{2l-x}{c}\right)H\left(t - \frac{2l-x}{c}\right) \right] = \\ &= -\frac{Q_0}{FT_0} \begin{cases} 0, & (t \leq x/c) \\ t - x/c, & (x/c \leq t \leq (2l-x)/c) \\ 2(l-x)/c, & (t \geq (2l-x)/c) \end{cases} \end{aligned}$$

В этом случае напряжение в поперечном сечении стержня растет до значения $\frac{2Q_0(l-x)}{FT_0}$, а затем не изменяется.

Результаты расчетов, полученных для сечения стержня с координатой $x = l/2$, отсчитываемой от торца стержня, к которому приложена сила, представлены на рис.24 и 25.

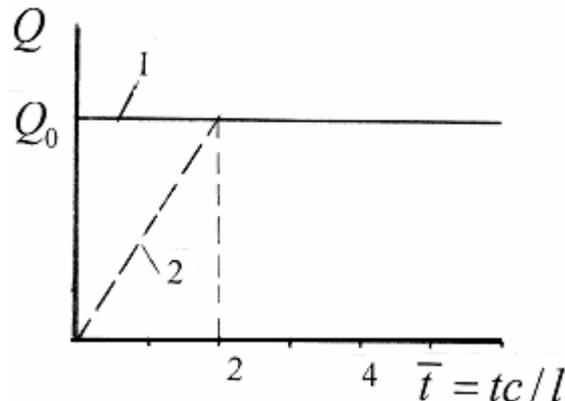


Рис. 24. Зависимость силы Q , действующей на стержень, от безразмерного времени \bar{t} .

На рис. 24 в координатах сила $Q - \bar{t} = tc/l$ показаны зависимости: прямая 1 соответствует внезапному приложению силы к торцу стержня,

прямая 2 – постепенному росту прилагаемой силы в соответствии с предлагаемой методикой.

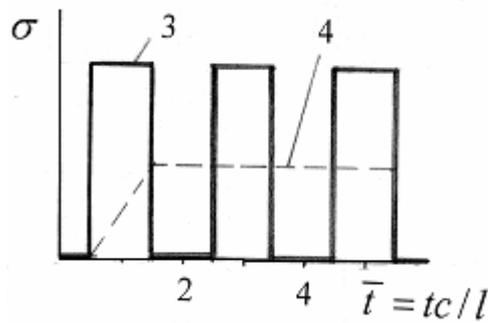


Рис. 25. Зависимость напряжения σ от безразмерного времени \bar{t} в сечении стержня с координатой $x = 1/2$.

На рис. 25 показана зависимость напряжения σ в рассматриваемом сечении стержня от безразмерного времени \bar{t} . Внезапному приложению силы соответствует ступенчатая линия 3, случаю линейно растущей силы – линия 4. Как видно, в случае линейного роста силы Q от нуля до значения Q_0 в течение периода основного тона колебаний напряжение в рассматриваемом сечении стержня растет и достигает максимального значения, равного половине того значения, которое соответствует внезапному приложению силы, а затем остается постоянным, т.е. исключаются пульсации напряжения. Эффект снижения напряжения достигается также для любого другого сечения стержня. Причем, по мере удаления сечения от точки приложения силы отношение максимальных напряжений, возникающих при постепенном и внезапном росте силы, уменьшается.

Предложенный метод гашения колебаний объектов, сохраняя воздействие ударным, формирует в элементах объекта постоянное по времени напряжение, величина которого снижается по сравнению со случаем внезапного приложения силы.

Рассмотренный метод гашения колебаний может быть использован в ряде технических устройств, например, в амортизаторе, представленном в данной главе.

Амортизатор такого типа был использован для создания необходимого градиента давления в баке при моделировании высокоскоростного внедрения тела в воду. Подбор крутизны характеристики амортизатора позволил обеспечить торможение бака с водой при существующих ограничениях на перемещение бака.

При физическом моделировании механических процессов на малоразмерных моделях, существенную роль в которых играет сила тяжести, Н.Н. Давиденков предложил сбрасывать испытуемые объекты на упругий элемент (пружину), настроенный на заданное воздействие. Этот метод нашел применение при экспериментальном исследовании процесса внедрения тела из атмосферы в воду. В период перемещения бассейна с водой с постоянным

ускорением возникает требуемый по условиям моделирования градиент гидростатического давления. При этом удастся обеспечить моделирование по критериям Маха, Эйлера и Фруда.

Линейное увеличение ускорения бассейна с водой до требуемого значения в течение времени, кратного периоду основного тона колебаний бассейна с водой, позволяет существенно снизить уровень вредных колебаний при ударе. В этом случае в результате интерференции волн колебания основного тона, а также колебания высших тонов, периоды которых целое число раз укладываются в период роста ускорения, исчезают.

При проведении экспериментов бассейн с водой поднимают над амортизатором до заданной высоты, а затем сбрасывают. При этом бассейн свободно падает до момента контакта с амортизатором.

Условия настройки амортизатора для реально существующей установки и результаты измерения давления в сечении бассейна с координатой $x = h/2$, где h – расстояние от свободной поверхности до дна бассейна, показаны на рис. 26 и 27.

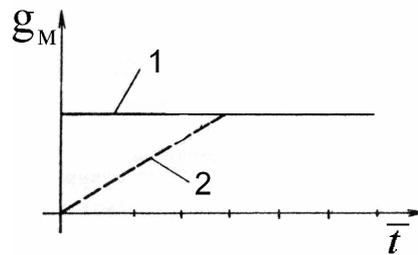


Рис. 26. Зависимости ускорения бассейна от времени при взаимодействии с амортизатором.

На рис. 26 по оси ординат отложено ускорение g_i , а по оси абсцисс – безразмерное время $\bar{t} = \frac{tc}{h}$; цифрой 1 обозначена функция $g_i(\bar{t})$ при внезапном сообщении постоянного ускорения бассейну с водой, цифрой 2 – функция $g_i(\bar{t})$ при нарастании ускорения бассейна с водой в течение времени, кратного периоду основного тона колебаний бассейна.

На рис. 27 по оси ординат отложено давление P , по оси абсцисс – безразмерное время \bar{t} ; цифра 1 относится к измеренному давлению $P(t)$, отвечающему внезапному сообщению постоянного ускорения бассейну с водой, цифра 2 – измеренное давление $P(\bar{t})$ при увеличении ускорения бассейна с водой в течение времени, кратного периоду основного тона колебаний бассейна. Как видно из графика на рис. 27 (зависимость 1), при сообщении бассейну постоянного ускорения давление периодически меняется. В случае, когда ускорение передается бассейну предлагаемым способом, давление вначале растет, а затем практически остается постоянным (зависимость 2 на рис. 27).

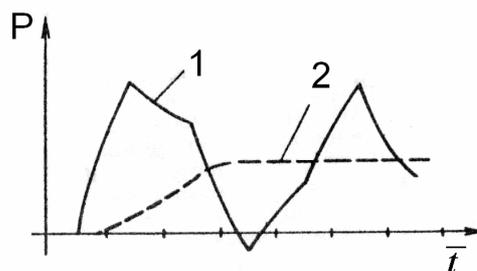


Рис. 25. Зависимости давления в бассейне (при $x = h/2$) от времени при взаимодействии с амортизатором.

Тот же эффект достигается и для поперечного сечения бассейна с любой другой координатой x и периодом времени роста ускорения, кратным периоду основного тона колебаний бассейна.

Таким образом, предлагаемый способ позволяет провести моделирование процесса внедрения тела в воду при любых числах Фруда, независимо от размеров модели и скорости ее входа в воду и исключить при этом (или значительно снизить) колебания давления, искажающие моделируемый процесс.

Новизна предложенного метода гашения вредных колебаний подтверждена авторскими свидетельствами на ряд технических решений, в разработке которых принимал участие автор.

Заключение

В результате изучения явлений и эффектов, сопутствующих вибрации механических систем, получен ряд новых результатов, направленных на дальнейшее развитие и совершенствование вибрационных машин и технологий. Основные результаты работы состоят в следующем:

1. Обнаружено явление, сопровождающее истечение жидкости из отверстия вибрирующего сосуда, расположенного ниже уровня жидкости, – вибрационная инжекция. Это явление заключается в засасывании внутрь сосуда газа, окружающего сосуд. Теоретически и экспериментально изучены условия возникновения вибрационной инжекции.

Оценено влияние вибрации на расход жидкости через отверстие в сосуде. Получены экспериментальные зависимости расхода жидкости от величины гидростатического напора и параметров вибрации.

Изучены практически важные особенности возникновения вибрационной инжекции в случаях системы близко расположенных круглых и щелевидных отверстий, имеющих прикладное значение. Показано, что параметры вибрации, необходимые для организации вибрационной инжекции, в этом случае укладываются в диапазоны рабочих параметров промышленных машин.

Разработаны технические решения, использующие явление вибрационной инжекции для практических целей.

2. Изучено истечение жидкости из отверстия вибрирующего сосуда при

расположении конической вставки как непосредственно в отверстии дна сосуда, так и в присоединенной к отверстию магистрали. Получены зависимости отклонения коэффициентов расхода в условиях вибрации сосуда и при свободном истечении от величины гидростатического напора. Установлено существенное различие в величинах гидравлических сопротивлений при прохождении жидкости через сужающиеся и расширяющиеся каналы в условиях вибрации при незначительной разнице в гидростатических напорах на входе и выходе гидравлических систем.

3. Изучен теоретически и экспериментально эффект возникновения избыточного давления в среднем между плоской стенкой и вибрирующим вблизи нее диском. Теоретические результаты хорошо согласуются с экспериментальными данными. В ходе проведения этих исследований разработана методика для измерения давления дифференциальным манометром при наличии воздушной полости в трубке, соединяющей область измерения и дифференциальный манометр.

4. Изучено явление истечения из отверстия сосуда сыпучей среды. Установлено, что расход сыпучей среды при свободном истечении не зависит от уровня заполнения сосуда. В условиях вибрации расход сыпучей среды из отверстия сосуда при его заполнении до определенного уровня зависит от частоты вибрации. Дальнейшее увеличение уровня сыпучей среды в сосуде не оказывает влияния на ее расход через отверстие. Оценено влияние частоты вибрации на расход сыпучей среды из отверстия.

Вибрация песочных часов может привести к эффекту увеличения времени перетекания песка из верхней колбы в нижнюю и даже к полному прекращению пересыпания песка («запиранию» отверстия).

5. В условиях вибрации наблюдается эффект высыпания сыпучей среды из прямой трубки, погруженной на некоторый уровень в сосуд с сыпучей средой, и обратный эффект – при наличии изгиба на 90° погруженного конца трубки – песок поднимается практически до уровня песка в сосуде. Принятая при теоретическом описании гипотеза о влиянии торцевых сопротивлений на эти процессы хорошо согласуется с экспериментальными результатами.

6. Экспериментально подтвержден эффект устойчивости верхнего вертикального положения мягкой веревки при сообщении вибрации ее нижнему концу в случае, когда при отсутствии вибрации это положение неустойчиво. Найдены области устойчивости верхнего вертикального положения веревки в большом, когда при любых отклонениях веревка возвращается в верхнее вертикальное положение. Область устойчивости этого положения веревки ограничивается возникновением резонансных поперечных колебаний при увеличении ее длины или частоты колебаний.

7. Экспериментально изучен эффект устойчивости верхнего положения жесткого маятника при вибрации его оси подвеса (маятника Стефенсона-Капицы). Установлено, что область притяжения к устойчивому верхнему вертикальному положению может быть значительно расширена в случае маятника, обладающего дополнительной степенью свободы в радиальном

направлении.

8. Разработан метод гашения колебаний в объектах, испытывающих удар. Этот метод заключается в обеспечении линейного нарастания силы, воздействующей на объект в течение времени, равного или кратного периоду распространения волн внутри объекта. На основе этого метода предложен способ моделирования высокоскоростного внедрения тела в воду.

9. По результатам работы получено 8 патентов на изобретения и зарегистрировано научное открытие «Явление вибрационной инъекции газа в жидкость» (диплом № 187).

Список публикаций автора по теме диссертации

Монография

1. Selected Topics in Vibrational Mechanics. (совместно с Blekhman I.I., Yakimova K.S. and others). – New Jersey, London, Singapore, Hong Kong: World Scientific, 2003. – 427p.

Статьи и доклады на конференциях

2. Влияние вибрации на течения сыпучих тел и жидкостей (совместно с Блехманом И.И. и др.) // Труды 5-ой Международной конференции «Проблемы колебаний» (ICOVPP-2001).– Москва, ИМАШ, 8-10 октября 2001. М., 2001.– С. 22-25.

3. Генерирование медленных потоков жидкости вибрирующим вблизи стенки диском (к теории вибрационных насосов) (совместно с Якимовой К.С., Шишкиной Е.В. и др.) // Обогащение руд. – 2001. № 1.– С. 36-38.

4. Явление вибрационной инъекции газа в жидкость (диплом № 187) (совместно с Блехманом И.И., Вайсбергом Л.А. и др.) // Сборник «Научные открытия». – М.: Российская академия естественных наук, 2002.– С. 60.

5. Универсальный вибрационный стенд института «Механобр»: опыт использования в исследованиях, отдельные результаты (совместно с Блехманом И.И., Лавровым Б.П. и др.) // Материалы научн. конф. «Проблемы динамики и прочности исполнительных механизмов и машин» 1-5 окт. 2002. Астрахань, 2002.– С. 57-60.

6. Нелинейные эффекты при истечении жидкости из вибрирующих сосудов (совместно с Блехманом И.И., Якимовой К.С. и др.) // Доклады академии наук – 2003. Т. 391, №2. – С. 185-188.

7. Универсальный вибрационный стенд: опыт использования в исследованиях, некоторые результаты (совместно с Вайсбергом Л.А., Лавровым Б.П. и др.) // Научно-технические ведомости СПбГТУ.– СПб, 2003. №3.– С. 224-227.

8. О возможности использования вибрационной инъекции в обогащательных технологиях (совместно с Якимовой К.С. и др.)// Обогащение руд.– 2004. № 4. – С. 43-46.

9. Использование явления вибрационной инъекции в процессах гидравлического грохочения и флотации (совместно с Вайсбергом Л.А., и

др.) // Научный симпозиум «Неделя горняка-2005». 24-28 января 2005, Москва.

10. Использование явления вибрационной инжекции в процессах гидравлического грохочения и флотации (совместно с Блехманом И.И., Вайсбергом Л.А. Якимовой К.С.) // Горный информационно-аналитический бюллетень. – 2005. № 6. – С. 313-316.

11. Измерение малых постоянных составляющих давления в потоках при вибрационных процессах (совместно с Шишкиной Е.В.) // Труды 5-ой Международной конференции «Проблемы колебаний» (ICOVP-2001), Москва, ИМАШ, 8-10 октября 2001. М., 2001.– С. 134-137.

12. Исследование поведения маятника с внутренними степенями свободы при вибрации его оси подвеса (совместно с Якимовой К.С.) //IX Всероссийский съезд по теоретической и прикладной механике. Нижний Новгород, 22-28 августа 2006. Нижний Новгород. Изд-во Нижегородского университета им. Н.И. Лобачевского, 2006, – С.31-32.

13. О некоторых “аномальных” эффектах поведения сыпучей среды в сообщающихся сосудах (совместно с Блехманом Л.И, Якимовой К.С. и др.) //Обогащение руд, 2007, № 99, с. 99–99.

14. Вибрационные устройства для переработки порошковых материалов (совместно с Блехманом Л.И, Якимовой К.С.) //Сборник трудов конференции «Применение дисперсных и ультра-(нано-) дисперсных порошковых систем в промышленных технологиях» 2007, с. 99–99

15. Nonlinear effects of the outflows of granular materials and fluids from the vessels (совместно с I.I. Blekhman, L.A. Vaisberg, V.B., Yakimova) // Proc. of the XXIX Summer School «Advanced Problems in Mechanics APM 2001».СПб. (Репино), 21-30 июня 2001, СПб. 2002. – P. 148-152.

16. To the theory of vibrational injection of gas in fluid .(совместно с Blekhman I.I. и др.) //Proceeding of the XXX Summer School “Actual Problems in Mechanics” (APM-2002), St. Petersburg (Repino), June 27-July 6 2002. St. Petersburg, 2003. – P.104-107.

17. Vibrational injection of gas through the perforated bottom of the vessels: theory and experiment (совместно с Yakimova K.C. и др.) //Proc. of XXXII International Summer School-Conference “Advanced Problems in Mechanics” APM-2004. St. Petersburg: IPME RAS, 2004. – P.46-49.

18. Nonlinear Effects, Observed in the Process of the Liquid Flowing out of the Vibrating Vessels: Theory, Experiment and Applications (совместно с Blekhman I.I., Yakimova K.C. и др.) // Proc. of 21st International Congress of theoretical and applied mechanics. IPPT PAN, Warszawa, 2004. – № 11055.

19. Hydrodynamic resistance of a conic shape channel undergoing vibration (совместно с Blekhman I.I., Yakimova K.C.) // Abstracts of XXXIII International Summer School-Conference “Advanced Problems in Mechanics” APM-2005. St. Petersburg: IPME RAS, 2005. – P. 29.

20. Experimental investigation of nonlinear effects in a vibrating rope // Proceedings of XXXI International Summer School-Conference “Advanced Problems in Mechanics” APM-2003. St. Petersburg: IPME RAS, 2004. – P.383-

387.

21. The Stephenson-Kapitsa pendulum: Area of the Attraction of the Upper Position of the Balance (совместно с A. Chubinsky, K. Yakimova) // *Technische Mechanik*, Band 27, Heft 1, (2007), 61–66.

22. Effect of additional degrees of freedom of the pendulum with a vibrating axis of suspension on the stability of its equilibrium positions (совместно с Chubinsky A.V., Yakimova K.S.) // *Proceedings of XXXIV International Summer School-Conference “Advanced Problems in Mechanics” APM-2006*. St. Petersburg: IPME RAS, 2006. – P. 80.

23. To the theory of separating solid particles according to their shape on a vibrating surface. (совместно с Blekhman L.I., Vaisberg L.A., Yakimova K.S.) // *Proceedings of XXXV Summer School “Advanced Problems in Mechanics” (APM – 2007)*. – St. Petersburg (Repino), June 20-28, 2007. – St. Petersburg, IPME RAS, 2007, p. 28-34.

24. “Аномальные” явления в жидкости при действии вибрации. (совместно с Блехман И.И., Вайсберг Л.А., Блехман Л.И., Якимова К.С.) // *Доклады Российской Академии наук – 2008*, т. 422, № 4, с. 470–474.

25. Высокочастотные колебания зерен, инициируемые импульсным нагружением (совместно с Савенков Г.Г., Мещеряков Ю.И., Чернышенко А.И., Атрошенко С.А.) // *Журнал технической физики – 1990*, вып.3, с. 107-112.

26. Колебания зерен и развитие турбулентного характера пластической деформации при высокоскоростном взаимодействии твердых тел (совместно с Савенков Г.Г., Мещеряков Ю.И., Чернышенко А.И.) // *Физика горения и взрыва – 1990*. т. 26, № 5, с. 97 – 102.

27. О сверхзвуковом распространении фронтов мартенситных превращений, инициированных ударным нагружением (совместно с Мещеряков Ю.И., Кащенко М.П., Атрошенко С.А.) // *Письма в ЖТФ – 1993*. т. 19, вып. 2, с. 75 – 78.

28. Микромеханизмы динамического разрушения вязкой высокопрочной стали (совместно с Мещеряков Ю.И., Чернышенко А.И., Атрошенко С.А.) // *Проблемы прочности – 1994*, №1, с. 31 – 42.

29. Кинетика структурных уровней и динамическая прочность металлов (совместно с Мещеряков Ю.И.) // *Журнал технической физики – 1994*, № 9, с. 60 – 74.

30. Nonlinear effects in vibrating vessels with fluid and bulk medium. (Blekhman I.I., Blekhman L.I., Vaisberg L.A., Yakimova K.S.) – *Proceedings of the XXXVI Summer School “Advanced Problems in Mechanics” (APM – 2008)*. – St. Petersburg (Repino), July 6-10, 2008. – St. Petersburg, IPME RAS, 2008, p. 133-150.

31. Phenomenon of inversion of the stable states of “gas – fluid – “heavy” particles” system in the vibrating vessels. (совместно с Blekhman I.I., Blekhman L.I., Vaisberg L.A., Yakimova K.S.) – *Proceedings of 6-th EUROMECH Conference (ENOC 2008) – St. Petersburg, June 30-July 4, 2008*, report ID 361, 2008.

32. Эффекты вибрационного перемещения в сосудах с жидкостью и сыпучей средой. (совместно с Блехман И.И., Блехман Л.И., Вайсберг Л.А., Якимова К.С.) – Труды VIII Всероссийской научной конференции “Нелинейные колебания механических систем” (Нижний Новгород, 22–26 сентября 2008 г.). В 2-ух томах. Том 1. – Нижний Новгород, Изд-ий дом “Диалог Культура”, 2008. – 348 с. (с. 11–16).
33. I “Anomalous” phenomena in fluid under the action of vibration // Doklady Physics, Pleiades Publishing. (совместно с I.I. Blekhman, L.I. Blekhman, L.A. Vaisberg, V.B., Yakimova), 2008, v. 53, № 10, pp. 520–524
34. About rotational and translational modes of plasticity and fracture initiated by dynamic loading of materials (совместно с Mescheryakov Y.I., Atroshenko S.A.) // Journal of the Mechanical Behavior of Materials, USA 1993, VOL.4, № 3, pp. 255 – 266

Авторские свидетельства и патенты

35. Патент РФ № 2278738 Способ аэрирования пульпы при флотации /Блехман И.И., Васильков В.Б. и др. 2006, Бюл. № 18.
36. Патент РФ № 2263883 Способ дозированной подачи жидкости / Васильков В.Б., Вайсберг Л.А., Блехман Л.И., Якимова К.С. 2005, Бюл. № 31.
37. Патент РФ №2161076 Способ пуска электродвигателя, приводящего во вращение неуравновешенный ротор / Блехман И.И., Васильков В.Б. и др. 1999, Бюл. №36
38. Авт. свид. СССР №139352 /Слепян Л.И., Васильков В.Б. 1980.
39. Авт.свид. СССР № 813026 /Слепян Л.И., Васильков В.Б. Способ гашения колебаний. 1980.
40. Авт. свид. СССР № 861788 Амортизатор /Слепян Л.И., Васильков В.Б.. 1981.
41. Авт. свид. СССР № 840680 Способ моделирования внедрения тела в воду /Слепян Л.И., Васильков В.Б., Карпов А.Ю., Альев Г.А.1981.
42. Авт. свид. СССР № 1455087 Амортизатор /Слепян Л.И., Васильков В.Б., Бесчетнов К.Я., Никифоров С.Д. 1989.

