

На правах рукописи

*В. Погорелов*

Погорелов Виктор Иванович

**ЛИНЕЙНАЯ ТЕОРИЯ ДВИЖЕНИЯ РОТОРОВ С  
ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ КЛАССИЧЕСКИХ УГЛОВ ЭЙЛЕРА**

05.04.11 – Атомное реакторостроение, машины, агрегаты  
и технология материалов атомной промышленности

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

Екатеринбург-2004

Работа выполнена в Свердловском научно – исследовательском институте химического машиностроения.

Научный руководитель – доктор технических наук старший научный сотрудник Борисов Б.Р.

Официальные оппоненты:

доктор технических наук профессор Красильников А.Я.  
кандидат технических наук Епифанов С.С.

Ведущая организация: Томский государственный университет

Защита состоится 19 ноября 2004 года в 12 час. 00 мин. на заседании диссертационного совета ДС 212.027.02 Уральского государственного технического университета – УПИ по адресу:

620002, Екатеринбург, ул. Мира, 19, УГТУ - УПИ, ауд. Ф 420.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке Уральского государственного технического университета - УПИ

Автореферат разослан 18 октября 2004г.

Ученый секретарь диссертационного совета  
кандидат физико – математических наук  
доцент



Токманцев В.И.

2005 - 4  
17037

893648

## ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

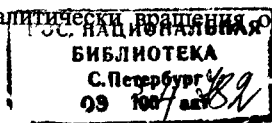
**Актуальность темы.** Роторы и валы являются главными элементами всех машин, аппаратов и приборов роторного типа. Например, электрические машины, турбореактивные двигатели, сепараторы, центрифуги и т. д.

Свою технологическую функцию роторы и валы выполняют только через вращение (или, в более широком понимании, через движение). Теория движения роторов и валов является важной частью всего машиностроительного комплекса, а также комплекса атомной промышленности. В атомной промышленности роторы используются для разделения изотопов, суспензий, эмульсий и как турбины АЭС.

В теории движения роторов вращение ротора (как твердого тела) традиционно описывается попеременно как в классических углах Эйлера  $\psi$ ,  $\theta$ ,  $\phi$  ( $\psi$ ,  $\phi$  - углы вращения соответственно вокруг оси опор, угол прецессии, и оси симметрии диска, угол собственного вращения;  $\theta$  - угол нутации, малый угол), так и в системе углов, в которой два угла являются малыми (в существующей теории роторов эта система углов обозначается обычно как  $\alpha$ ,  $\beta$ ,  $\gamma$  и названа Ишлинским углами Эйлера-Крылова [1, с.10]; углы  $\alpha$ ,  $\beta$  являются малыми).

В литературе отмечается, что движению ротора «соответствуют, вообще говоря, большие (а не малые) углы  $\psi$ ,  $\phi$ » [2, с.102]. Вместе с тем отмечается «неудобство применения классических углов Эйлера» [2, с.102], т.к. «в этих углах не так легко составить суждение о фактическом движении» оси симметрии ротора [1, с.10]. В результате в существующей теории роторов используются только углы  $\alpha$ ,  $\beta$ ,  $\gamma$ .

Каждая из систем углов  $\alpha$ ,  $\beta$ ,  $\gamma$  и  $\psi$ ,  $\theta$ ,  $\phi$  имеет свои преимущества и недостатки. Преимущества углов  $\alpha$ ,  $\beta$ ,  $\gamma$  в том, что они позволяют представить уравнения вращения ротора в упрощенном линейном виде, что невозможно в классических углах Эйлера. Поэтому углы  $\alpha$ ,  $\beta$ ,  $\gamma$  используются в данной работе при составлении уравнений движения ротора. Но классические углы Эйлера обладают важным свойством. А именно: вращения  $\psi$ ,  $\phi$  вокруг различных осей (оси опор и оси симметрии ротора) – это и есть незатухающая вибрация, одна из основных особенностей движения ротора, наблюдаемая в эксперименте и практике. Отказ от применения углов Эйлера привел к тому, что исчезла возможность простого линейного описания незатухающей вибрации ротора, т.к. в углах  $\alpha$ ,  $\beta$ ,  $\gamma$  представить аналитически вращение одновременно вокруг оси



опор и оси симметрии ротора оказалось невозможно. Поэтому незатухающая вибрация ротора с одним диском и связанные с ней явления оказались не описанными существующей аналитической теорией. Отметим также следующее. Так как диск жестко закреплен на валу, то его вращение (углы  $\psi$ ,  $\phi$ ) передаются валу, вызывая прецессию вала (угол  $\psi$ ) и вращение вала вокруг своей изогнутой оси (угол  $\phi$ ). Это должно найти отражение в движении упругой оси вала, что и получено в работе в виде дифференциального уравнения упругой линии вращающейся балки. Кроме того, нужно было для каждой стационарной частоты  $\omega$  вращения ротора найти конкретно частоту прецессии  $\dot{\psi} = n$  и частоту собственного вращения  $\dot{\phi} = k$  ротора. Последнее было получено в результате использования условия вращения ротора для свободных колебаний, позволившего найти частоты  $n$ ,  $k$ . Таковы основные идеи использования классических углов Эйлера в данной работе. Эти идеи в существующей литературе не упоминаются. Их реализация приводит к возможности аналитического решения задачи о собственных и вынужденных колебаниях ротора с одним диском и установления всего спектра условий, при которых осуществляется сложный режим одновременного вращения вокруг оси опор и оси симметрии ротора. В этом и состоит актуальность настоящей работы.

Работа выполнена в рамках направления «6. Атомная наука» и соответствует основной задаче «6.9. Общеотраслевые и обеспечивающие работы» Минатома России на 2003-2006 годы (приказ Министра от 22.05.2003 № 238).

Таким образом, **цель работы:** рассмотреть движение ротора с одним диском с применением классических углов Эйлера. Найденное решение должно описывать основные опытные данные по колебаниям и неустойчивости ротора.

Для достижения цели решаются задачи составления и решения дифференциальных уравнений движения ротора и вала. При решении поставленных задач используются как углы  $\alpha$ ,  $\beta$ ,  $\gamma$ , (как более простые при составлении линейных уравнений движения ротора), так и углы  $\psi$ ,  $\theta$ ,  $\phi$  (как несущие в себе главную особенность вращения ротора).

**Новизна полученных результатов.** В результате решения поставленных задач установлено, что основой всех наблюдаемых особенностей движения ротора с одним диском (незатухающая вибрация, самовозбуждение, неустойчивость, критические скорости высших порядков, субгармонические частоты) является одновременное вращение ротора вокруг оси опор (угол  $\psi$ ) и вокруг оси

симметрии ротора (угол  $\varphi$ ). Все эти особенности получили объяснение с единой точки зрения. В этом новизна полученных результатов.

При постановке задач заранее было неизвестно какие именно параметры могут вызывать те или иные особенности движения ротора. Поэтому, чтобы не оставить какое – либо явление без объяснения, вся задача решалась в самом общем виде с учетом таких параметров ротора как зазоры в опорах, коэффициенты демпфирования и т.д. Такой подход способствовал выявлению дополнительных особенностей движения ротора с одним диском.

Можно отметить следующие экспериментальные данные: ротор с центральным диском самовозбуждается (т.е. возникает одновременное вращение вокруг оси опор и оси симметрии диска) не в момент прохождения первой критической скорости (как это имеет место для роторов с нецентральной диском), а в момент прохождения второй критической скорости. Вопрос о причинах такого необычного поведения ротора с центральным диском в литературе даже не ставится. Но эти экспериментальные данные получили адекватное описание в настоящей работе. Возможность такого описания также возникла благодаря использованию классических углов Эйлера и явному учету одновременного вращения диска вокруг оси опор и оси симметрии ротора.

**Теоретическая и практическая значимость.** В ходе решения поставленной задачи возникла необходимость решения предварительных и промежуточных задач, имеющих общую теоретическую значимость. Основные из этих задач следующие:

Кинематика вращения ротора.

Дифференциальное уравнение трехмерной (не плоской) упругой линии вращающейся балки.

Определение коэффициентов демпфирования ротора.

Определение частоты собственного вращения ротора.

Решение кубического уравнения.

В результате решения поставленной задачи выяснилось, что все роторы с одним диском делятся на четыре типа, которые определяются упругими свойствами вала и опор. Каждый тип имеет только свою амплитудно – частотную характеристику. Амплитудно – частотная характеристика является своеобразным паспортом для отдельного типа ротора и позволяет выбирать при проектировании ротор, соответствующий потребностям.

**На защиту** выносятся следующие основные результаты работы:

1. Решение предварительных задач: кинематика вращения ротора, дифференциальное уравнение упругой линии вращающейся балки, коэффициенты демпфирования упруго – вязкой системы с одной степенью свободы, решение алгебраического уравнения третьей степени.

2. Дифференциальные уравнения движения ротора, полученные с учетом ранее неиспользуемых параметров и методов (зазоры в опорах, одновременная упругость вала и опор, кинематика вращения ротора, дифференциальное уравнение упругой линии вращающейся балки), и решение этих уравнений.

3. Классификация типов роторов.

4. Решение вопросов устойчивости движения ротора

**Реализация и внедрение результатов работы.** Программа расчета критических скоростей многоучасткового вала цепочным методом эксплуатируется в Свердловском НИИ химмаше с 1974г.

**Апробация работы.** Основные идеи работы были доложены на семинаре в Институте проблем механики (г. Москва, 1983г.), на семинаре в Уральском государственном университете (Екатеринбург, 1993 г.). Результаты работы докладывались на Восьмом Всероссийском съезде по теоретической и прикладной механике (Пермь, 2001) и на семинарах в Уральском государственном техническом университете (Екатеринбург, 2003г.).

**Публикации.** По теме диссертации опубликовано 6 статей, реферат доклада на Восьмом Всероссийском съезде по теоретической и прикладной механике, два отчета о НИР. Результаты, вошедшие в диссертацию, получены автором лично.

**Структура и объем работы.** Диссертация состоит из введения, 5 глав, заключения и списка использованных источников из 80 наименований российских и зарубежных авторов. Работа содержит 139 страниц текста (без приложений) и имеет 15 рисунков.

## ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

**Введение.** Здесь приводится понятие ротора, описывается его значимость в машиностроительном комплексе и атомной промышленности. Кратко сообщается о недостатках существующей теории движения роторов. Отмечаются особенности обозначений.

**Глава 1. Обзор литературы.** В соответствии с обзором экспериментальных данных можно привести амплитудно - частотные характеристики для роторов с нецентральным диском (рис. 1) и для роторов с центральным диском (рис. 2). Эти характеристики можно рассматривать как прототипы амплитудно – частотных характеристик, полученных в работе (рис. 4, рис. 5).

На рис. 1, 2 изображено:  $\omega_1, \omega_2$  - критические частоты вращения,  $s_1, s_2$  - субгармонические частоты. (О субгармонических частотах и роторе см. с. 11).

В соответствии с обзором литературы можно сделать следующие основные выводы. Существующая теория роторов является неполной и противоречивой. **Неполнота** выражается, в основном, в следующем:

Отсутствует одновременный учёт упругости вала и опор.

Отсутствует учёт зазоров в опорах.



Рис. 1. Экспериментальные амплитудно – частотные характеристики ротора с нецентральным диском.

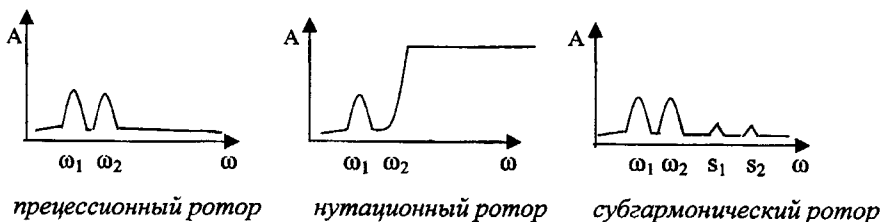


Рис. 2. Экспериментальные амплитудно – частотные характеристики ротора с центральным диском.

Нет учета классических углов Эйлера в общем случае.

Рассмотрим последнее. В работе показано, что в общем случае вращение ротора в первом приближении в стационарном режиме подчинено равенству

$$n + k = \omega, \quad (1)$$

где  $\omega$  - частота стационарного режима;  $n, k$  - соответственно частота прецессии и частота собственного вращения ротора.

В существующей литературе при исследовании устойчивости рассматриваются только частные случаи равенства (1), а именно [3]:

$$n = 0, \quad k = \omega \quad (2)$$

и [4]:

$$n = \omega, \quad k = 0 \quad (3)$$

Вместе с тем случаи (2), (3) в [3, 4] недостаточно проанализированы. А именно, случай (2) рассматривается при наличии внутреннего трения в материале вала, что невозможно физически, т.к. в этом случае  $k < \omega$ . Случай (3) рассматривается на неверно составленных уравнениях движения ротора. Условие неустойчивости движения ротора, полученное в [3], не соответствует экспериментальным данным, а экспериментальная проверка результатов, полученных в [4], в литературе не описана. Полученные в работе амплитудно-частотные характеристики для роторов, рассматриваемых в [3], [4] и названных здесь соответственно как ротор Пановко и ротор Димсентберга, приведены на рис. 5.

С равенством (1) при  $n \neq 0, k \neq 0$  связана незатухающая вибрация роторов. Однако этот вариант в существующей аналитической теории роторов с одним диском отсутствует. Следовательно, отсутствует возможность рассмотрения незатухающей вибрации роторов и связанных с ней явлений.

**Глава 2. Решение предварительных задач.** В работе решаются следующие четыре предварительные задачи.

1. Рассмотрена кинематика вращения ротора. Показано, что классические углы Эйлера ( $\psi, \theta, \phi$ ) и углы  $\alpha, \beta, \gamma$ , описывающие вращение ротора, в первом приближении связаны соотношениями

$$\alpha \sin \psi - \beta \cos \psi = 0, \quad \psi + \phi = \gamma. \quad (4)$$



Первое равенство в (4) используется как условие вращения. Из второго равенства в (4) путем дифференцирования по времени в случае стационарного режима можно получить равенство (1).

2. В существующей теории движения роторов и валов используется известное из теории сопротивления материалов дифференциальное уравнение упругой линии балки, которое не учитывает вращение вала ротора (с учетом углов  $\psi$ ,  $\varphi$ ), внутреннее трение в материале вала и представляет изгиб балки только в одной плоскости. В работе найдено дифференциальное уравнение упругой линии балки, в котором отмеченные недостатки преодолены.

3. В опорах и в материале вала ротора имеет место демпфирование. Но коэффициенты демпфирования неизвестны. В связи с этим рассмотрено демпфирование свободных колебаний упруго-вязкой системы с одной степенью свободы. Найдена формула выражения в первом приближении коэффициента демпфирования через массу и жесткость этой системы. Это позволило найти в дальнейшем коэффициенты демпфирования ротора.

4. Решено кубическое уравнение, не требующее проверки каких-либо условий. Найденное решение используется при нахождении решения алгебраического уравнения четвертой степени, к которому сводятся все задачи движения ротора с одним диском.

**Глава 3. Движение ротора с одним диском.** Рассматриваются роторы с диском между опорами и с диском вне опор, рис. 3(а,б). Жесткость опор и жесткость вала может быть произвольной. Учитываются зазоры в опорах. Рассматривается стационарный режим вращения ротора (частота вращения  $\omega$  есть константа). Из шести обобщенных координат ( $x$ ,  $y$ ,  $z$  – координаты центра масс диска;  $\alpha$ ,  $\beta$ ,  $\gamma$  – углы вращения ротора) две координаты ( $z = z_0$  и  $\gamma = \omega t + \gamma_0$ ) считаются известными. Задача теории движения роторов сводится к нахождению  $x$ ,  $y$ ,  $\alpha$ ,  $\beta$ . Неуравновешенность диска задается значениями  $x = x_{00}$ ,  $y = y_{00}$ ,  $\alpha = \alpha_{00}$ ,  $\beta = \beta_{00}$ , возникающими при недостатках монтажа ротора.

Учитывается упруго-вязкое сопротивление в опорах и внутреннее трение в материале вала. Движение ротора рассматривается в первом приближении относительно малых величин ( $x$ ,  $y$ ,  $\alpha$ ,  $\beta$  и др., отмеченных в работе). Масса вала и вес диска (как это принято в теории роторов) при выводе уравнений движения роторов не учитываются.

Уравнение движения ротора в комплексном матрично-векторном представлении имеет линейный вид

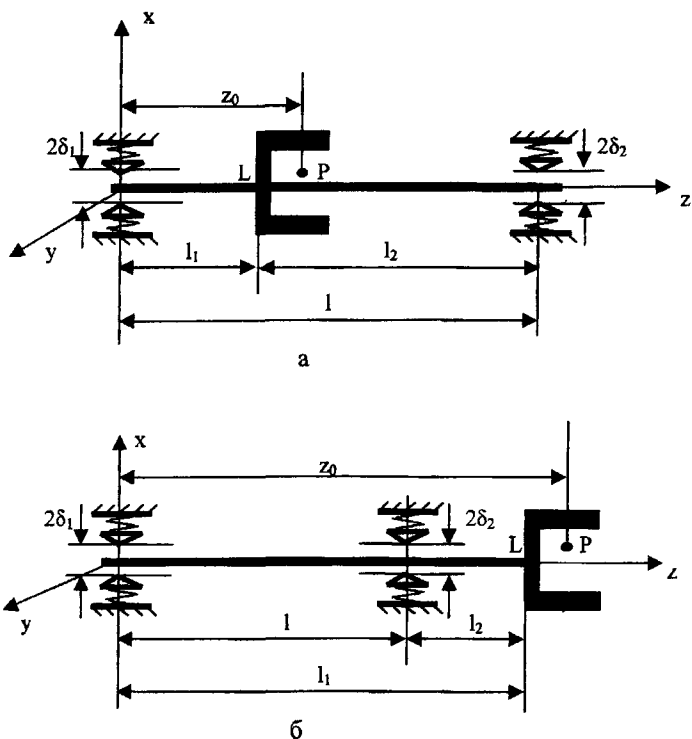


Рис. 3 (а,б). Расчетные схемы ротора с одним диском.

$$a\ddot{\eta} + b(C\omega)\dot{\eta} + c(k)\eta = r_N e^{iy} + r_\delta e^{i\psi}, \quad (5)$$

где  $\eta = \begin{pmatrix} x+iy \\ \alpha+i\beta \end{pmatrix}$ ,  $\gamma = \omega t + \psi_0$ ,  $\psi = nt + \psi_0$ ,  $\varphi = kt$ ,  $n+k = \omega$ .

Матрицы второго порядка  $a$ ,  $b(C\omega)$ ,  $c(k)$  определяются через параметры ротора, двумерные векторы  $r_N$ ,  $r_\delta$  выражаются соответственно через параметры неуровновешенности и через зазоры в опорах. Полное представление матриц и векторов здесь не приводится вследствие громоздкости формул. В общем случае движение ротора (как решение уравнения (5)) имеет вид

$$\eta = \eta_k + \eta_{N\omega} + \eta_{\delta n} + \eta_c.$$

где  $\eta_{N\omega}$ ,  $\eta_{\delta n}$ ,  $\eta_c$  соответственно вынужденное вращение от неуравновешенности, вынужденное вращение от зазоров в опорах, собственные колебания;  $\eta_k$  – частотное вращение (как решение соответствующего однородного уравнения, удовлетворяющее условию вращения).

**Глава 4. Особенности движения ротора с одним диском.** В работе показано, что существуют четыре типа роторов с одним диском:

Прецессионный (опоры упругие, вал жесткий).

Нутационный (опоры жесткие, вал жесткий).

Субгармонический тип (два близких по свойствам типа: опоры упругие, вал упругий; опоры жесткие, вал упругий).

Термин жесткий соответствует пренебрежению деформации опоры или вала. Название «субгармонический тип» дано в связи с тем, что для последних двух типов характерны скачки амплитуд колебаний при некоторых значениях  $\omega$  за второй критической скоростью, получившие название «субгармонические колебания».

Амплитудно-частотные характеристики для роторов с нецентральным и центральным диском приведены соответственно на рис. 4 и рис. 5.

Приведем пояснения к рисункам.

$\omega_1$ ,  $\omega_2$  – критические частоты вращения.

$s_1$ ,  $s_2$  – субгармонические частоты (общее число не более четырех).

$\Omega_3$ ,  $\Omega_4$  – критические частоты высших порядков (общее число не больше шести).

Обычной линией изображены вынужденные движения от неуравновешенности или от зазоров в опорах. Это прецессионное движение.

Жирной линией изображено нутационное движение. Начало жирной линии означает частоту самовозбуждения нутационного движения, в этот момент  $k=0$ . Далее  $k$  увеличивается в соответствии с теорией.

Пунктиром отмечено свободное колебание ротора, незатухающее и незростающее. Свободные затухающие колебания на рисунках не изображены.

Жирная стрелка, направленная вверх, означает момент возникновения неустойчивости.  $N$  – частота вхождения в неустойчивость.

Все частоты ( $\omega_1$  и т.д.), определяющие поведение ротора, находятся по найденным в работе формулам.

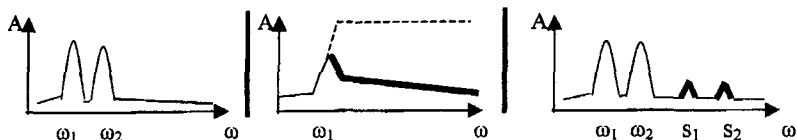
Ротор с нецентральной диском:

**Первый тип прецессионный**  
(опоры упругие, вал жесткий)

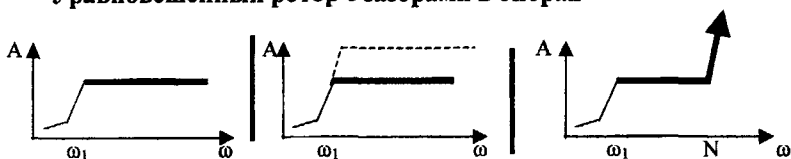
**Второй тип нутационный**  
(опоры жесткие, вал жесткий)

**Третий и четвертый типы субгармонические типы**  
(опоры упругие, вал упругий)  
(опоры жесткие, вал упругий)

### Неуравновешенный ротор



### Уравновешенный ротор с зазорами в опорах



### Уравновешенный ротор без зазоров в опорах



Рис. 4. Амплитудно – частотная характеристика ротора с нецентральной диском.

Отмеченные на рис. 5 случаи  $Mn^2 - H_1 \neq 0$ ,  $Mn^2 - H_1 = 0$  означают, что рассматриваются уравнения соответственно только для угловых колебаний или только для движения центра масс ротора.

Приведенные амплитудно – частотные характеристики выражают основные свойства ротора с одним диском. Эти характеристики подтверждают известные экспериментальные данные (рис. 1, рис.2) и уточняют их особенности.

**Ротор с центральным диском:**

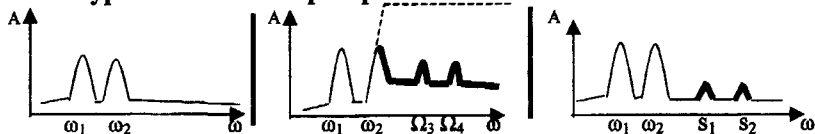


**Первый тип прецессионный**  
(опоры упругие, вал жесткий)

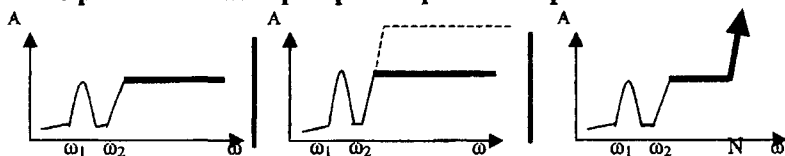
**Второй тип нутационный**  
(опоры жесткие, вал жесткий)

**Третий и четвертый типы субгармонические типы**  
(опоры упругие, вал упругий)  
(опоры жесткие, вал упругий)

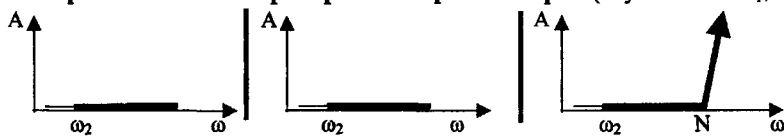
**Неуравновешенный ротор**



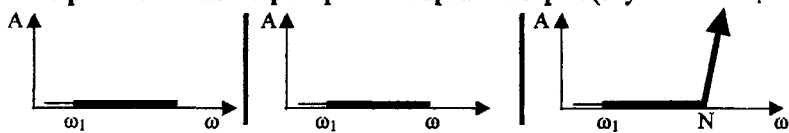
**Уравновешенный ротор с зазорами в опорах**



**Уравновешенный ротор без зазоров в опорах (случай  $Mn^2 - H_1 \neq 0$ )**

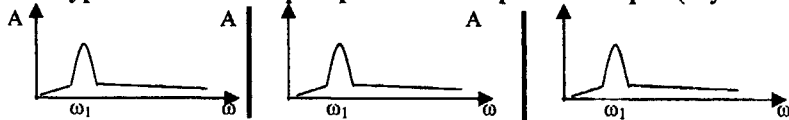


**Уравновешенный ротор без зазоров в опорах (случай  $Mn^2 - H_1 = 0$ )**



Ротор Пановко

**Неуравновешенный ротор и/или с зазорами в опорах (случай  $Mn^2 - H_1 = 0$ )**



Ротор Диментберга

Рис. 5. Амплитудно – частотная характеристика ротора с центральным диском.

**Глава 5. Движение вала.** В существующей аналитической теории движение вала находится только для критических частот вращения, что не соответствует непрерывной природе механического движения вала. Кроме того, в найденных движениях содержатся произвольные постоянные. Внутреннее трение в материале вала не учитывается. В работе эти недостатки преодолены. В частности, произвольные постоянные находятся (впервые) из начальных условий движения. Показано, что несколько первых гармоник движения вала являются неустойчивыми. Поэтому эксплуатация вала возможна до возникновения первой неустойчивой гармоники. Приводятся соответствующие формулы. Общее уравнение движения вала также находится с применением классических углов Эйлера.

## ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ И ВЫВОДЫ

Экспериментальные результаты исследования колебаний вращающихся роторов с одним диском в целом ряде случаев не описываются существующими аналитическими теориями; ряд режимов, особенно связанных с неустойчивостью, незатухающей вибрацией и ролью зазоров в опорах, не изучен ни экспериментально, ни теоретически. Одной из причин трудностей соответствующей аналитической теории является недостаточное использование углов Эйлера для описания сложного вращения диска одновременно вокруг оси опор и собственной оси симметрии.

В работе предложен метод аналитического описания свободных и вынужденных колебаний вращающегося ротора на безмассовом валу, позволяющий находить частоты прецессии и собственного вращения, когда они оба не равны нулю. В поставленной задаче принимается во внимание упругость и демпфирование в опорах, а также упругость и внутреннее трение в материале вала, зазоры в опорах, несовпадение центра масс диска с осью опор и точкой крепления диска на валу. Отдельно рассмотрена теория колебаний вращающегося вала с распределенной массой. На основе решения выше описанных задач получены следующие результаты и выводы.

1. Для уравновешенных и неуравновешенных роторов с центральным и нецентральной расположением диска найдены амплитудно – частотные характеристики, которые описывают весь комплекс известных соответствующих

опытных данных. Все раннее известные расхождения соответствующих опытных и теоретических результатов преодолены.

2. В соответствии с полученными теоретическими результатами предложено все промышленные ротора делить на четыре типа:

Прецессионный (опоры упругие, вал жесткий), нет режима незатухающей вибрации.

Нутационный (опоры и вал жесткие), закритическая область частот характеризуется наличием постоянной незатухающей вибрации.

Субгармонический (первый тип: опоры и вал упругие), в закритической области имеются отдельные частоты, при которых возникают нутационные колебания.

Субгармонический (второй тип: опоры жесткие, вал упругий), в закритической области также имеют место отдельные частоты с нутационными колебаниями.

3. На основе разработанной аналитической теории роторов с одним диском создана программа для персонального компьютера «Особенности движения ротора». Программа позволяет находить все особенности движения ротора (критические частоты, частоты прецессии и частоты собственного вращения, собственные частоты, частоты субгармонических колебаний, амплитуды колебаний, усилия в опорах), соответствующие его параметрам. По результатам расчетов по программе можно проектировать роторы с заранее заданными свойствами.

4. Полученные амплитудно - частотные характеристики содержат ряд особенностей (субгармонические частоты, критические частоты высших порядков, частоты вхождения в неустойчивость, поведение уравновешенных роторов), которые требуют дальнейшей опытной проверки.

5. Найдено движение вала с учетом не только краевых, но и начальных условий движения. Показана неустойчивость некоторых гармоник вала.

## ИСПОЛЬЗОВАННЫЕ ИСТОЧНИКИ

1. Ишлинский А.Ю., Борзов В.И., Степаненко Н.П. Лекции по теории гироскопов. Изд-во МГУ, 1983, -243с.

2. Ишлинский А.Ю. Механика гироскопических систем. – М.: Изд-во АН СССР, 1963. – 482с.

3. Пановко Я.Г., Губанова И.И. Устойчивость и колебания упругих систем. - М.: Наука, 1987. -352 с.

4. Диментберг Ф.М. Изгибные колебания вращающихся валов. - М.: АН СССР, 1959, -248с.

2005-4

СПИСОК ПУБЛИКАЦИЙ ПО ТЕМЕ ДИССЕРТАЦИИ № 17037

1. Исследование устойчивости движения и демпфирования колебаний валов. Часть 1. Расчет и оптимизация стационарного режима вращения вала. Отчет о НИР. Свердловский химмаш.-Инв. N 1486.- Свердловск, 1974, с.1-43.

2. Погорелов В.И. О движении твердого тела, закрепленного на опорной оси /Свердловский химмаш. - Свердловск, 18.02.82, - 14 с. Деп. в МРС «ТТЭ», серия «А», вып. 5, 01.09.82, № ДО5007.

3. Погорелов В.И. Проблемы теории движения роторов // Труды Свердловского химмаша. Серия: оборудование для оснащения радиохимических процессов. - Екатеринбург, 1994. - Вып.1 (65), -с. 105-113.

4. Погорелов В.И. Движение ротора с учетом демпфирования в опорах и внутреннего трения в материале вала // Труды Свердловского химмаша. Серия: оборудование для оснащения радиохимических процессов. - Екатеринбург, 1994. - Вып.1 (65), -с. 114-122.

5. Погорелов В.И. Динамические условия эксплуатации роторов центробежных машин и аппаратов // Труды Свердловского химмаша. Серия: оборудование для оснащения радиохимических процессов. - Екатеринбург, 1997. - Вып.3 (67), -с. 124-129.

6. Погорелов В.И. Движение и критические скорости вращающегося вала // Труды Свердловского химмаша. Серия: оборудование для оснащения радиохимических процессов. - Екатеринбург, 1997. - Вып.3 (67), -с. 130-135.

7. Погорелов В.И. Условия вращения ротора // Труды Свердловского химмаша. Серия: оборудование для оснащения радиохимических процессов. - Екатеринбург, 1998. - Вып.5 (69), -с. 141-147.

8. Погорелов В.И. Реферат доклада «Особенности движения ротора» // Восьмой Всероссийский съезд по теоретической и прикладной механике. Пермь, 2001.

9. Отчет о проверке правильности работы программы «Особенности движения ротора». Екатеринбург, Свердловский химмаш, Инв №3146, 2002. С. 53.