


На правах рукописи



Нгуен Ван Тханг

**ДИНАМИКА И УСТОЙЧИВОСТЬ  
БЫСТРОВРАЩАЮЩЕГОСЯ РОТОРА  
С ПЛАВАЮЩЕЙ ВТУЛКОЙ**

Специальность 01.02.06 – динамика, прочность машин, приборов и аппаратуры

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

Санкт-Петербург – 2012

Работа выполнена на кафедре «Физика и математическое моделирование в механике» Федерального государственного бюджетного образовательного учреждения высшего профессионального образования «Санкт-Петербургский государственный политехнический университет».

Научный руководитель: доктор технических наук, профессор

Арсеньев Дмитрий Германович

Официальные оппоненты: Блехман Илья Израилевич

доктор физико-математических наук, профессор,  
Институт проблем машиноведения Российской  
академии наук (ИПМаш РАН), заслуженный  
деятели науки Российской Федерации

Суханов Александр Алексеевич

кандидат технических наук, доцент,

ФГБОУ ВПО «Санкт-Петербургский

государственный политехнический университет»

Ведущая организация:

ФГБОУ ВПО «Санкт-Петербургский национальный  
исследовательский университет информационных  
технологий, механики и оптики»

Защита состоится " " \_\_\_\_\_ 2012г. в \_\_ часов на заседании диссертационного  
совета Д212.229.13 при ФГБОУ ВПО «Санкт-Петербургский государственный  
политехнический университет» по адресу: 195251, Санкт-Петербург, ул.  
Политехническая, д. 29.

С диссертацией можно ознакомиться в фундаментальной библиотеке ФГБОУ  
ВПО «Санкт-Петербургский государственный политехнический университет»

Автореферат разослан – «\_\_» \_\_\_\_\_ 2012 г.

Ученый секретарь диссертационного совета

доктор технических наук, профессор



Б.С.ГРИГОРЬЕВ

## 1. ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

**Объект исследования и актуальность темы.** Радиальные (опорные) подшипники скольжения с гидродинамической смазкой обладают рядом существенных преимуществ перед подшипниками качения. Они могут воспринимать значительные нагрузки, имеют большой срок службы, могут работать при больших скоростях вращения, имеют низкое сопротивление вращения, плавность и бесшумность работы по сравнению с другими видами подшипников. Однако наиболее серьезной и частой причиной, вызывающей потерю ротором устойчивости и появление самовозбуждения, является действие смазочного слоя в подшипниках скольжения. В настоящее время особенно часто наблюдаются эти явления в связи с увеличением скоростей вращения роторов и уменьшением их веса. В первую очередь это относится к высокоскоростным компрессорам, турбодетандерам и газовым турбинам.

В рамках классической теории подшипника рассматривается вращающийся вал (ротор) внутри гнезда, которое фиксировано в пространстве. Зазор между ротором и гнездом заполнен несжимаемым маслом. В данной диссертации исследуется более сложный случай упорного подшипника скольжения с втулкой, который состоит из трех частей: а) фиксированный цилиндр (корпус подшипника), б) вращающийся плавающий вал (ротор) и в) плавающий цилиндр (втулка), свободно вращающийся в зазоре между корпусом и ротором. Все зазоры между ними заполнены несжимаемым маслом.

**Целью диссертационной работы** является исследование устойчивости движения ротора в подшипнике скольжения и приближенный анализ его автоколебаний. Основная трудность задачи заключается в том, что необходимо установить аналитическую зависимость сил и моментов, действующих на ротор, от положения ротора и втулки в зазорах. С этой целью необходимо исследовать течение масла в зазоре, для чего необходимо произвести обобщение теории гидродинамической смазки на случай значительных центробежных сил. Учет центробежных сил обязателен ввиду высокой скорости вращения ротора. Анализ

устойчивости симметричного вала, вращающегося в двух одинаковых цилиндрических подшипниках скольжения, приводится к решению нелинейной системы дифференциальных уравнений 4 порядка.

**Для достижения цели были решены следующие основные задачи:**

Составлены уравнения движения смазки в тонком смазочном слое подшипников скольжения с учетом центробежных сил.

Проведено обобщение уравнения Рейнольдса на случай значительных центробежных сил.

Получены явные выражения для функции распределения давления в зазоре из обобщенного уравнения Рейнольдса.

Определены силы, действующие на ротор и на втулку в подшипниках скольжения с плавающей втулкой.

На основе полученных выражений для сил реакции получены положения равновесия ротора и втулки.

Получены явные выражения для моментов, действующих на ротор и на втулку в подшипниках скольжения. Из условия равенства моментов, определена скорость вращения втулки в зазоре между корпусом подшипника и ротором. Это позволило определить силы, действующие на ротор и втулку, так как они зависят от угловой скорости вращения втулки.

В первом приближении исследована устойчивость положения равновесия центра ротора в подшипнике. Проведен анализ влияния структуры сил, а также определена амплитуда и частота автоколебаний ротора вокруг положения равновесия.

**Научная новизна** работы заключается в следующем:

- 1) составлены уравнения динамики смазки на случай значительных центробежных сил и найдено распределение давления в зазоре;
- 2) получены явные выражения для сил, действующих на ротор и также выражения для сил, действующих на втулку со стороны масла. В результате

получено множество равновесных положений центров ротора и втулки в смазочном слое;

- 3) разработан аналитический метод определения угловой скорости вращения втулки и получено явное выражение для угловой скорости;
- 4) проведено исследование устойчивости положения равновесия центра шипа в подшипнике, заполненном маслом, с учетом центробежных сил и гидродинамики смазки с помощью метода Пуанкаре линеаризации нелинейной системы уравнений движения центра шипа;
- 5) получены аналитические выражения для параметров автоколебаний ротора. Показано, что траектория автоколебаний центра шипа является окружностью или эллипсом в зависимости от параметров системы. Частота автоколебаний центра шипа оказывается равной или чуть меньше половины суммы угловых скоростей ротора и втулки.

**Практическая значимость** работы заключается в предсказании критических зон возникновения автоколебаний, а также величины и частоты предельных циклов автоколебаний быстровращающихся роторов в подшипниках скольжения, что дает возможность рассчитывать их ресурс. Это позволяет обеспечить безопасное функционирование современных двигателей внутреннего сгорания, газовых турбин и турбокомпрессоров, а также объектов нефтегазовой промышленности, авиации, химической промышленности. Разработанные расчетные методики позволяют проводить конструирование и расчет подобных машин и вспомогательных агрегатов. Появляется возможность систематизировать и аппроксимировать экспериментальные данные и результаты испытаний, проводить диагностику и контроль действующих промышленных объектов.

**На защиту выносятся следующие основные результаты и положения:**

- 1) Сформулирована и решена задача течения жидкости в зазоре подшипника скольжения с учетом центробежных сил жидкости.
- 2) Произведено обобщение уравнения Рейнольдса на случай значительных центробежных сил. Получено обобщенное уравнение Рейнольдса в случае короткого подшипника.

- 3) Решено обобщенное уравнение Рейнольдса и получены явные выражения для распределения давления в зазоре.
- 4) Разработан аналитический метод нахождения явных выражений для сил, действующих на ротор и плавающую втулку.
- 5) Получены линии равновесных положений центра ротора и втулки в смазочном слое.
- 6) Получено аналитическое выражение для угловой скорости вращения втулки в зазоре между ротором и корпусом.
- 7) Проведено исследование устойчивости положения равновесия центра шипа в подшипнике, заполненном маслом, с учетом центробежных сил и гидродинамики смазки.
- 8) Показано, что траектория автоколебаний центра шипа является окружностью или эллипсом в зависимости от характеристик системы. Получены аналитические выражения для параметров автоколебаний ротора.

**Апробация работы.** Результаты научных исследования опубликованы в 7 печатных работах и докладывались на ряде конференций различного уровня: Международная школа – конференция “Актуальные проблемы механики” (АРМ), Санкт-Петербург (2008, 2010, 2011, 2012); Неделя науки ФГБОУ ВПО «СПбГПУ». Всероссийская межвузовская научно-техническая конференция, Санкт-Петербург (2008, 2010, 2011); Научно-практическая конференция “Научные исследования и инновационная деятельность”, Санкт-Петербург (2009); семинар Института Проблем Машиноведения РАН, Санкт-Петербург (2011, 2012).

**Публикации.** Основные положения диссертации опубликованы в 7 печатных работах по теме диссертации, из них 3 статей в издании, входящем в перечень ВАК [1, 2, 3], 2 статьи в сборниках трудов конференций [6, 7] и 2 тезиса докладов [4, 5].

**Структура и объем диссертации.** Содержание диссертации изложено на 106 страницах текста, текст содержит 27 рисунков. Работа состоит из введения, 4 глав, заключения и списка литературы.

## 2. СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Работа состоит из четырех глав.

**Во введении** обоснована актуальность выбранной темы диссертации, сформулирована ее цель и основные направления исследований. Проведен обзор литературных данных, приведены сведения о колебаниях роторов в подшипниках скольжения.

**В главе I** составлены уравнения движения смазки в тонком смазочном слое подшипников скольжения с двумя вращающимися цилиндрами. Проведено исследование течения смазки в зазоре с учетом центробежных сил.

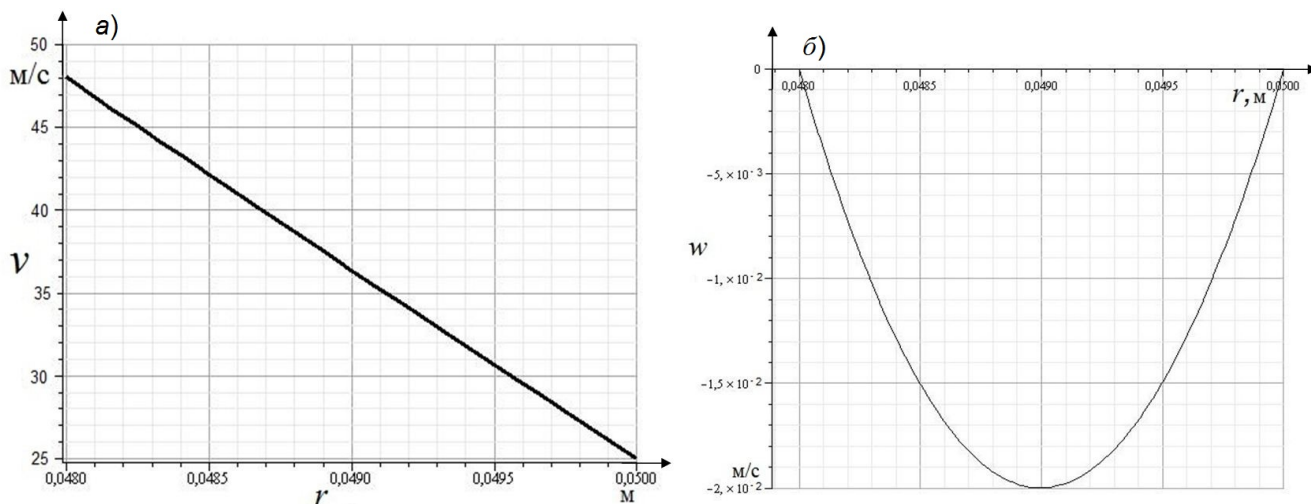


Рис. 1. Графики компонент скорости смазки в зазоре  $\mathbf{v} = \mathbf{e}_r u + \mathbf{e}_\varphi v + \mathbf{e}_z w$ :  $a$  – компонента  $v(r)$ ;  $b$  – компонента  $w(r)$

В результате численного расчета получено, что в зазоре подшипника существует несколько течений: течение смазки вокруг вращающейся оси ротора является круговым течением Куэтта, а течение смазки вдоль образующих линий является течением Пуазейля (рис. 1).

Далее в первой главе исследуется поле распределения давления. Получено уравнение распределения давления в зазоре, которое является обобщением уравнение Рейнольдса с учетом центробежных сил в цилиндрической системе координатах:

$$\frac{h_1^3}{6} \frac{\partial^2 P_1}{\partial z^2} + \frac{h_1^3}{6} \frac{1}{(R_1 + h_1) R_1} \left[ \frac{\partial^2 P_1}{\partial \varphi^2} + \frac{3}{h_1} \frac{\partial P_1}{\partial \varphi} \frac{\partial h_1}{\partial \varphi} \right] = \mu \frac{R_1}{R_1 + h_1} \left[ 2 \frac{\partial h_1}{\partial t} + (\omega_1 + \omega_2) \frac{\partial h_1}{\partial \varphi} \right]. \quad (1)$$

Здесь давление во внутреннем зазоре -  $p_1 = \int \rho \frac{v^2}{r} dr + P_1(\varphi, z)$ ,  $h_1$  – ширина зазора.

В рамках теории короткого подшипника получены явные выражения для распределения давления в зазоре через его кинематические параметры. В последнем параграфе проводятся численные исследования распределения давления в зазоре для некоторых кинематических положений ротора в подшипнике скольжения (рис. 2, 3).

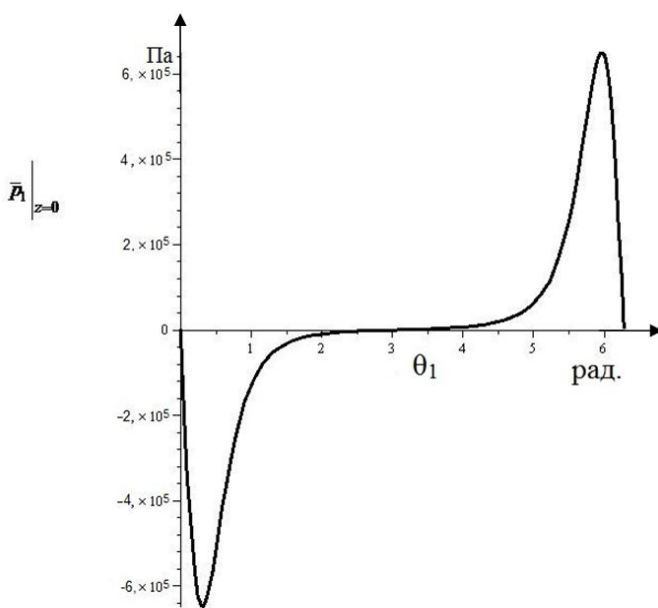


рис. 2. График распределения давления в зазоре в поперечном сечении  $z = 0$

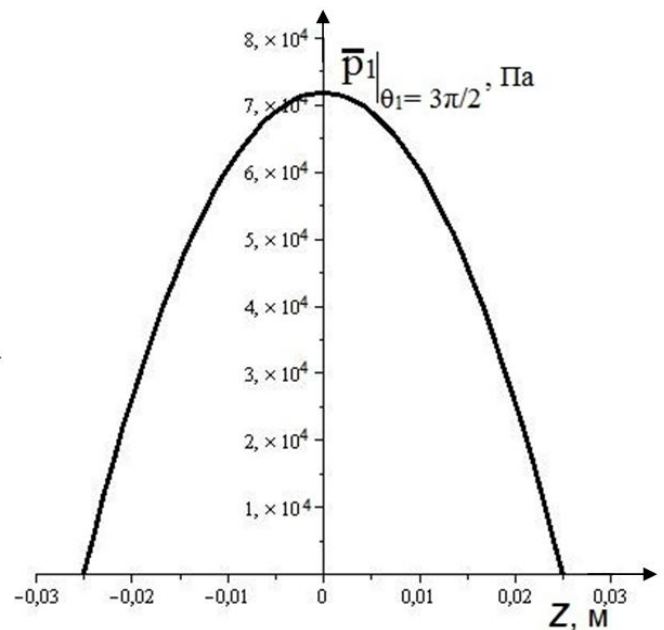


Рис. 3. График распределения давления вдоль подшипника на линии  $\theta_1 = 3\pi/2$

**Во второй главе** рассматриваются силы, действующие на ротор и на втулку в подшипниках скольжения, т. е. принимается, что подшипник состоит из трех частей (абсолютно твердых тел): фиксированный цилиндр (гнездо), плавающий вал (ротор), вращающийся со скоростью  $\omega_1$  и плавающий цилиндр (втулка),



вращающийся с угловой скоростью  $\omega_2$ . Зазоры между твердыми телами заполнены несжимаемым маслом (рис. 4).

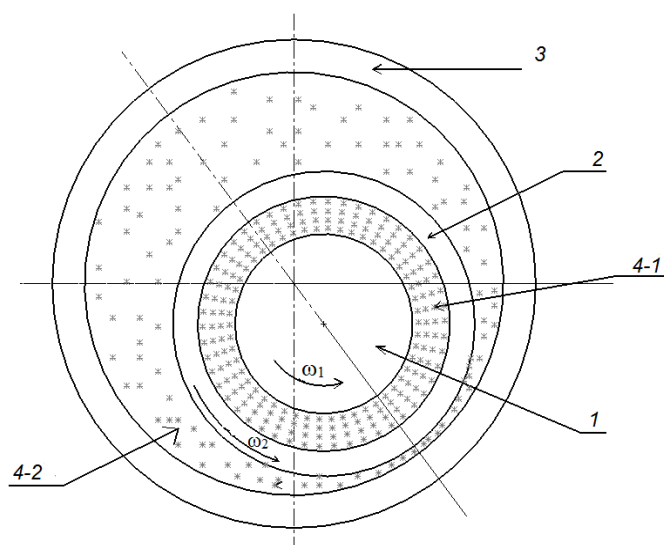


Рис. 4. Схематическое представление упорных подшипников скольжения с тремя цилиндрами: 1 – плавающий ротор; 2 – плавающая втулка (кольцо); 3 – фиксированный цилиндр (корпус подшипника); 4 – несжимаемое масло (4-1 – внутреннее поле, 4-2 – внешнее поле);  $\omega_1$ ,  $\omega_2$  – угловые скорости вращения элементов 1 и 2, соответственно

Для получения сил реакции от смазочного слоя на ротор и на втулку необходимо определить границы смазочного слоя в подшипнике скольжения. Принята гипотеза Зоммерфельда о границах смазочного слоя, т. е. принято, что смазочный слой окружает весь ротор. Имея в распоряжении решение из теории короткого подшипника, получены выражения для сил, действующих на ротор и втулку со стороны смазочного слоя, путем интегрирования определена функции распределения давления по поверхности ротора и по поверхности втулки. После получения выражений сил реакции, последовательно исследуются распределение положений равновесия центра ротора в подшипнике и распределение положений равновесия центра втулки, вращающейся и плавающей в смазочном слое в зазоре между корпусом подшипника и ротором.

В результате этой главы получены явные выражения для сил, действующих на ротор:

$$F_{1\xi}^R = -\chi LR_1 B_1 \pi \frac{1 + 2\varepsilon_1^2}{(1 - \varepsilon_1^2)^{5/2}} = -kT_1(\varepsilon_1) \frac{2\dot{\varepsilon}_1}{\omega_1 + \omega_2},$$

$$F_{1\eta}^R = -\chi LR_1 A_1 \pi \frac{\varepsilon_1}{(1 - \varepsilon_1^2)^{3/2}} = -kT_2(\varepsilon_1) \left( \frac{2\dot{\gamma}_1}{\omega_1 + \omega_2} - 1 \right);$$
(2)

$$\text{где } T_1(\varepsilon_1) = \frac{1+2\varepsilon_1^2}{(1-\varepsilon_1^2)^{5/2}}, T_2(\varepsilon_1) = \frac{\varepsilon_1}{(1-\varepsilon_1^2)^{3/2}}, k = \chi\pi LR_1 = \frac{\mu\pi L^3 R_1(\omega_1 + \omega_2)}{2h_{01}^2}. \quad (3)$$

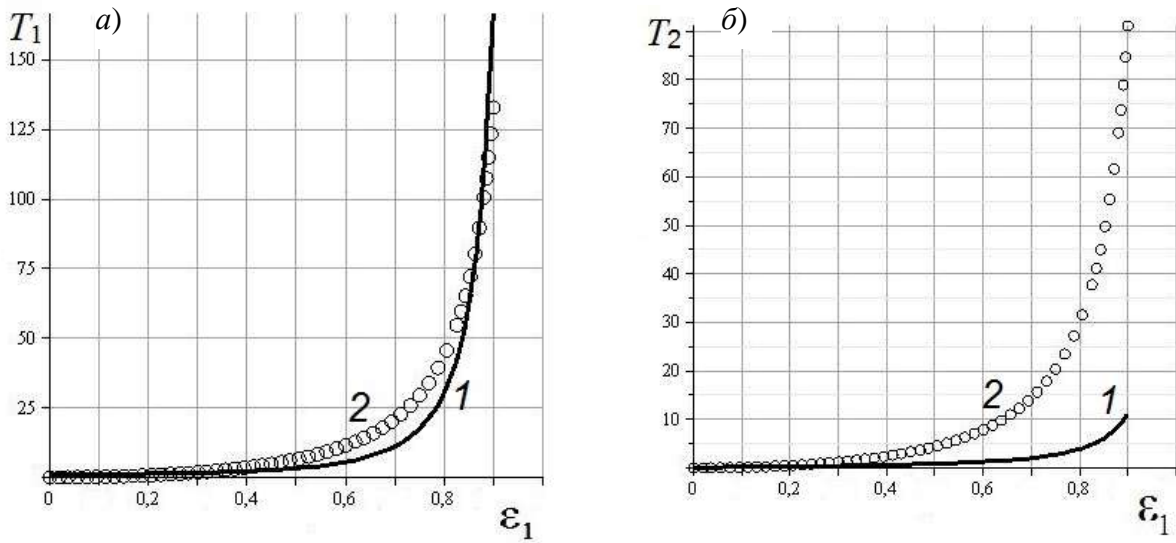


Рис. 5. Сравнение полученных по формуле (3) расчетных результатов (кривые 1) с данными Тондла (кривые 2), рассчитанными при  $L/R_1 \approx 1$  (короткий подшипник) без учета течения вдоль подшипника:  $a - T_1(\varepsilon_1)$ ,  $b - T_2(\varepsilon_1)$

Так как  $T_i(\varepsilon_1) \geq 0$  и  $T_i(\varepsilon_1) \rightarrow \infty$  при  $\varepsilon_1 \rightarrow 1$  ( $i=1,2$ ) (рис. 5), то из (2) следует, что сила  $\mathbf{F}_1^P$ , действующая на ротор со стороны смазочного слоя, может достигать больших значений. Кривые 1 и кривые 2 не совсем совпадают из-за того, что Тондл принимал, что давление одинаково вдоль оси  $Oz$ , т. е. в его работе не производился учет течения вдоль подшипника.

Множество равновесных положений центра ротора в полярной системе координат, связанной с центром втулки, т. е. в подвижных осях, является горизонтальным отрезком  $\varepsilon_1^* \in [0, 1]$ ,  $\gamma_1^* = 3\pi/2$ , где  $\varepsilon_1^*$ ,  $\gamma_1^*$  — соответственно относительный эксцентриситет центра ротора и угол положения центра ротора в полярной системе координат (рис. 6). Также найдено множество равновесных положений центра втулки в полярной системе координат, связанной с центром корпуса подшипника, являющееся горизонтальным отрезком  $\varepsilon_2^* \in [0, 1]$ ,  $\gamma_2^* = 3\pi/2$ , где  $\varepsilon_2^*$ ,  $\gamma_2^*$  — соответственно относительный эксцентриситет центра втулки и угол, определяющий положение центра втулки в полярной системе координат (рис. 7).

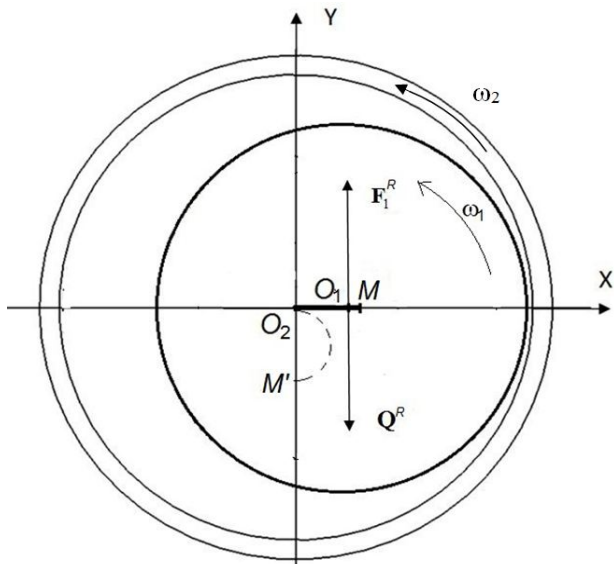


Рис. 6. Система втулка-ротор, на которой показано множество равновесных положений центра ротора (отрезок  $O_2M$ )

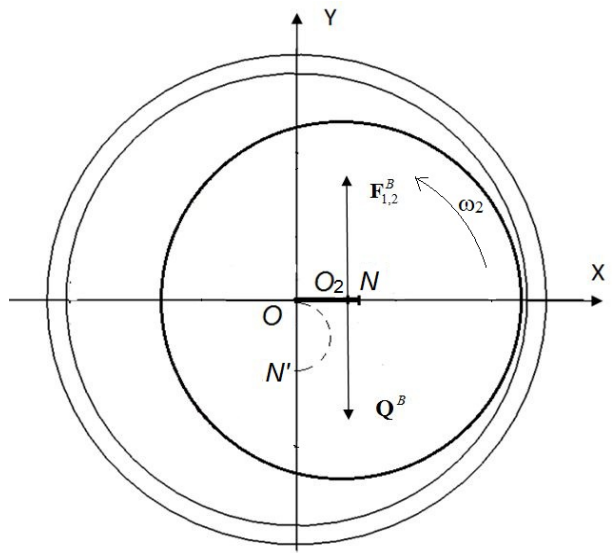


Рис. 7. Система втулка-корпус подшипника на которой показано множество положений центра втулки (отрезок  $ON$ )

**В главе III** исследуются моменты, действующие на ротор и на втулку в подшипниках скольжения. Интегрированием компонент тензора напряжений по поверхности зазора получены явные выражения для моментов, действующих как на ротор, так и на втулку подшипника. За область интегрирования принята область, где гидродинамическое давление положительно. Главной целью настоящей главы является определение скорости вращения втулки в зазоре между корпусом подшипника и ротором. Данная проблема является важной для определения сил, действующих на ротор и втулку, так как они зависят от угловой скорости вращения втулки. Угловая скорость вращения втулки в подшипнике скольжения получена в рамках теории короткого подшипника из условия равенства моментов, действующих на втулку со стороны масла извне и изнутри. До сих пор скорость вращения втулки определялась только экспериментальным методом.

В главе получены выражения для угловой скорости втулки в явном виде:

$$\frac{\omega_2}{\omega_1} = \left[ 1 + \frac{R_2}{R_1} \frac{\int_{\pi}^{2\pi} \left[ 1 - \left( \frac{R_2}{R_2 + h_2^*(\theta_2)} \right)^2 \right]^{-1} d\theta_2}{\int_{\pi}^{2\pi} \left[ 1 - \left( \frac{R_1}{R_1 + h_1^*(\theta_1)} \right)^2 \right]^{-1} d\theta_1} \right]^{-1}, \quad (4)$$

где  $R_1, R_2$  – соответственно радиус ротора и втулки, а  $h_1^*(\theta_1) = h_{01}(1 - \varepsilon_1^* \cos \theta_1)$  и  $h_2^*(\theta_2) = h_{02}(1 - \varepsilon_2^* \cos \theta_2)$  – ширины внутреннего и внешнего полей смазки в случае, когда центры ротора и втулки находятся в положении равновесия.

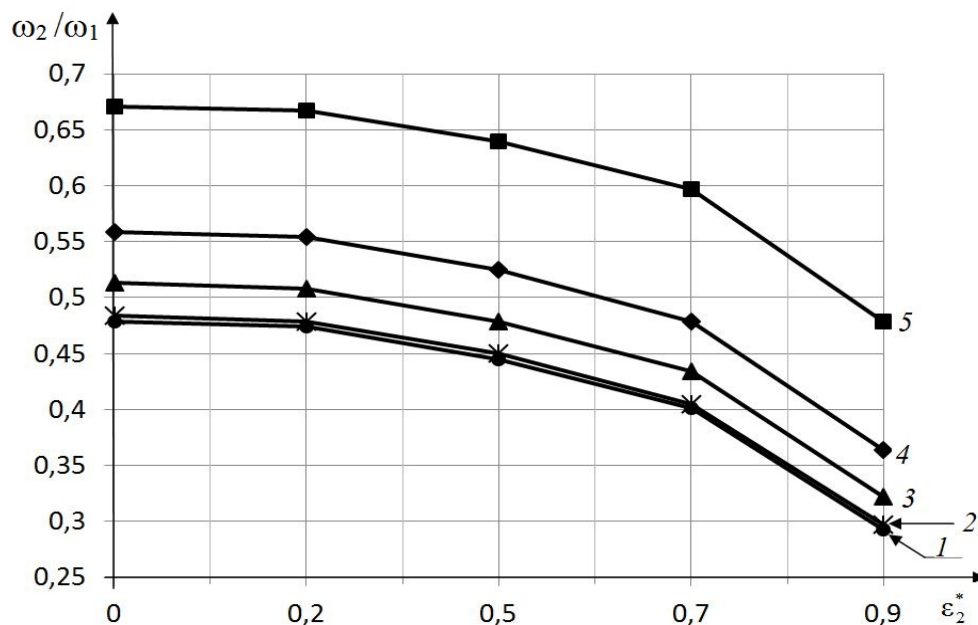


Рис. 8. Графики зависимости отношения угловых скоростей втулки и ротора  $\omega_2/\omega_1$  от относительного эксцентриситета втулки  $\varepsilon_2^*$  при разных значениях положения равновесия ротора в подшипнике скольжения  $\varepsilon_1^*$ : 0(1); 0,2(2); 0,5(3); 0,7(4); 0,9(5)

Численный расчет показал, что угловая скорость вращения втулки в подшипнике скольжения может меняться в достаточно широких пределах (рис. 8). Из анализа данных этого графика можно сделать следующие выводы:

1. Вопреки общепринятым представлениям угловая скорость втулки не всегда равна половине угловой скорости ротора, а только в частных случаях. Эти частные случаи реализуются при малых  $\varepsilon_1^*, \varepsilon_2^*$ , для которых  $\omega_2/\omega_1 \approx 0,5$  или немного меньше.

2. Угловая скорость втулки значительно меньше половины угловой скорости ротора ( $\omega_2 \approx \omega_1/3$ ) при  $\varepsilon_1^* \rightarrow 0, \varepsilon_2^* \rightarrow 1$ .

3. Угловая скорость втулки пропорциональна эксцентриситету ротора  $e_1^*$  (или  $\varepsilon_1^*$ ) и обратно пропорциональна своему эксцентриситету  $e_2^*$  (или  $\varepsilon_2^*$ ). При  $0,5 \leq \varepsilon_1^* < 1, \varepsilon_2^* \rightarrow 0$  угловая скорость втулки даже превышает половину угловой скорости ротора (кривая 5, на рис. 8).

**В последней, четвертой главе,** излагается исследование устойчивости положения равновесия шипа в подшипнике, заполненном маслом, с учетом центробежных сил и гидродинамики смазки, а также автоколебания около положения равновесия в случае как жесткого так и гибкого вала. Объектом исследования является валом, вращающийся в двух одинаковых подшипниках скольжения с втулкой. Сначала для простоты не учитывается влияние внешнего поля смазки и рассматривается система «втулка-ротор». Было получено уравнение движения в полярных координатах:

$$\begin{aligned} \ddot{\varepsilon}_1 - \dot{\gamma}_1^2 \varepsilon_1 &= -\frac{g}{h_{01}} \cos \gamma_1 - \frac{1}{m_1 h_{01}} kT_1(\varepsilon_1) \frac{2\dot{\varepsilon}_1}{\omega_1 + \omega_2} - \bar{\varepsilon} \omega_1^2 (\cos \omega_1 t \cos \gamma_1 + \sin \omega_1 t \sin \gamma_1); \\ \dot{\gamma}_1 \varepsilon_1 - 2\dot{\varepsilon}_1 \dot{\gamma}_1 &= \frac{g}{h_{01}} \sin \gamma_1 - \frac{1}{m_1 h_{01}} kT_2(\varepsilon_1) \left( \frac{2\dot{\gamma}_1}{\omega_1 + \omega_2} - 1 \right) + \bar{\varepsilon} \omega_1^2 (\cos \omega_1 t \sin \gamma_1 - \sin \omega_1 t \cos \gamma_1); \end{aligned} \quad (5)$$

где  $\bar{\varepsilon} = \varepsilon/h_{01}$  – безразмерное расстояние последнего от центра шипа.

С помощью метода Пуанкаре линеаризована нелинейная система уравнений движения. С помощью критерия Рауса-Гурвица показано, что положение равновесия движения шипа в подшипнике скольжения неустойчиво в первом приближении.

Далее в главе IV исследуется влияние структуры сил на устойчивость движения шипа, вращающегося в гидродинамической среде. Известно, что уравнения первого приближения во многих случаях дают верный ответ на вопрос об устойчивости движения, но очень часто заключение, которое можно получить из этих приближенных уравнений, не имеет ничего общего с решением исходных

уравнений. Исследование показывает, что положение равновесия движения шипа в подшипнике скольжения, находящегося под действием произвольных неконсервативных сил  $\mathbf{R} = -P\mathbf{q}$ , где вектор обобщенной координаты  $\mathbf{q} = (\varepsilon_{11}, \gamma_{11})^T$  и кососимметричная матрица  $P$ :

$$P = -P^T = \begin{pmatrix} 0 & \frac{1}{2}(m_1 g + kT_2'(\varepsilon_1^*)) \\ -\frac{1}{2}(m_1 g + kT_2'(\varepsilon_1^*)) & 0 \end{pmatrix} \quad (6)$$

и линейных диссипативных сил  $\mathbf{D} = -B_1\dot{\mathbf{q}}$ , всегда неустойчиво независимо от членов высшего порядка.

В последней части этой главы рассматриваются автоколебания ротора около положений равновесия в системе «втулка-ротор». В результате проведенного исследования положения равновесия шипа показано, что они неустойчивы, причем траектория автоколебания в одном случае есть окружность, а в другом эллипс. Формулы для радиуса окружности (амплитуда автоколебания) и эллиптичности получены в аналитическом виде. Показано, что частота автоколебания шипа равна или чуть меньше половины суммы угловых скоростей ротора и втулки.

**В заключении** сформулированы основные результаты работы.

1. Для современных машин с большими скоростями вращения валов, вообще говоря, нельзя пренебрегать силами инерции (в этом случае центробежными силами) жидкости в уравнениях движения смазки. С учетом центробежных сил жидкости глобальное давление в зазоре является функцией от радиуса, в противоположность классической теории короткого подшипника, где это давление является функцией только от центрального угла. В работе было получено уравнение распределения давления в зазоре, т. е. было проведено обобщение уравнения Рейнольдса на случай значительных центробежных сил. Согласно теории короткого подшипника были получены явные выражения для распределения давления в зазоре. Анализ показал, что в зазоре подшипника

существует несколько типов течений: течением смазки вокруг вращающегося оси ротора является круговое течение Куэтта, тогда как течение смазки вдоль образующих линий является течением Пуазейля.

2. Согласно гипотезе Зоммерфельда о границах смазочного слоя, т. е. в предположении, что смазочный слой окружает весь ротор, находятся явные выражения для сил, действующих на ротор и так же выражения для сил, действующих на втулку со стороны масла извне и изнутри. Проекция сил, действующих на ротор со стороны смазочного слоя, на линии центров втулки и ротора равна нулю в положении равновесия для центра ротора. В результате получено, что множество равновесных положений центра ротора в смазочном слое есть горизонтальный отрезок, проходящий через центр втулки. Относительный эксцентриситет центра ротора относительно центра втулки в положении равновесия пропорционален массе ротора. Для случая, в котором центр ротора находится в положении равновесия относительно втулки, проведен аналогичный анализ для втулки. В результате получается, что множество равновесных положений центра втулки тоже является горизонтальным отрезком, проходящим через центр корпуса подшипника. Относительный эксцентриситет центра втулки в положении равновесия также пропорционален массе втулки.
3. Формула для угловой скорости вращения втулки в подшипнике скольжения получена в рамках теории короткого подшипника из условия равенства моментов, действующих на втулку со стороны масла извне и изнутри. Численный расчет показал, что угловая скорость вращения втулки в подшипнике скольжения может меняться в достаточно широких пределах, она равна или чуть меньше половины угловой скорости ротора только в частных случаях, а именно когда  $\varepsilon_1^*$ ,  $\varepsilon_2^*$  малы. В общем случае угловая скорость втулки пропорциональна эксцентриситету ротора относительно втулки  $e_1^*$  (или  $\varepsilon_1^*$ ) и обратно пропорциональна своему эксцентриситету относительно корпуса подшипника  $e_2^*$  (или  $\varepsilon_2^*$ ).

4. При исследовании устойчивости положения равновесия шипа в подшипнике, заполненном маслом, с учетом центробежных сил и гидродинамики смазки был использован метод Пуанкаре для линеаризации системы уравнений движения шипа. Было показано, что положение равновесия движения шипа в подшипнике скольжения неустойчиво в первом приближении.

При анализе влияния структуры сил на устойчивость движения шипа, вращающегося в гидродинамической среде было получено, что положение равновесия движения шипа, находящегося под действием неконсервативных сил и линейных диссипативных сил, всегда неустойчиво независимо от членов высшего порядка, т. е. оно неустойчиво в большом. При этом неустойчивость равновесного положения непосредственно ведет к возникновению автоколебаний ротора.

5. При рассмотрении автоколебаний ротора было получено, что траектория автоколебаний центра шипа в одном случае есть окружность, а в другом эллипс. Формулы для радиуса окружности (амплитуда автоколебаний) и эллиптичности получены в явном виде. Частота автоколебаний центра шипа равна полусумме угловых скоростей ротора и втулки в том случае, когда траектория автоколебаний центра шипа является эллипсом, и она равна или чуть меньше полусуммы угловых скоростей ротора и втулки в случае, когда траектория автоколебаний центра шипа является окружностью.

#### **Основные положения работы отражены в публикациях:**

##### **В изданиях из перечня ВАК:**

1. Нгуен Ван Тханг. Силы и моменты, действующие на ротор в упорном подшипнике скольжения, с учетом гидродинамики смазки и центробежных сил [Текст] / В.Т. Нгуен // Научно-технические ведомости СПбГПУ. Физико-математические науки.– 2011.–№ 1(116).– С. 116-122.
2. Нгуен Ван Тханг. Определение скорости вращения втулки в упорном подшипнике скольжения с учетом гидродинамики смазки и центробежных сил [Текст] / В.Т. Нгуен, Д. Г. Арсеньев, А.К. Беляев // Научно-технические ведомости СПбГПУ. Физико-математические науки.– 2012.–№ 2(146).– С. 156-163.



3. Нгуен Ван Тханг. Устойчивость движения шипа в подшипнике скольжения и его автоколебания с учетом гидродинамики смазки и центробежных сил [Текст] / В.Т. Нгуен, Д. Г. Арсеньев, А.К. Беляев // Научно-технические ведомости СПбГПУ. Физико-математические науки.– 2012.–№ 3(153).– С. 143-153.

**В прочих изданиях:**

4. Нгуен Ван Тханг. Исследование действий сил и моментов на быстровращающийся плавающий ротор в упорном подшипнике скольжения [Текст] / В.Т. Нгуен, А. К. Беляев // Научные исследования и инновационная деятельность : материалы науч.-практ. Конф. – СПб.: Изд-во Политехн. Ун-та.– 2009. –С. 234-235.

5. Нгуен Ван Тханг. Определение скорости вращения втулки в упорном подшипнике скольжения с учетом гидродинамики смазки и центробежных сил [Текст] / В.Т. Нгуен, Д. Г. Арсеньев, А.К. Беляев // XL Неделя науки СПбГПУ, Материалы международной научно-практической конференции. СПб.: Изд-во Политех. ун-та. –2011.– С 298-299.

6. Belyaev, A.K. Forces and moments acting on the rapidly rotating floating bearing [Text] / A.K. Belyaev, M. Krommer, H. Irschik, Nguyen Van Thang // Proc. of XXXVI Summer School- Conference “Advanced Problems in Mechanics”. St. Petersburg, 2008.– P. 104-111.

7. Nguyen Van Thang. Distribution of the equilibrium positions of a shaft and defining the angular speed of the ring in a floating ring bearing [Text] / V.T. Nguyen, D.G. Arseniev, A.K. Belyaev // Proc. of XL Summer School- Conference “Advanced Problems in Mechanics”. St. Petersburg, 2012.– P. 378-385.