

6491148
Московский ордена Ленина, ордена Октябрьской Революции и
ордена Трудового Красного Знамени
государственный технический университет имени Н.Э.Баумана

На правах рукописи
УДК 531.8:62-8

Шилкин Виталий Петрович

ДИНАМИКА АВТОКОЛЕБАТЕЛЬНЫХ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ И
ПНЕВМАТИЧЕСКИХ ВИБРОВОЗБУДИТЕЛЕЙ

05.02.18 - Теория механизмов и машин

А в т о р е ф е р а т

диссертации на соискание учёной степени
кандидата технических наук

Москва - 1990

Работа выполнена в Московском ордена Ленина, ордена Октябрьской революции и ордена Трудового Красного Знамени государственном техническом университете имени Н.Э. Баумана.

Научный руководитель - Лауреат Государственной премии СССР,
доктор физико-математических наук
профессор Криков Б.И.

Официальные оппоненты - доктор технических наук,
профессор Гончаревич И.Ф.
- кандидат технических наук,
доцент Пожалостин А.А.

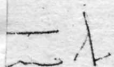
Ведущая организация - институт горного дела СО АН СССР

Защита состоится "28" мая 1990 г. в _____ часов
на заседании специализированного совета К 053.15.11 в Московском государственном техническом университете имени Н.Э. Баумана по адресу: 107005, Москва, Б-5, 2-я Бауманская ул., 5.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке МГТУ имени Н.Э. Баумана.

_____ просим высылать по указанию
специализированного совета

_____ 1990 г.

 П.К. Попов

ти "19" IV 1990 года.
тираж 100 экз. Типография
_____ кая улича, 5.

М 481140

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность темы. В последние годы теоретическими и экспериментальными исследованиями установлено, что значительное число разнородных технологических процессов, протекающих в жидкофазных средах, оказываются чрезвычайно чувствительными к воздействию введенного в рабочую среду вибрирующего рабочего органа. При этом возникает возможность существенного повышения скоростей протекания химических реакций и качества выходного продукта, культивации биологических сред, получения эмульсий, растворения в жидкости газов и твердых продуктов, гомогенизации растворов, интенсификации теплообмена, перемешивания расплавов металлов и др.

Попытки практического использования этих эффектов вызвали необходимость создания специализированных вибровозбудителей с погружным рабочим органом, удовлетворяющих ряду специфических требований. Этим требованиям в наибольшей степени отвечают автоколебательные гидравлические и пневматические вибровозбудители. Однако динамика данных вибровозбудителей разработана недостаточно полно и поэтому становится актуальной разработка теоретических основ их расчета.

Цель работы:

Разработка теоретических основ расчета автоколебательных гидравлических и пневматических вибровозбудителей.

Методика исследований. Теоретические исследования в работе выполнены на основе современных положений теории механизмов и машин, общей теории колебаний, динамики машин, пневматики и гидравлики. Экспериментальные исследования проводились на экспериментальном стенде с применением стандартной контрольно-измерительной аппаратуры. Результаты опытов обрабатывались на ЭВМ, было проведено математическое моделирование динамики вибровозбудителей.

Научная новизна. Разработана методика расчета стационарных режимов работы автоколебательных вибровозбудителей на основе модифицированного метода Бубнова-Галёркина. Определены параметры стационарных режимов работы симметричных и несимметричных автоколебательных пневматических и гидравлических вибровозбудителей.

Исследована зависимость характеристик стационарных режимов работы от изменения конструктивных и эксплуатационных парамет-

НТБ МГТУ им. Н.Э. Баумана



1491140

Шилкин В.П. Динамика автоко-



1

ров вибровозбудителей. Показана возможность регулирования амплитуды и частоты колебаний в процессе работы за счет изменения параметров вибровозбудителей. Экспериментально установлено, что с увеличением жесткости подвески вибровозбудителя наблюдается переход от гармонического режима работы к субгармоническому.

Практическая ценность и реализация работы.

Разработаны конструкции симметричного двустороннего и одно-стороннего автоколебательного возбудителей [3,4]. Разработанная методика анализа динамики гидравлических и пневматических вибровозбудителей позволяет существенно сократить объем вычислений и получить конкретные рекомендации для проектирования вибровозбудителей данных типов.

Созданное программное обеспечение внедрено в научно-исследовательских и опытно-конструкторских работах, выполненных в институте горного дела Сибирского отделения АН СССР и в научно-исследовательской работе, проводимой в Днепропетровском горном институте.

Апробация работы. Основные результаты диссертационной работы докладывались и получили одобрение на: Всесоюзной конференции "Нелинейные колебания механических систем" (Горький, 1987), Всесоюзной конференции по вибрационной технике (Тбилиси, 1987), I-м и II-м семинарах "Горные и строительные вибрационные машины и процессы" (Новосибирск, 1986, 1988), Межвузовской научно-технической конференции "Прогрессивные технологии и конструкции, механизация и автоматизация производственных процессов в машиностроении и приборостроении" (Калуга, 1987), конференции молодых ученых и специалистов "Новые процессы получения, обработки и методы исследования металлических материалов" (Москва, 1987).

Публикации. По теме диссертации опубликованы 2 научные статьи, получено 2 авторских свидетельства.

Объем работы. Диссертационная работа состоит из введения, пяти глав, заключения, приложения и содержит 163 страницы машинописного текста, 80 рисунков, список использованных источников из 99 наименований.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ.

Во введении обосновывается актуальность темы диссертационной работы, цель исследований, их научная новизна.

В первой главе дана оценка состояния и определены основные

тенденции использования вибровозбудителей в различных технологических процессах, сформулированы требования, предъявляемые к вибровозбудителям. Здесь же приводится обзор работ по исследованию динамики автоколебательных пневматических и гидравлических вибровозбудителей. Следует отметить большой вклад в развитие вибрационной техники и динамики вибровозбудителей данного типа, внесенный В.Н. Барановым, Н.В. Брагинской, Е.В. Герц, И.Ф. Гончаревичем, Н.Н. Есиным, Ю.Е. Захаровым, А.Д. Костылевым, Г.В. Крейниным, В.Н. Потураевым, В.Н. Прокофьевым, Б.В. Суднишниковым, А.Я. Тишковым, К.К. Тупицыным, В.П. Франчуком и др.

Выполненный обзор показывает, что дальнейшее развитие вибрационной техники и технологии сдерживается отсутствием простых по конструкции, надежных в эксплуатации вибровозбудителей. Использование автоколебательных гидравлических и пневматических вибровозбудителей позволяет решить эту проблему, но динамика их разработана недостаточно полно.

На основании проведенного анализа выполненных научных исследований были сформулированы задачи, поставленные при выполнении данной работы:

- разработка теоретических основ расчета автоколебательных вибровозбудителей;
- разработка методики определения параметров стационарных режимов работы симметричных и несимметричных гидравлических и пневматических автоколебательных вибровозбудителей;
- динамический анализ вибровозбудителей на ЭЕМ на основе разработанной методики с целью установления влияния исходных параметров на выходные характеристики;
- экспериментальная проверка на физической модели особенностей качественного и количественного поведения изучаемых систем.

Во второй главе рассмотрены теоретические основы расчета автоколебательных вибровозбудителей. Большинство задач теории автоколебательных систем с одной степенью свободы сводится к исследованию периодических решений нелинейных дифференциальных уравнений второго порядка следующего вида:

$$\ddot{x} + f(x, \dot{x}) \dot{x} + P(x) = 0, \quad (I)$$

где $f(x, \dot{x})$, $P(x)$ - некоторые функции, удовлетворяющие условиям Дирихле. При выборе метода исследования автоколебательных систем необходимо учитывать следующие соображения:

- наложение предположений о малости отдельных членов и, следовательно, использование методов, основанных на разложениях по степеням малого параметра, оказывается в данном случае неприемлемым;

- необходимо иметь возможность получения приближенных решений любого порядка;

- приближенные решения должны достаточно быстро сходиться к точному;

- метод должен обеспечивать требуемую точность и приводить к конечным соотношениям, позволяющим их непосредственное использование в инженерных расчетах.

Всем этим требованиям наиболее полно удовлетворяют методы решения дифференциальных уравнений посредством конечных сумм тригонометрических функций. Например, метод Бубнова-Галёркина, который был несколько модифицирован для решения поставленных задач. Будем искать периодическое решение уравнения (I) в виде:

$$x = \sum_{i=0}^{\infty} u_i = \sum_{i=0}^{\infty} A_i \cos(\omega t - \gamma_i), \quad (2)$$

где ω - круговая частота основной гармоники; A_i - амплитуда i -ой гармоники; γ_i - сдвиги фаз, причем $\gamma_1 = 0$. Для определения параметров гармоник решения заменим уравнение (I) системой линейных дифференциальных уравнений с постоянными коэффициентами, накладывая условие, чтобы каждое уравнение полностью определяло одну из гармоник. Поскольку высшие гармоники являются нерезонирующими, то будем при их расчете пренебрегать диссипативными членами, тогда эквивалентную систему строим в виде:

$$\begin{aligned} k u_0 &= Q_0; \\ \ddot{u}_1 + \varepsilon u_1 + k u_1 &= 0; \\ \ddot{u}_\gamma + k u_\gamma &= Q_\gamma \cos(\gamma \omega t - \gamma_\gamma), \gamma = 2, 3, \dots \end{aligned} \quad (3)$$

где ε - эквивалентный коэффициент затухания системы, k - квадрат эффективной частоты собственных колебаний; Q_0, Q_γ - компенсирующие члены, определяющие взаимное влияние гармоник. При выборе $\varepsilon, k, Q_0, Q_\gamma$ будем исходить из условий минимизации интеграла квадратичного отклонения:

$$J = \int_0^{2\pi} \left[f\left(\sum_{i=0}^{\infty} u_i; \sum_{i=1}^{\infty} \dot{u}_i\right) \sum_{i=1}^{\infty} \ddot{u}_i + P\left(\sum_{i=0}^{\infty} u_i\right) - \varepsilon \sum_{i=1}^{\infty} \dot{u}_i^2 - k \sum_{i=0}^{\infty} u_i^2 + Q_0 + \sum_{\gamma=2}^{\infty} Q_\gamma \cos(\gamma \omega t - \gamma_\gamma) \right]^2 d\varphi, \varphi = \omega t.$$

Учитывая, что:

$$\sum_{i=2}^{\infty} \ddot{u}_i = - \sum_{i=2}^{\infty} (k u_i - Q_i \cos(\omega t - \gamma_i)), \quad (5)$$

получим: 2π

$$\mathcal{J} = \int_0^{2\pi} [f(\sum_{i=0}^{S_1} u_i; \sum_{i=1}^{S_1} \dot{u}_i) \sum_{i=1}^{S_1} \dot{u}_i + P(\sum_{i=0}^{S_1} u_i) - \varepsilon \dot{u}_0 - k u_0 - k u_1 + Q_0 - \sum_{i=2}^{\infty} i^2 \omega^2 A_i \cos(\omega t - \gamma_i)]^2 d\gamma. \quad (6)$$

Условия минимизации (6):

$$\frac{\partial \mathcal{J}}{\partial \varepsilon} = 0; \quad \frac{\partial \mathcal{J}}{\partial k} = 0; \quad \frac{\partial \mathcal{J}}{\partial u_0} = 0; \quad \frac{\partial \mathcal{J}}{\partial A_i} = 0, \quad i=2,3,\dots \quad (7)$$

Условие существования периодических решений уравнения (I):

$$\mathcal{E} = 0. \quad (8)$$

Величины S_1 и S_2 определяют приближённое решение, количество S_2 гармоник решения произвольно, причём параметры каждой зависят только от S_1 . Величины k и ε -функции амплитуд A_i первых S_1 гармоник решения. Полученное решение уравнения (I) обладает всеми свойствами, присущими нелинейным системам.

Процесс линейаризации систем нелинейных дифференциальных уравнений, описывающих колебания многомассных систем, аналогичен вышеизложенному, поэтому основное внимание уделялось разработке эффективных методов решения систем дифференциальных уравнений с постоянными коэффициентами. Так как вычислительные трудности делают почти невозможным практическое использование в общем виде точного решения для систем более чем с двумя степенями свободы, то будем использовать приближённые методы расчёта.

Рассмотрим систему вида:

$$\ddot{x}_i + \sum_{j=1}^n (\varepsilon_{ij} \dot{x}_j + k_{ij} x_j) = Q_i \cos \omega t, \quad (9)$$

$$(i = 1, 2, \dots, n).$$

Элементарными преобразованиями приведём её к виду:

$$\ddot{x}_1 + \sum_{j=1}^n (\varepsilon_{1j} \dot{x}_j + k_{1j} x_j) = Q_1 \cos \omega t; \quad (10)$$

$$\sum_{j=1}^n (a_{ij} \ddot{x}_j + c_{ij} \dot{x}_j + q_{ij} x_j) = 0, \quad (i = 2, 3, \dots, n).$$

В большинстве реальных систем, вследствие малости диссипативных сил, колебания отдельных масс происходят примерно синфазно, поэтому в первом приближении решение ищем в виде:

$$x_i = A_i \cos(\omega t - \gamma), \quad (i = 1, 2, \dots, n), \quad (II)$$

где γ - усредненный сдвиг фаз.

Первое приближение описывается системой

$$\ddot{x}_1 + \sum_{j=1}^n (c_{1j} \dot{x}_j + k_{1j} x_j) = Q_1 \cos \omega t; \quad (I2)$$

$$\sum_{j=1}^n (a_{ij} \ddot{x}_j + g_{ij} x_j) = 0, \quad (i = 1, 2, \dots, n).$$

Решение удобнее искать не в виде (II), а в эквивалентной форме:

$$x_i = \theta_i A \cos \omega t - \gamma, \quad (I3)$$

где θ_i - коэффициенты распределения.

Выберем $\theta_1 = 1$, величины остальных коэффициентов определяются подстановкой (I3) в последние $n - 1$ уравнения системы (I2).

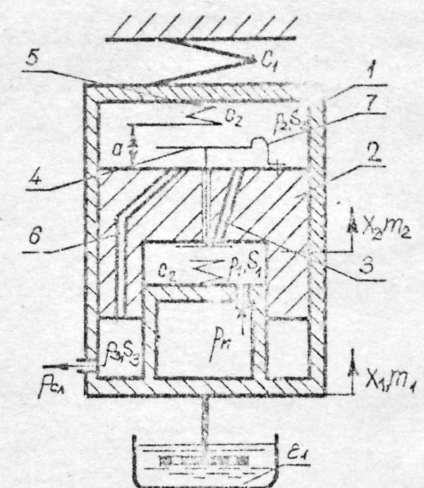
Заметим, что $x_i = \theta_i x_1$ - тогда, подставляя x_i в первое уравнение системы (I2), получим:

$$\ddot{x}_1 + \varepsilon \dot{x}_1 + k x_1 = Q_1 \cos \omega t, \quad (I4)$$

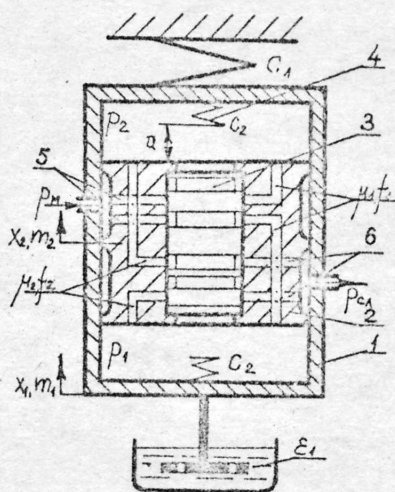
где $\varepsilon = \sum_{j=1}^n c_{1j} \theta_j$; $k = \sum_{j=1}^n k_{1j} \theta_j$.

Из (I4) определяем A и γ .

В третьей главе описаны некоторые возможные схемы автоколебательных гидравлических вибровозбудителей. Рассмотрим несимметричный вибровозбудитель фирмы "Рилко" ФРГ, расчетная схема которого представлена на рис. 1а. В корпусе I размещается дифференциальный поршень 2 с каналами для подвода и сброса рабочей жидкости. Поршень снабжен двойным тарельчатым клапаном 4, на внутренних сторонах крышек вибровозбудителя установлены упругие буферы 5, в нерабочем состоянии клапан удерживается в верхнем положении слабой пластинчатой пружиной 7. При поступлении жидкости в нижнюю полость поршень движется вверх, пока верхняя тарель клапана не упрется в упор 5 и клапан не переброшится в нижнее положение, при котором канал 3 открыт, а канал 6 закрыт. Так как рабочая площадь верхней камеры больше нижней, поршень движется вниз до тех пор, пока клапан не переключится в исходное положение, после чего движение повторяется вновь. Корпус вибровозбудителя упруго подвешен на пружине с жесткостью C_1 , на свободном его торце закреплен рабочий орган. При выводе уравнений динамики использовались общепринятые допущения: давления, темпе-



а)



б)

Рис. I Расчётные схемы автоколебательных вибровозбудителей :
а) несимметричного; б) симметричного [4]

ратура и вязкость жидкости постоянны; волновые процессы в соединительных трубопроводах и полостях отсутствуют; сжимаемостью рабочей жидкости, сопротивлением каналов, утечками из полостей и перетечками между ними пренебрегаем; режим течения жидкости в каналах турбулентный; коэффициент расхода каналов постоянный; клапан вибровозбудителя переключается мгновенно, при перемещении поршня из среднего, по отношению к буферам, положения на величину зазора "а"; на рабочий орган действует сила сопротивления, пропорциональная его скорости перемещения; влиянием сил Архимеда и земного тяготения пренебрегаем. Обозначив через x_1 перемещение корпуса, а через x_2 перемещение поршня и пренебрегая массой клапана по сравнению с массами поршня и корпуса, запишем уравнение движения вибровозбудителя в виде:

$$m_1 \ddot{x}_1 + \varepsilon_1 \dot{x}_1 + c_1 x_1 - P(x_2 - x_1) = -p_1 S_1 + p_2 S_2 - p_3 S_3, \quad (15)$$

где m_1, m_2 — массы корпуса и поршня; c_1 — жесткость подвески; ε_1 — коэффициент сопротивления среды; $P(x_2 - x_1)$ — характеристика упругих буферов; p_1 — давление в полости, соединенной с позволяющей магистралью; p_2 — давление в верхней полости; p_3 — давление в полости слива; S_1, S_2, S_3 — площади поперечного сечения полостей; $S_2 = S_3 - S_1$;

$$P(x_2 - x_1) = \begin{cases} c_2 (x_2 - x_1 - a) & \text{при } x_2 - x_1 > a; \\ 0 & \text{при } |x_2 - x_1| \leq a; \\ c_2 (x_2 - x_1 + a) & \text{при } x_2 - x_1 < -a, \end{cases} \quad (16)$$

где c_2 — жесткость буферов; a — "зазор". Уравнения расхода при ходе поршня вверх:

$$\begin{aligned} S_1 (\dot{x}_2 - \dot{x}_1) &= \mu_1 f_1 \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_M - p_1)}; \\ -S_2 (\dot{x}_2 - \dot{x}_1) &= -\mu_3 f_3 \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_2 - p_3)}; \end{aligned} \quad (17)$$

$$S_3 (\dot{x}_2 - \dot{x}_1) = \mu_3 f_3 \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_2 - p_3)} - \mu_4 f_4 \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_3 - p_{св})},$$

при ходе поршня вниз:

$$\begin{aligned} S_1 (\dot{x}_2 - \dot{x}_1) &= \mu_1 f_1 \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_M - p_1)} - \mu_2 f_2 \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_1 - p_2)}; \\ -S_2 (\dot{x}_2 - \dot{x}_1) &= \mu_2 f_2 \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_1 - p_2)}; \\ S_3 (\dot{x}_2 - \dot{x}_1) &= -\mu_4 f_4 \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_3 - p_{св})}, \end{aligned} \quad (18)$$

где p_m и p_{cl} - давления питания и слива; ρ - плотность жидкости; μ_i, f_i , ($i = 1, \dots, 4$) - коэффициенты расхода и площади поперечного сечения каналов, соединяющих: 1 - напорную магистраль с нижней полостью; 2 - нижнюю и верхнюю полости; 3 - верхнюю полость и полость слива; 4 - полость слива и сливную магистраль. После элементарных преобразований систем (17) и (18), вводя логические функции η_1, η_2 , равные единице при открытом канале и нулю при закрытом:

$$\eta_1 = \begin{cases} 0; & -\alpha < x_2 - x_1 < \alpha; \dot{x}_2 - \dot{x}_1 \geq 0; \\ 1; & \alpha < x_2 - x_1 < -\alpha; \dot{x}_2 - \dot{x}_1 < 0, \end{cases} \quad \eta_2 = 1 - \eta_1, \quad (19)$$

запишем:

$$\begin{aligned} p_1 &= p_m - \frac{\rho}{2} \left[\frac{(S_1 - S_2 \eta_1)(\dot{x}_2 - \dot{x}_1)^2}{\mu_1 f_1} \right]; \\ p_2 &= \left\{ p_{cl} + \frac{\rho}{2} \left[\frac{S_1(\dot{x}_2 - \dot{x}_1)^2}{\mu_4 f_4} \right] + \frac{\rho}{2} \left[\frac{S_2(\dot{x}_2 - \dot{x}_1)^2}{\mu_3 f_3} \right] \right\} \eta_2 + \\ &+ \left\{ p_m - \frac{\rho}{2} \left[\frac{(S_1 - S_2)(\dot{x}_2 - \dot{x}_1)^2}{\mu_1 f_1} \right] - \frac{\rho}{2} \left[\frac{S_2(\dot{x}_2 - \dot{x}_1)^2}{\mu_2 f_2} \right] \right\} \eta_1; \\ p_3 &= p_{cl} + \frac{\rho}{2} \left[\frac{(S_1 - S_2 \eta_1)(\dot{x}_2 - \dot{x}_1)^2}{\mu_4 f_4} \right]. \end{aligned} \quad (20)$$

Динамика вибровозбудителя описывается системой уравнений (15) и (20), приближенное решение которой запишем в виде ($S_1 = 1$; $S_2 = 3$):

$$x_1 = A_{01} + A_1 \cos \omega t + A_2 \cos(2\omega t - \gamma_2) + A_3 \cos(3\omega t - \gamma_3); \quad (21)$$

$$x_2 = -A_{02} + B_1 A_1 \cos \omega t + B_2 A_2 \cos(2\omega t - \gamma_2) + B_3 A_3 \cos(3\omega t - \gamma_3),$$

где B_i - коэффициенты распределения; A_{01}, A_{02} - смещение центров колебаний масс m_1 и m_2 ; A_i - амплитуды; ω - круговая частота основной гармоники; γ_2, γ_3 - сдвиги фаз; $i = 1, 2, 3$. Складывая уравнения (15), получим:

$$m_1 \ddot{x}_1 + m_2 \ddot{x}_2 + c_1 \dot{x}_1 + c_2 x_1 = 0 \quad (22)$$

Уравнение (22) удовлетворяется только при $A_{01} = 0$. Подставляя в него x_1 и x_2 из (21), определяем значения коэффициентов распределения:

$$B_i = \frac{c_1 - i^2 m_1 \omega^2}{i^2 m_2 \omega^2} \approx -\frac{m_1}{m_2}, \quad i = 1, 2, 3 \quad (23)$$

С учетом этого преобразуем (15), (20) к следующему виду:

$$\begin{aligned} \ddot{x}_1 + \frac{1}{m_1} \left(\varepsilon_1 + \frac{p_{M1} S_1 - p_{C1} S_2 \eta_2 - p_{M1} S_2 \eta_1 + (S_2 - S_1) f_{C1}}{x_1} - \right. \\ \left. - \frac{p_{S1} [(S_1 - S_2 \eta_1)(\theta_1 - 1)]^2}{\mu_1 f_1} \right) \dot{x}_1 - \frac{p_{S2} \eta_2}{2} \left[\frac{S_1 (\theta_1 - 1)}{\mu_1 f_4} \right]^2 \dot{x}_1 - \\ - \frac{p_{S2} \eta_1}{2} \left[\frac{S_2 (\theta_1 - 1)}{\mu_1 f_3} \right]^2 \dot{x}_1 + \frac{p_{S2} \eta_1}{2} \left[\frac{(S_2 - S_1)(\theta_1 - 1)}{\mu_1 f_1} \right]^2 \dot{x}_1 + \\ + \frac{p_{S2} \eta_1}{2} \left[\frac{S_2 (\theta_1 - 1)}{\mu_2 f_2} \right]^2 \dot{x}_1 + \frac{p(S_2 - S_1)}{2} \left[\frac{(S_2 \eta_1 - S_1)(\theta_1 - 1)}{\mu_1 f_4} \right]^2 \dot{x}_1 + \\ + \frac{c_1}{m_1} x_1 - \frac{P(x_2 - x_1)}{m_1} = 0. \end{aligned} \quad (24)$$

Эквивалентное линеаризованное дифференциальное уравнение представим в виде:

$$\ddot{x}_1 + \varepsilon \dot{x}_1 + k x_1 = Q_0 + \sum_{\gamma=2}^3 Q_{\gamma} \cos(\gamma \omega t - \gamma \varphi)$$

Записывая интеграл квадратичного уклонения в форме (6) и учитывая условия минимизации (7) и существования периодических решений (8), приходим к следующей системе уравнений:

$$\begin{aligned} 2\pi B + (D - B)(\alpha_1 + \alpha_2) + C A_1^2 \omega^2 \pi + (E - C) A_1^2 \omega^2 \frac{(\alpha_1 + \alpha_2)}{2} - \\ - (E - C) A_1^2 \omega^2 \left(\frac{\sin 2\alpha_1 + \sin 2\alpha_2}{4} \right) - 2C_2 (\theta_1 - 1) A_1 (\sin \alpha_1 - \sin \alpha_2) + \\ + 2C_2 (\alpha + A_{02}) (\pi - \alpha_2) - 2C_2 (\alpha - A_{02}) \alpha_1 = 0; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} k = \omega^2 = \left[\frac{(D - B)}{\pi m_1 A_1} (\sin \alpha_1 + \sin \alpha_2) + \frac{c_1}{m_1} - \frac{C_2 (\theta_1 - 1)}{\pi m_1} \pi + \alpha_1 - \alpha_2 + \right. \\ \left. + \frac{\sin 2\alpha_1}{2} - \frac{\sin 2\alpha_2}{2} \right] - \frac{2C_2 \alpha}{\pi m_1 A_1} (\sin \alpha_1 + \sin \alpha_2) - \frac{2C_2 A_{02}}{\pi m_1 A_1} (\sin \alpha_2 - \\ - \sin \alpha_1) / \left[1 - \frac{(E - C) A_1}{\pi m_1} \left(\frac{\sin^3 \alpha_1}{3} + \frac{\sin^3 \alpha_2}{3} \right) \right]; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} E A_1 \omega \pi + (D - B)(\cos \alpha_2 - \cos \alpha_1) - (E - C) A_1^2 \omega^2 \left(\frac{\cos^3 \alpha_2}{3} - \right. \\ \left. - \frac{\cos^3 \alpha_1}{3} - \cos \alpha_2 + \cos \alpha_1 \right) = 0, \end{aligned} \quad (25)$$

где: $\alpha_1 = \arccos[(\alpha + A_{02}) / ((Q_1 - 1) A_1)]$;

$$\alpha_2 = \arccos[(\alpha + A_{02}) / ((Q_1 - 1) A_1)]$$

разрешая которую на ЭВМ, находим неизвестные величины ω , A_1 , A_{02} .

Коэффициенты B , C , D , E имеют вид:

$$B = (p_{en} - p_M) S_2 - S_1; C = \frac{p(S_2 - S_1)}{2} \left[\frac{(S_2 - S_1)(Q_1 - 1)}{\mu_1 f_1} \right]^2 + \\ + \frac{p S_2}{2} \left[\frac{S_2(Q_1 - 1)}{\mu_2 f_2} \right]^2 + \frac{p(S_2 - S_1)}{2} \left[\frac{(S_2 - S_1)(Q_1 - 1)}{\mu_4 f_4} \right]^2;$$

$$D = (p_M - p_{en}) S_1; E = - \frac{p S_1}{2} \left[\frac{S_1(Q_1 - 1)}{\mu_1 f_1} \right]^2 - \frac{p S_2}{2} \left[\frac{S_2(Q_1 - 1)}{\mu_2 f_2} \right]^2 - \\ - \frac{p S_1}{2} \left[\frac{S_1(Q_1 - 1)}{\mu_4 f_4} \right]^2.$$

Далее из условий (7) определяем амплитуды высших гармоник.

В результате расчетов на ЭВМ построены графики, показывающие зависимость характеристик вибровозбудителя от изменения его отдельных исходных параметров, проведен их анализ.

Далее рассмотрена динамика симметричного гидравлического вибровозбудителя, расчетная схема которого представлена на рис. 1 б, [4]. В корпусе 1 вибровозбудителя находится поршень 2, в котором выполнены каналы 5 для нагнетания и 6 для слива рабочей жидкости. В поршне соосно установлен золотник 3, который попеременно соединяет полости вибровозбудителя с напорной и сливной магистралями. Пусть в исходном положении нижняя полость соединена с напорной, а верхняя со сливной магистралями, поршень под действием разности сил давления движется вверх до тех пор, пока верхний торец золотника не упрется в верхний упругий буфер 4 и золотник не перебросится в нижнее положение, соединив верхнюю полость с напорной, а нижнюю со сливной магистралью, после чего поршень начинает двигаться вниз, пока золотник не перебросится в исходное положение.

В четвертой главе рассмотрены возможные схемы автоколебательных пневматических вибровозбудителей. Проведено исследование динамики несимметричного двустороннего вибровозбудителя конструкции ИГД СО АН СССР, в результате чего установлено влияние отдельных исходных параметров вибровозбудителя на его вы-

ходные характеристики и получены соответствующие зависимости. При этом использовались следующие общепринятые допущения: воздух считаем идеальным газом; волновые процессы и потери на трение при движении воздуха отсутствуют; теплообмен с окружающей средой не имеет места; термодинамические процессы в полостях вибровозбудителя рассматриваются как квазистационарные и протекающие при установившихся режимах истечения; процессы в каналах при впуске и выхлопе — адиабатические; утечка воздуха из полостей и перетечки между ними пренебрежимо малы; режим впуска и выпуска полагаем за критическим. Кроме того, полагаем, что на вибровозбудитель действует сила сопротивления, пропорциональная скорости; влиянием сил Архимеда и земного тяготения пренебрегаем. Динамика симметричного пневматического вибровозбудителя (рис. 1 б [4]), эквивалентного по конструкции симметричному гидравлическому, в предположении, что масса золотника пренебрежимо мала, описывается следующей системой уравнений:

$$\begin{aligned} m_1 \ddot{x}_1 + \varepsilon_1 \dot{x}_1 + c_1 x_1 - P(x_2 - x_1) &= (p_2 - p_1)(S_n + S_s); \\ m_2 \ddot{x}_2 + P(x_2 - x_1) &= -(p_2 - p_1)(S_n + S_s); \end{aligned} \quad (26)$$

$$\begin{aligned} \dot{p}_1 [V_0 + (S_n + S_s)(x_2 - x_1)] + k p_1 (S_n + S_s) (\dot{x}_2 - \dot{x}_1) &= k K_1 \mu_1 f_1 p_m \varphi \sqrt{V_2} \\ &\quad - k K_1 \mu_2 f_2 p_1 \varphi \sqrt{V_1}; \\ p_2 [V_0 - (S_n + S_s)(x_2 - x_1)] - k p_2 (S_n + S_s) (\dot{x}_2 - \dot{x}_1) &= k K_1 \mu_1 f_1 p_m \varphi \sqrt{V_1} \\ &\quad - k K_1 \mu_2 f_2 p_2 \varphi \sqrt{V_2}, \end{aligned}$$

где: $K_1 = \sqrt{(2 k T_m R) / (k - 1)}$; k — показатель адиабаты;

R — универсальная газовая постоянная; T_m — температура воздуха; p_m, p_1, p_2 — давление воздуха в подводящей магистрали, нижней и верхней камерах; V_0 — начальный объем;

$\varphi = 0,2588$ — функция расхода;

$$P(x_2 - x_1) = \begin{cases} c_2(x_2 - x_1 - \alpha) & ; \text{при } x_2 - x_1 > \alpha; \\ 0 & ; \text{при } |x_2 - x_1| \leq \alpha; \\ c_2(x_2 - x_1 + \alpha) & ; \text{при } x_2 - x_1 < -\alpha; \end{cases}$$

U_1, U_2 - логические функции, характеризующие открытие каналов:

$$U_1 = \begin{cases} 1, & -\alpha < x_2 - x_1 < \alpha; \dot{x}_2 - \dot{x}_1 \leq 0; \\ 0, & \alpha < x_2 - x_1 < -\alpha; \dot{x}_2 - \dot{x}_1 > 0; \end{cases} \quad U_2 = 1 - U_1. \quad (27)$$

Приближенное решение ($S_1 = 1; S_2 = 3$) будем строить в виде:

$$x_1 = A_1 \cos \omega t + A_3 \cos(3\omega t - \gamma_3); \quad (28)$$

$$x_2 = \theta_1 A_1 \cos \omega t + \theta_3 A_3 \cos(3\omega t - \gamma_3).$$

Представим функции p_1, p_2, U_1, U_2 в виде рядов Фурье, удерживая основную гармонику:

$$p_1 = m p_1 + a p_1 \cos(\omega t - \alpha); \quad p_2 = m p_2 + a p_2 \cos(\omega t - \beta);$$

$$U_1 = a_0^* + a_1^* \cos \omega t + b_1^* \sin \omega t; \quad U_2 = a_0 + a_1 \cos \omega t + b_1 \sin \omega t. \quad (29)$$

Учитывая (27), определяем коэффициенты разложения в ряды Фурье функций U_1 и U_2 , затем, воспользовавшись методом гармонического баланса, подставляя решение в форме (28) в третье и четвертое уравнения системы (26), определяем коэффициенты разложения в ряды Фурье величин p_1 и p_2 . Эквивалентное линеаризованное уравнение записываем в виде:

$$\ddot{x}_1 + c \dot{x}_1 + k x_1 = Q_3 \cos(3\omega t - \gamma_3) \quad (30)$$

и учитывая условия минимизации (7) интеграла квадратичного отклонения (6), приходим к следующей системе трансцендентных уравнений:

$$(a p_2 \sin \beta - a p_1 \sin \alpha)(S_n + S_3) + \theta_1 A_1 Q = 0;$$

$$(c_1 - m \omega^2) A_1 \pi - (a p_2 \cos \beta - a p_1 \cos \alpha)(S_n + S_3) \pi -$$

$$- c_2 (\theta_1 - 1) A_1 (2\alpha' + \sin 2\alpha') - 4 c_2 \alpha \sin \alpha' = 0;$$

$$A_3 \cos \gamma_3 = \frac{1}{2 \pi m \omega^2} [-c_2 (\theta_1 - 1) A_1 (\sin 2\alpha' + 0.5 \sin 4\alpha') - 4 c_2 \alpha \frac{\sin 3\alpha'}{3}];$$

$$A_3 \sin \gamma_3 = 0, \text{ где: } \alpha' = \arccos[-\alpha / ((\theta_1 - 1) A_1)]. \quad (31)$$

Разрешая (31) численными методами, находим неизвестные амплитуды и частоту решения.

В пятой главе изложены методика, результаты и анализ экспериментальных исследований несимметричного пневматического вибровозбудителя. Целью исследований являлось установление степени достоверности математической модели и выявление особенностей качественного и количественного поведения вибровозбудителя. Для

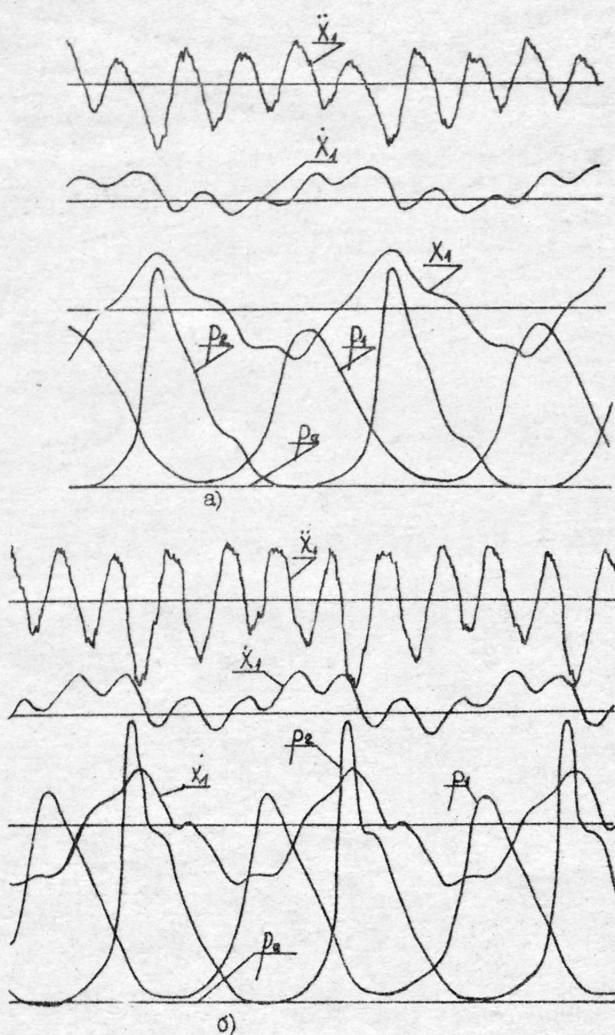


Рис. 2 Субгармонический режим работы вибровозбудителя,
жѣсткость подвески $8,58 \cdot 10^6$ Н/м: а) $P_M = 1 \cdot 10^5$ Па; $\nu = 20,4$ Гц;
б) $P_M = 5 \cdot 10^5$ Па; $\nu = 21,7$ Гц

регистрации в эксперименте были выбраны следующие величины :

$X_1, \dot{X}_1, \ddot{X}_1$ - перемещение, скорость и ускорение корпуса; P_1, P_2 - давление в нижней и верхней камерах вибровозбудителя; расход воздуха. Определялись параметры колебаний при изменении магистрального давления, нагрузки на рабочем органе и жесткости подвески. Вибровозбудитель имел следующие характеристики: масса корпуса с рабочим органом - 20 кг; масса поршня - 14 кг; диаметр поршня - 0,140 м; диаметр каналов поршня - 0,015 м; площадь поперечного сечения напорной магистрали и выпускного окна - $4,078 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2$; давление питания - $(1...6) \cdot 10^5 \text{ Па}$. Давление питания изменялось с шагом $1,0 \cdot 10^5 \text{ Па}$, нагрузка на вибровозбудитель варьировалась путем изменения геометрических размеров дисков рабочего органа, количества и диаметров отверстий в них. Рассмотрен вариант жесткого закрепления корпуса вибровозбудителя и подвеса его на упругих пластинах с эквивалентной жесткостью $1,6 \cdot 10^5 \text{ Н/м}$ и $8,58 \cdot 10^6 \text{ Н/м}$. Построены графики, характеризующие зависимость параметров колебаний от изменения входных величин, приведены осциллограммы всех исследованных режимов работы. Установлено, что характеристики колебаний, полученные из экспериментальных исследований и теоретических расчетов, отличаются не более, чем на 8%. В ходе экспериментов было обнаружено, что при увеличении жесткости подвески имеют место субгармонические режимы работы вибровозбудителя, (рис.2), что представляет несомненный интерес для их использования в различных технологических процессах.

ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ И ВЫВОДЫ

1. На основании анализа научно-технической и патентной литературы показана целесообразность использования для вибрационной интенсификации технологических процессов автоколебательных гидравлических и пневматических вибровозбудителей.

2. Разработана методика расчета стационарных режимов работы автоколебательных систем на основе модифицированного метода Бубнова-Галёркина.

3. Исследована динамика автоколебательных симметричных и несимметричных гидравлических и пневматических вибровозбудителей.

4. Показана возможность регулирования амплитуды и частоты колебаний в процессе работы вибровозбудителя.

5. Разработаны конструкции симметричного двустороннего и одностороннего автоколебательных вибровозбудителей [3,4].
6. Максимальное расхождение результатов, полученных экспериментальными и теоретическими методами не превышает 8%.
7. Установлена возможность существования субгармонических режимов работы вибровозбудителей.
8. Результаты теоретических и экспериментальных исследований автоколебательных гидравлических и пневматических вибровозбудителей могут быть использованы при создании и исследовании новых и модернизации существующих конструкций.

Основные положения диссертационной работы изложены в следующих публикациях:

1. Крюков Б.И., Шилкин В.П. Динамика гидравлических автоколебательных вибровозбудителей для интенсификации процесса непрерывной разливки стали // Вибротехника: Межвуз. тематич. сб. научн. трудов. - № 4(61). - Вильнюс, 1988. - С. 50-57.
2. Крюков Б.И., Шилкин В.П. Исследование динамики автоколебательного гидравлического вибровозбудителя для интенсификации непрерывной разливки стали // Известия ВУЗов. Машиностроение. - 1988. - № 6. - С. 71-76.
3. А.с. № I4526I7 СССР, МКИ⁴ В 06 В I/I8. Автоколебательный вибровозбудитель / Б.И.Крюков, А.Н.Ломидзе, В.П.Шилкин (СССР). - № 4I672I4/24-28. Оpubл. I6.0I.89. Бюл. № 3 // Открытия. Изобретения. - 1989. - № 3. - С. 44.
4. А.с. № I4545I8 СССР, МКИ⁴ В 06 В I/I8. Автоколебательный вибровозбудитель / Б.И.Крюков, И.М.Кутлубаев, В.П.Шилкин (СССР). - № 4I672I2/24-28. Оpubл. 30.0I.89. Бюл. № 4 // Открытия. Изобретения. - 1989. - № 4. - С. 49.

