

САНКТ-ПЕТЕРБУРГСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ

На правах рукописи

ПОТАПЕНКО Мария Александровна

ДОПОЛНИТЕЛЬНЫЕ СТЕПЕНИ СВОБОДЫ В ЗАДАЧАХ
О САМОСИНХРОНИЗАЦИИ ВИБРОВОЗБУДИТЕЛЕЙ

01.02.01 - Теоретическая механика

АВТОРЕФЕРАТ

диссертации на соискание учёной степени
кандидата физико-математических наук

Санкт-Петербург - 2012

Работа выполнена в Федеральном Государственном бюджетном учреждении науки Институте проблем машиноведения Российской Академии наук

Научный руководитель: доктор физико-математических наук,
профессор БЛЕХМАН Илья Израилевич

Официальные оппоненты: доктор физико-математических наук, профессор ПАСЫНКОВА Инна Анатольевна
(Санкт-Петербургский государственный университет)

доктор технических наук, профессор
АНДРИЕВСКИЙ Борис Ростиславич
(Федеральное Государственное бюджетное учреждение науки ИПМаш РАН)

Ведущая организация: Санкт-Петербургский государственный политехнический Университет

Защита состоится 19 апреля 2012 года 15 часов 00 минут на заседании совета Д 212.232.30 по защите докторских и кандидатских диссертаций при Санкт-Петербургском государственном университете по адресу: 198504, Санкт-Петербург, Петродворец, Университетский пр., 28, математико-механический факультет, ауд. 405.

С диссертацией можно ознакомиться в Научной библиотеке им. М. Горького Санкт-Петербургского государственного университета по адресу: 199034, Санкт-Петербург, Университетская набережная, 7/9.

Автореферат разослан 14 марта 2012г.

Ученый секретарь
диссертационного совета

Кустова Е.В.

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность темы. Вибрационные машины с начала прошлого века все шире применяются в различных отраслях промышленности - при добыче и переработке полезных ископаемых, в строительстве, металлургии, пищевой промышленности и в других производствах. В настоящее время вибрационная техника продолжает существенно совершенствоваться, возникают все новые области ее эффективного применения. Быстро развивается новый раздел прикладной теории колебаний - теория вибрационных процессов и устройств. Создание новых машин невозможно без исследования их динамики на основе современной теории нелинейных колебаний.

Одним из перспективных направлений совершенствования вибрационных машин является введение дополнительных степеней свободы в их колебательную часть и в вибровозбудители. Между тем этому направлению еще не уделяется достаточного внимания. Восполнению этого пробела и посвящена настоящая диссертация.

Цель работы состоит в изучении и обосновании возможностей улучшения динамических свойств вибрационных устройств с механическими (дебалансными) вибровозбудителями путем введения дополнительных степеней свободы в вибровозбудители и в колебательную часть системы. При этом основное внимание уделяется устройствам с самосинхронизирующимися инерционными возбудителями.

Основные задачи исследования состоят в следующем:

- В исследовании возможностей обеспечения устойчивости требуемой синфазной фазировки синхронного вращения роторов двух дебалансных вибровозбудителей в случае, когда она "естественно" неустойчива, путем использования вибровозбудителей с дополнительной степенью свободы.
- В изучении влияния дополнительных степеней свободы колебательной части системы на характер устойчивой фазировки вращения роторов вибровозбудителей при их самосинхронизации.
- В определении условий, при которых фазировки нескольких роторов в синхронных режимах вращения являются устойчивыми при различных вариантах соединения роторов в парах.
- В исследовании медленных колебаний неуравновешенных роторов вибровозбудителей при возмущении режимов самосинхронизации (эффекта "внутренних маятников" в нестационарных режимах вращения роторов).

Методы исследования. При решении рассматриваемых в диссертации задач динамики используются методы теории нелинейных колебаний и устойчивости движения,

в частности, теория синхронизации динамических систем. Используется также подход вибрационной механики и метод прямого разделения движений. Широко применяется современная вычислительная техника.

Основные результаты, выносимые на защиту:

- Численно исследована система шести нелинейных дифференциальных уравнений второго порядка, описывающих поведение двух соосных дебалансных вибровозбудителей со внутренней степенью свободы, установленных на мягко виброизолированном твердом теле "носителе". Главные из результатов этого исследования состоят в следующем:
 - а) Рассмотрен случай, когда изучаемый синфазный режим самосинхронизации неустойчив при отсутствии внутренней степени свободы. Показано, что введение внутренней степени свободы обеспечивает лишь временную (гироскопическую) устойчивость, при которой диссипация приводит к нарушению устойчивости через определенный промежуток времени.
 - б) Найдена зависимость времени сохранения синфазного режима от интенсивности диссипации.
 - в) Рассмотрен способ обеспечения "обычной" устойчивости этого режима путем импульсного воздействия на один из роторов.
- Рассмотрены варианты присоединения к несущему телу дополнительных масс, закрепленных на упругих элементах, обеспечивающих устойчивость желаемой фазировки вращения возбудителей, которая при отсутствии этих масс неустойчива.
- Найдены условия, при которых фазировки роторов в синхронных режимах вращения двух пар соосных дебалансных вибровозбудителей, установленных на взаимно перпендикулярных гранях мягко виброизолированной платформы, совершающей плоские колебания, являются устойчивыми при различных вариантах соединения вибраторов в парах. В каждом случае установлен характер колебаний платформы.
- Выполнен анализ "медленных" колебаний роторов при возмущении устойчивого режима самосинхронизации нескольких инерционных вибровозбудителей.

Научная новизна работы состоит

- В исследовании особенностей динамики нелинейной системы при временной (гироскопической) устойчивости режима. В частности - в установлении зависимости времени сохранения режима от интенсивности диссипации и в анализе способа обеспечения обычной (ляпуновской) устойчивости путем импульсного воздействия.

- В обнаружении и исследовании медленных "маятниковых" колебаний неуравновешенных роторов при возмущении режима самосинхронизации. В установлении связи

этих результатов с результатами исследования "качаний" одного ротора в режимах пуска и выбега¹.

Практическая значимость работы состоит

- В расширении возможностей использования явления самосинхронизации при создании новых вибрационных машин. В частности,

а) путем обеспечения устойчивости требуемой фазировки вращения роторов посредством использования вибровозбудителей с дополнительной степенью свободы

б) путем определенного видоизменения колебательной части системы

- В установлении особенностей колебаний (качаний) роторов в машинах с несколькими инерционными вибровозбудителями при возмущении режима самосинхронизации.

- В использовании результатов при совершенствовании установки для уплотнения формовочного песка на заводе Арматуры контактной сети (Санкт-Петербург).

Глава 4 выполнена при поддержке РФФИ (грант 07-08-00241), глава 5 выполнена при поддержке РФФИ (грант № 05-08-01500) и гранта Президента Российской Федерации по поддержке ведущих научных школ NSH-5649.2006.8.

Апробация работы. Основные положения работы докладывались на Всесоюзной конференции "Проблемы виброизоляции машин и приборов," (Иркутск, 1989); III и IV Конференциях молодых ученых и специалистов ЛФИМАШ, (Ленинград, 1989,1990); Первых Окуневских чтениях, (СПб, 1997); на VIII Всероссийском съезде по теоретической и прикладной механике (Пермь, 2001); на международных научных конференциях "Control of Oscillations and Chaos ",(СПб, 1997, 2000); "Нелинейные науки на рубеже тысячелетий",(СПб, 1999); "Tools for Mathematic Modelling", (СПб,2001); "Динамика систем, механизмов и машин", (Омск, 2002); "Общие проблемы управления и их приложения", (Тамбов, 2003); на XXXIV, XXXVI Международных летних школах-семинарах ученых-механиков " Advanced Problems in Mechanics " , СПб, 2006, 2008,2009, 2010; VI EUROMECH Conference ENOC'2008,(СПб 2008); Physcon 2009 (Italy).

Публикации. По теме диссертации автором опубликовано 16 работ, перечисленных в конце автореферата.

Структура диссертации. Диссертация состоит из введения, пяти глав, заключения и списка литературы, (87 наименований на русском и иностранных языках). Текст работы изложен на 110 страницах. Диссертация содержит 14 рисунков.

¹И.И.Блехман, Д.А.Индейцев, А.Л.Фрадков Медленные движения в системах с инерционным возбуждением колебаний, 2008.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении обоснована актуальность темы диссертационной работы, сформулированы основные задачи исследования, дано описание методики исследования, содержания работы, а также результаты, выносимые на защиту.

В первой главе работы дан аналитический обзор литературы.

Вторая глава работы посвящена изучению численными методами самосинхронизации вибровозбудителей с внутренней степенью свободы. Известно, что увеличение тем или иным способом числа степеней свободы механической системы (особенно - нелинейной системы) может привести к существенному изменению ее поведения. Поэтому в работах И.И.Блехмана и Л. Шперлинга² была поставлена задача о самосинхронизации неуравновешенных роторов с внутренними степенями свободы, т.е. роторов, содержащих некоторую массу, связанную с ними упругими элементами. Целью главы является исследование устойчивых синхронных вращений роторов, содержащих подвижную массу, связанную с ними пружиной. Они существенно отличаются от режимов синхронного вращения сплошных роторов, а при определенных условиях устойчивыми становятся фазировки, "благоприятные" с практической точки зрения (например, синфазные вращения роторов), тогда как для сплошных роторов устойчивы противофазные вращения.

Рассматривается виброустановка с двумя дебалансами, имеющими подвижные центры масс. Схема установки представлена на Рис. 1, на котором обозначено: 1 - носитель - твердое тело, установленное на пружинах с известными характеристиками и совершающее плоские колебания. На нем жестко закреплены два соосных дебаланса - 2. Внутри каждого дебаланса закреплена на пружине дополнительная масса - 3, способная совершать колебательные движения в радиальном направлении. Таким образом, носитель устройства имеет две координаты X и Y , каждый i -тый дебаланс - по одной вращательной φ_i и одной поступательной координате, определяющей расстояние ρ_i дополнительной массы от оси ротора.

Для стационарного синфазного режима движения одинаковых роторов в одном направлении, т. е. $\dot{\varphi}_s = \omega = const; \dot{\rho}_s = 0$ с учетом силы упругости и демпфирования всех пружин уравнения движения носителя и роторов с дополнительными массами могут быть записаны в виде:

$$[m_0\varepsilon + m(r + \rho_s)](\ddot{X} \sin \omega t + \ddot{Y} \cos \omega t) = K(\omega - \omega_s)$$

²I.I.Blekhman, L.Sperling Selected Topics in Vibrational Mechanics, World Scientific, New Jersey-London, 2004.

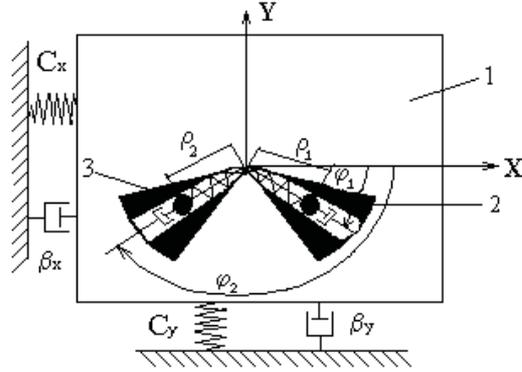


Рис. 1: Виброустройство с роторами, имеющими внутреннюю степень свободы

$$M\ddot{X} = \sum_{i=1}^2 [m_0\varepsilon + m(r + \rho_i)]\omega^2 \cos \omega t - \beta_x \dot{X} - C_x X \quad (1)$$

$$M\ddot{Y} = \sum_{i=1}^2 [m_0\varepsilon + m(r + \rho_i)](-\omega^2 \sin \omega t) - \beta_y \dot{Y} - C_y Y$$

$$\omega_\rho^2 \rho = (r + \rho_s)\omega_s^2 - (\ddot{X} \cos \omega t + \ddot{Y} \sin \omega t)$$

где $\omega_\rho^2 = \frac{C_\rho}{m}$; $M = M^0 + 2m_0 + 2m$.

Здесь m_0 - дополнительная подвижная масса внутри дебаланса; m - масса дебаланса; M - масса всей установки; ε - эксцентриситет массы дебаланса - расстояние от точки подвеса O до центра тяжести C ; r - длина ненапряженной пружины внутри ротора; ρ - отклонение подвижной массы от положения, соответствующего недеформированной пружине внутри дебаланса; X - смещение центра тяжести носителя по горизонтали; Y - смещение центра тяжести носителя по вертикали; ω - синхронная (установившаяся) угловая скорость роторов; φ - угол поворота ротора от состояния покоя; $\beta_x = \beta_y = \beta$ - коэффициенты затухания колебаний носителя вдоль соответствующих осей; $C_x = C_y = C$ - коэффициенты жесткости пружин, на которых установлена платформа; C_ρ - коэффициент жесткости пружины внутри ротора; K - коэффициент электрического демпфирования двигателя; ω_i - парциальная скорость возбудителя.

Для случая одинаковых парциальных скоростей $\omega_1 = \omega_2$ и для стационарного режима из уравнений (1) найдены выражения для координат носителя, а затем выражение для координаты ρ дополнительной массы в стационарном режиме:

$$\rho = \frac{r\omega_s^2[(M\omega^2 - C)^2 + \beta^2\omega^2] - 2\omega^4(m_0\varepsilon + mr)(M\omega^2 - C)}{(\omega_\rho^2 - \omega_s^2)[(M\omega^2 - C)^2 + \beta^2\omega^2] + 2\omega^4m(M\omega^2 - C)}$$

На Рис.2а) показано изменение во времени разности фаз вращения роторов в отсутствие

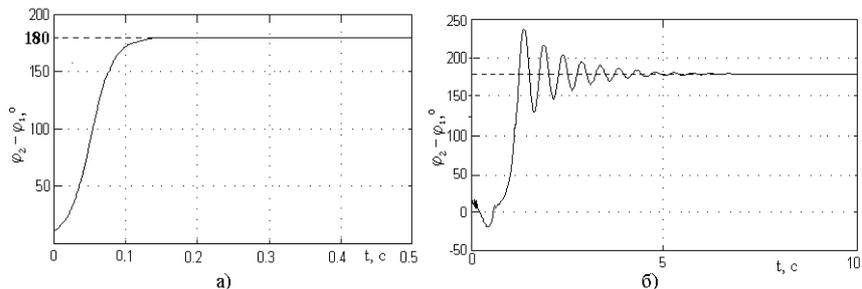


Рис. 2: Разность фаз вращения роторов

дополнительных масс в возбудителях. Кривые соответствуют следующим параметрам установки : $M_0 = 2$ кг, $m_0 = 1$ кг, $r = 0.01$ м, $\beta_x = 84 \frac{1}{c}$, $C_x = C_y = 12.6 \frac{H}{m}$, $\omega_s = 300 \frac{1}{c}$. Рис.2б) отражает поведение той же установки при наличии подвижных масс $m = 1$ кг внутри каждого ротора.

В работе показано, что при малом отношении $\frac{m}{M}$ третье условие Блехмана-Шперлинга, полученное в работе ³ всегда выполняется.

Таким образом доказано, что для виброустановки с двумя дебалансами временная устойчивость синфазного вращения обеспечивается введением дополнительной подвижной массы внутри каждого ротора.

Проведенные исследования показывают, что влияние сопротивления на характер возникающих колебаний значительно. Полученные результаты переключаются с решением классической задачи об устойчивости "спящего волчка" и вращения снаряда. В этих системах устойчивость также обеспечивается за счет гироскопических членов, при их отсутствии соответственно волчок и снаряд неустойчивы. Показано, что "нормальная" устойчивость этого режима может быть обеспечена путем импульсного воздействия на один из роторов.

Третья глава работы посвящена изучению влияния дополнительных степеней свободы колебательной части системы на самосинхронизацию механических вибровозбудителей.

Динамическая схема аппарата представлена на Рис. 3, на котором 1 - твердое несущее тело, где симметрично установлено два одинаковых инерционных вибровозбудителя 2. К телу посредством упругих элементов жесткости c_x и c_y прикреплены две массы m_x

³I.I.Blekhman, L.Sperling Selected Topics in Vibrational Mechanics, World Scientific, New Jersey-London, 2004.

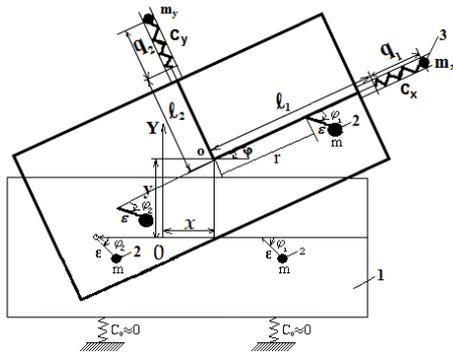


Рис. 3: Виброустановка с дополнительными степенями свободы носителя

и m_y -3, которые могут перемещаться в двух взаимно перпендикулярных направлениях. Несущее тело может совершать плоские колебания перпендикулярно осям вращения роторов. Центр тяжести тела расположен посередине между осями вращения. Тело считается мягковиброизолированным, т.е. упругие элементы, связывающие его с неподвижным основанием, предполагаются имеющими пренебрежимо малую жесткость C_0 (при условии, что рассматриваются установившиеся вынужденные колебания тела). Парциальные скорости вращения вибровозбудителей предполагаются одинаковыми и положительными. За обобщенные координаты приняты смещение центра инерции платформы X и Y от положения равновесия системы на упругих элементах, угол поворота платформы φ , отсчитываемый от направления оси OX по ходу часовой стрелки и смещения q_1 и q_2 масс m_x и m_y от их положений равновесия.

Рассмотрен случай самосинхронизации вибровозбудителей. При самосинхронизации разность фаз в устойчивом синхронном движении зависит от параметров системы и может быть найдена с использованием интегрального критерия устойчивости синхронных движений, согласно которому устойчивые синхронные движения соответствуют точкам грубых минимумов потенциальной функции системы D .

В соответствии с этим критерием, установленным И.И.Блехманом и Б.П.Лавровым, считается, что роторы вращаются по закону

$$\varphi_1 = \varphi_1^o = \sigma_1(\omega t + \alpha_1); \quad \varphi_2 = \varphi_2^o = \sigma_2(\omega t + \alpha_2) \quad (2)$$

Здесь ω - абсолютная величина средней угловой скорости вращения роторов; α_i - постоянные начальные фазы вращения, а каждая из величин σ_i равна либо 1, либо -1; при σ_i одинаковых по знаку осуществляется движение роторов в одном направлении, а при разных знаках σ_i - в противоположных направлениях.

В работе получено выражение для потенциальной функции D :

$$D = \langle T - \Pi \rangle = Q \cos \alpha \quad (3)$$

Здесь скобки $\langle \rangle$ указывают на осреднение за период колебаний $T = \frac{2\pi}{\omega}$, а координаты x , y и φ соответствуют установившимся вынужденным колебаниям платформы, при условии, что роторы равномерно вращаются с одинаковой частотой ω и с произвольными начальными фазами α_s . Устойчивым стационарным режимам синхронного вращения роторов соответствуют грубые минимумы функции D по соответствующим разностям фаз.

Выражение для Q носит достаточно сложный характер. Для его упрощения уравнения движения приведены к безразмерной форме и на основе анализа принятых на практике значений параметров системы и характера ее движения отброшены малые слагаемые. Окончательно:

$$Q = Q^* = \frac{\widetilde{M}}{2} \left(\frac{1}{(M + m_y)^2} + \frac{\sigma_1 \sigma_2}{(M + m_x)^2} \right) - \frac{r^2 \sigma_1 \sigma_2}{2(J + m_x l_1^2 + m_y l_2^2)} + \\ + \frac{m_x^2 \omega^2}{2(M + m_y)^2 (C_x - m_x \omega^2)} + \frac{m_y^2 \omega^2 \sigma_1 \sigma_2}{2(M + m_x)^2 (C_y - m_y \omega^2)}$$

Для устойчивости синфазного вращения необходимо и достаточно, чтобы при $\alpha=0$ функция $D^* = Q^* \cos \alpha$ имела минимум. Это приводит к условию

$$Q^* < 0 \quad (4)$$

Рассмотрены некоторые частные случаи:

1) дополнительные массы отсутствуют ($m_x = m_y = 0$). Тогда после преобразований получается

$$\frac{Mr^2}{J} > 1 + \sigma_1 \sigma_2 \quad (5)$$

Это неравенство, как и должно быть, совпадает с полученным в книге ⁴.

2) отсутствует одна из дополнительных масс ($m_x = 0$), тогда неравенство (4) сводится к условию:

$$1 + \sigma_1 \sigma_2 + \frac{m_y^2 \omega^2 \sigma_1 \sigma_2}{M(C_y - m_y \omega^2)} < \frac{Mr^2 \sigma_1 \sigma_2}{J + m_y l_2^2} \quad (6)$$

Если $\sigma_1 \sigma_2 = 1$, т.е. требуется обеспечить синфазный режим, то должно быть:

$$\frac{Mr^2}{J + m_y l_2^2} > 2 + \frac{m_y^2 \omega^2}{M(C_y - m_y \omega^2)}$$

⁴Блехман И.И. Вибрационная механика М, 1994

т.е. при послерезонансной настройке должно удовлетворяться более мягкое условие и $\frac{M\gamma^2}{J}$ может быть гораздо меньше.

В **четвертой** главе рассматривается самосинхронизация четырех механических вибровозбудителей при различных вариантах их кинематической связанности.

Схема системы представлена на Рис. 4. Жесткая платформа 1 массы M установлена на виброизолирующих пружинах 2 весьма малой жесткости C и совершает плоские колебания. На торцах платформы установлены две пары соосных механических вибровозбудителей. Эксцентриситеты роторов возбудителей ε и неуравновешенные массы m в каждой паре считаются одинаковыми (соответственно ε_h и ε_v, m_h и m_v). Все вибровозбудители считаются обладающими одинаковыми положительными парциальными угловыми скоростями ω . Через b и h обозначены расстояния осей роторов от центра масс платформы. За обобщенные координаты принимаются горизонтальное смещение x и вертикальное смещение y платформы от положения, соответствующего ненапряженным упругим элементам, угол поворота платформы φ , отсчитываемый против часовой стрелки от линии горизонта, а также углы поворотов роторов φ_s .

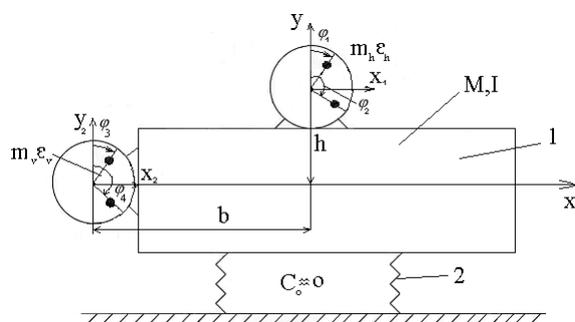


Рис. 4: Система с двумя парами дебалансных роторов

В результате вычисления было получено выражение для функции D .

Рассмотрено несколько случаев кинематической связанности роторов в парах:

1. Верхние и боковые роторы связаны таким образом, что каждая пара обеспечивает прямолинейную вынуждающую силу соответственно в вертикальном и горизонтальном направлениях. Этому случаю соответствуют параметры: $\sigma_1 = -\sigma_2 = 1$; $\alpha_1 = \alpha_2$; $\sigma_3 = -\sigma_4 = 1$; $\alpha_3 = \alpha_4 + \pi$

2. Верхние и боковые роторы связаны так, что обе пары возбуждают вертикальную вынуждающую силу.

Тогда $\sigma_1 = -\sigma_2 = 1$; $\alpha_1 = \alpha_2$; $\sigma_3 = -\sigma_4 = 1$; $\alpha_3 = \alpha_4$ В каждом случае установлен характер колебаний платформы.

Исследованное устройство может найти применение в различных случаях, когда необходимы как горизонтальные, так и вертикальные колебания рабочего органа. Примером могут служить установки литейного производства.

Пятая глава работы посвящена исследованию медленных колебаний неуравновешенных роторов вибровозбудителей при возмущении режимов самосинхронизации. Рассматриваемое устройство состоит из жесткой платформы, связанной с неподвижным основанием посредством упругого элемента с жесткостью c и линейного демпфирующего элемента с коэффициентом демпфирования β . Платформа может совершать колебания вдоль направления x (Рис. 5). На платформе установлено два дебалансных вибровозбудителя - неуравновешенных ротора, приводимых во вращение от электродвигателей асинхронного типа; оси роторов перпендикулярны направлению колебаний платформы.

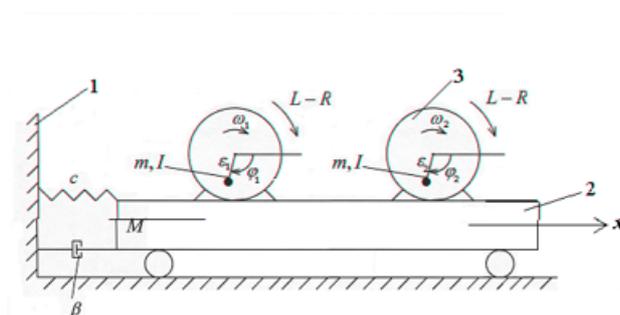


Рис. 5: Платформа с двумя вибровозбудителями

Уравнения движения описанной системы могут быть записаны:

$$I_s \ddot{\varphi}_s = L_s(\dot{\varphi}_s) - R_s(\dot{\varphi}_s) + m_s \varepsilon_s (\ddot{x} \sin \varphi_s + g \cos \varphi_s), \quad s = 1, 2$$

$$M \ddot{x} + \beta \dot{x} + cx = \sum_{j=1}^2 m_j \varepsilon_j (\ddot{\varphi}_j \sin \varphi_j + \dot{\varphi}_j^2 \cos \varphi_j) \quad (7)$$

где m_s и I_s - масса и момент инерции ротора s -го вибровозбудителя относительно оси, проходящей через его центр тяжести; L_s - вращающий момент асинхронного электродвигателя; R_s - момент сил сопротивления, обусловленный сопротивлением в подшипниках; ε - эксцентриситет ротора; M - масса всей системы; φ_s - углы поворота роторов, отсчитываемые от оси ox по ходу часовой стрелки; x - смещение платформы от положения, соответствующего ненапряженному упругому элементу.

Как показано в работах И.И.Блехмана, система (7) при определенных условиях допускает устойчивые стационарные решения вида:

$$\varphi_s = \omega t + \alpha_s + \psi_s(\omega t), \quad x = x(t, \omega t)$$

где α_s - постоянные; ψ_s , $x - 2\pi$ - периодические функции $\tau = \omega t$ с нулевыми средними по этому аргументу; эти решения соответствуют синхронному вращению роторов возбудителей со средней частотой ω .

Для разности фаз $\alpha = \alpha_1 - \alpha_2$ в работе получено уравнение:

$$I\ddot{\alpha} + k\dot{\alpha} + \frac{(m\varepsilon\omega^2)^2}{M} \frac{p^2 - \omega^2}{(p^2 - \omega^2)^2 + 4n^2\omega^2} \sin \alpha = 0 \quad (8)$$

Это уравнение, описывающее медленные взаимные колебания роторов, имеет два стационарных решения $\alpha = \alpha_1 = 0$ и $\alpha = \alpha_2 = \pi$. Первое решение $\alpha = \alpha_1 = 0$ устойчиво в дорезонансной области $\omega < p$, а второе $\alpha = \alpha_2 = \pi$ - в послерезонансной области $\omega > p$.

Частота относительных свободных колебаний роторов в обоих случаях, согласно уравнению (8), определяется выражением:

$$q_2 = \frac{m\varepsilon\omega^2}{\sqrt{MI}} \frac{\sqrt{|p^2 - \omega^2|}}{\sqrt{(p^2 - \omega^2)^2 + 4n^2\omega^2}} \quad (9)$$

Примечательно, что эта частота в $\sqrt{2}$ раз больше частоты полумедленных колебаний одного ротора, найденных в работе ¹. Такой результат допускает простую физическую интерпретацию: частота свободных колебаний свободной системы из двух одинаковых масс, соединенных пружиной, как раз в $\sqrt{2}$ раз больше частоты колебаний одной из масс, соединенной пружиной той же жесткости.

Основные результаты работы

- Рассмотрена система из двух соосных дебалансных вибровозбудителей со внутренней степенью свободы, установленных на мягко виброизолированном твердом теле. Система описывается шестью существенно нелинейными дифференциальными уравнениями второго порядка. При этом получены следующие результаты:
 - а) Проанализированы условия временной устойчивости в малом синхронно-синфазного режима движения возбудителей в такой системе, полученные И.И.Блехманом и Л.Шперлингом.
 - б) Условия устойчивости Блехмана-Шперлинга выражены непосредственно через параметры системы; показана их непротиворечивость, доказано, что удовлетворение первых двух при обычных для практики значениях параметров гарантирует выполнение третьего.

в) С целью изучения глобального поведения системы составлена компьютерная модель, описывающая ее движение. На основе использования этой модели доказано, что время сохранения синфазного режима увеличивается при уменьшении интенсивности диссипации. Показана возможность обеспечения "обычной" устойчивости синфазного режима за счет импульсной коррекции движения одного из роторов.

- Показано, что путем введения дополнительных степеней свободы носителя обеспечивается устойчивость желаемой фазировки вращения возбудителей, которая при отсутствии этих степеней свободы неустойчива.
- Определены условия, при которых фазировки роторов в синхронных режимах вращения являются устойчивыми при различных вариантах соединения вибраторов в парах.
- Исследованы медленные колебания неуравновешенных роторов вибровозбудителей при возмущении режимов самосинхронизации. Показано, что частота этих колебаний в $\sqrt{2}$ раз превышает частоту "полумедленных" колебаний одного ротора в режиме пуска и остановки. Дана физическая интерпретация этого факта.

Публикации автора по теме диссертации

Статьи в рецензируемых журналах и изданиях:

1. Потапенко М.А. Медленные колебания неуравновешенных роторов вибровозбудителей при возмущении режимов самосинхронизации, Проблемы машиностроения и надежности машин №3,2008, с.27-29.

Другие публикации:

2. Potapenko M.A. The mathematical model of the vibrational stand motion, // Proc. СОС '97, v. 3, p.163, 1997.
3. Потапенко М.А. Агрегативная модель динамики вибростенда, // Первые Окуневские чтения, С.Пб, 1997.
4. Потапенко М.А. Исследование динамики вибростенда с двумя неуравновешенными роторами, Междунар. конф. "Нелинейные науки на рубеже тысячелетий "с.37, СПб, 1999.

5. Potapenko M.A. On simple synchronous motions of two debalanced vibroexciters, // Proc COS'2000 SPb, v.1, p.173, 2000.
6. Потапенко М.А. Анализ результатов моделирования изменения разности углов вращения роторов вибростенда, Междунар. конференция "Математика в Вузе" с.211-212, Псков, 2001.
7. Потапенко М.А. Компьютерное моделирование движения вибростенда при постоянных внешних воздействиях, Труды третьей международной конференции "Tools for Mathematic Modelling" с.109, С.-Петербург, 2001.
8. Потапенко М.А. Математическая модель колебаний вибростенда, VIII Всероссийский съезд по теоретической и прикладной механике, с.496-497, Пермь, 2001.
9. Потапенко М.А. Синхронизация неуравновешенных роторов вибростенда, 4 Междунар. конф. "Динамика систем, механизмов и машин", с.91-92, Омск, 2002.
10. Потапенко М.А. Управление колебаниями вибростенда изменением жесткости удерживающих пружин, Труды Междунар. конф. "Общие проблемы управления и их приложения", Тамбов, 2003.
11. Potapenko M.A. Effect of the additional degrees of freedom of the system on self-synchronization of mechanical vibro-exciter, XXXIV APM'2006, SPb.
12. Potapenko M.A. Self-synchronization of four mechanical vibroexciters at various variants of kinematical connection, XXXVI APM'2008, SPb.
13. Potapenko M.A. Slow oscillations of the unbalanced rotors when perturbing the self-synchronizing regimes, 6th ENOC' 2008, Russia.
14. Potapenko M.A. The self-synchronization of two coaxial unbalanced vibroexciters with inner degree of freedom and the "asleep" gyroscope problem, XXXVII APM'2009, Russia, p.72.
15. Potapenko M.A. The study of self-synchronization of vibroexciters with inner degree of freedom using numerical methods, 4th International Scientific Conference on Physics and Control - Physcon'2009, Italy.
16. Potapenko M.A. Improvement of the dynamic behaviours of the plant with self synchronizing vibro-exciter by means of additional degrees of freedom, XXXVIII APM'2010, Russia, p.81.

Для заметок

Подписано к печати 05.03.2012. Формат 60x90/16
Бумага офсетная. Печать офсетная. Заказ 87. Тираж 100 Объем 1 п.л. ПМЛ СПбГУ
199034, Санкт-Петербург, наб. Макарова, 6