

УДК 621.0, 621.8

## ПРОБЛЕМЫ КОЛЕБАНИЙ И ДИНАМИЧЕСКОЙ УСТОЙЧИВОСТИ БЫСТРОВРАЩАЮЩИХСЯ РОТОРОВ

© А.Н. Никифоров

*Институт машиноведения им. А.А. Благонравова РАН, Москва, Россия*

**Аннотация.** В статье дается обзор проблем, связанных с анализом причин возникновения интенсивной вибрации быстро вращающихся роторов турбоагрегатов. Подробно рассматривается гидро- и газодинамическое влияние уплотнений и подшипников скольжения, а также проводится обзор методов борьбы с вибрацией.

**Ключевые слова:** ротор, плавающее уплотнение, кольцо-виброгаситель, колебания деформируемого твердого тела, виброударные режимы, устойчивость движения, гидродинамика, конечно-элементный анализ.

## OSCILLATIONS, DYNAMIC STABILITY AND VIBRATION DAMPING PROBLEMS OF HIGH-SPEED ROTORS

© A.N. Nikiforov .

**Abstract.** The vibration of high-speed rotors designed for turbounits depends on a whole number of reasons. They and the problem of dynamic stability are reviewed in the paper. The hydro- and aerodynamic influence of seals and journal bearings is described. The vibration control methods are presented.

**Keywords:** Rotor, Floating Seal, Ring-Damper, Oscillations of Deformed Solid, Vibroimpact Regimes, Motion Stability, Hydrodynamics, Finite-Element Analysis.

**Введение.** Повышение производительности роторных машин при одновременном снижении их массы, габаритов и стоимости неразрывно связано с необходимостью увеличения частоты вращения роторов [101]. Так по данным компании *Pratt & Whitney Rocketdyne* для турбонасосных агрегатов жидкостных ракетных двигателей (ТНА ЖРД) в ближайшей перспективе ставится задача достижения частот вращения их роторов до 200000 об/мин и выше [103].

Однако с увеличением частоты вращения стремительно возрастает уровень вибрации роторов, что снижает надежность и долговечность машин. Например, статистика Воронежского конструкторского бюро Химавтоматики (КБХА) показывает, что подавляющая доля отказов ТНА ЖРД обусловлена интенсивными колебаниями роторов. Даже кратковременные выходы их за допустимые пределы часто приводят к разрушению подшипников, потере работоспособности уплотнений, поломкам самих роторов, возгоранию турбонасосов из-за контактов роторов с уплотнениями [25] и другим опасным авариям ТНА. Причины колебаний роторов, а также способы их устранения/демпфирования обозреваются ниже.

**1. Неуравновешенность роторов.** Неизбежные технологические отклонения при изготовлении, неточность сборки и конструктивные особенности роторов нарушают осевую симметрию. Центр масс в некоторых поперечных сечениях не совпадает с геометрическим центром сечений. Также возможен особый тип дисбаланса масс роторов, который имеет место только при определенных условиях, т. е. может появляться, а затем исчезать. Условно говоря, к нему можно применить термин “блуждающий дисбаланс” [69]. Так часто в ТНА

встречается ситуация с неравномерным тепловым разогревом роторов, которые через некоторое время искривляются.

Силы инерции неуравновешенных масс пропорциональны квадрату частоты вращения и порождают вынужденные колебания роторов в виде синхронной прецессии с частотой, равной частоте вращения. Необходимость уменьшения дисбалансовых нагрузок оборачивается сложными проблемами балансировки роторов [87], особенно гибких роторов [26,116]. Если статическую и динамическую неуравновешенность жестких роторов можно устранить добавлением двух корректирующих грузов в двух произвольных плоскостях, то при уравнивании гибких роторов необходимо устанавливать грузы в трех или более плоскостях с учетом форм собственных колебаний.

Идеально отбалансировать гибкий ротор практически невозможно. Например, на ФГУП “Турбонасос” (г. Воронеж), процесс балансировки считают законченным в том случае, когда амплитуда первой гармоники частоты вращения ротора будет составлять менее половины от амплитуды всего вибросигнала. Однако даже в случае качественной балансировки, при приближении частоты вращения к критическим скоростям возникают резонансные колебания роторов с большой амплитудой [2,23].

Для устранения критической скорости В.Я.Натанзон предложил использовать зазоры подшипников качения и производить специальную балансировку ротора с тем, чтобы при достижении критических оборотов, он оказывался во взвешенном состоянии [53]. При этом, поскольку частота собственных колебаний у ротора во взвешенном состоянии выше, чем у опертого, критическая скорость не возникает. Амплитудно-частотная характеристика ротора переходит с одной ветви на другую, минуя критический режим в момент, когда ротор перестает опираться хотя бы на один из подшипников.

Другой путь [56,92,112], позволяющий ликвидировать критическую скорость ротора, использует радиальную подвижность так называемых плавающих уплотнений (колец) [подраздел №5]. Они будучи «присоединенными» к ротору гидро(газо)динамическими силами, которые действуют в кольцевых зазорах, существенно изменяют амплитудно-частотные характеристики системы “гибкий ротор - среда - уплотнительные кольца”. Выяснено, что в такой системе возможно *исчезновение критической скорости ротора*, когда гидро(газо)динамические жесткости пропорциональны квадрату частоты вращения  $k_h = k_n(\omega^2)$ , а парциальные частоты колец, определяемые их действием,  $v_k = \sqrt{k_h(\omega^2)/m_k}$  выше частоты вращения  $\omega$ . В этом случае гидро(газо)динамические жесткости колец повышают изгибную жесткость ротора быстрее нарастания  $\omega$ , и вместо критических скоростей ротора наступают резонансы колец. Более того, в случае близости парциальных частот колец в системе возникает всего один резонансный пик.

В системе “гибкий ротор - среда - уплотнительные кольца” возможно и *динамическое гашение вынужденных колебаний ротора кольцами*, когда парциальные частоты колец, определяемые гидро(газо)динамическими жесткостями, совпадают с частотой вращения  $v_k \approx \omega$  [60]. При частотной расстройке менее 10% амплитуда колебаний ротора уменьшается, вследствие интенсивного орбитального движения плавающих колец вокруг него, в 1.5...2.5 раза [4,56].

Как следствие, в случае выполнения для гидростатических жесткостей и масс колец условия  $\sqrt{k_h(\omega^2)/m_k} \approx 1.1\omega$ , достижимо также одновременное проявление эффектов исчезновения критической скорости и *широкополосного динамического гашения* [56]. При этом сокращается количество критических режимов, проходимых ротором при разгоне-останове до одного, и уменьшается амплитуда его колебаний в резонансном и зарезонансном

частотных диапазонах приблизительно в 2 раза [92,112].

Необходимость компенсации неуравновешенности роторов, а также их балансировки на ходу во время работы обусловила разработку механических и жидкостных систем автоматического уравнивания [40]. В основе принципа действия всех известных конструкций лежит стремление уравнивающих колец, маятников, шаров или жидкости, участвующих в колебательном движении ротора, занять положение “минимума энергии”. В последнее время ведутся интересные исследования по созданию автоматических уравнивающих устройств с полостями, частично заполненными жидкостью и содержащими грузы [30,31].

**2. Неравножесткость роторов.** Различия в жесткостях роторов на изгиб по двум главным поперечным направлениям связаны прежде всего с формой вала. Если он некруглого сечения, имеет пазы, выемки или выступы, то жесткости будут неодинаковыми. Неодинаковость жесткостей может быть связана также с неравномерностью прилегания стягиваемых на валу дисков или других деталей, разностенностью втулок, неравномерностью расположения по окружности крепежных элементов и т.д.

Ротор, изгибная жесткость которого различна по осям  $x, y$  ( $k_x \neq k_y$ ), характеризуется “раздвоением” критической скорости в соответствии с наличием двух собственных частот  $\omega_x = \sqrt{k_x/m}$ ,  $\omega_y = \sqrt{k_y/m}$  и появлением области неустойчивой синхронной прецессии под действием неуравновешенности при скоростях вращения, лежащих между частотами  $\omega_x$  и  $\omega_y$  [81].

Источником возмущения может быть также собственный вес ротора, а также любая другая нагрузка неизменного направления. Так если жесткость ротора на изгиб по главным направлениям различна, то смещение ротора от положения равновесия под действием веса меняется в зависимости от углового положения. В результате возникают колебания с двойной частотой по сравнению с частотой вращения, которые наибольшую опасность представляют вблизи так называемой “критической скорости второго рода” (критической скорости собственного веса) [81,82]. При незначительной неравножесткости ротора эта скорость близка к половинному значению критической скорости. Для исключения влияния веса разрабатываются конструкции агрегатов с вертикальной ориентировкой роторов.

**3. Внутреннее трение роторов.** Вращение гибких роторов неизбежно сопровождается их деформированием, препятствует которому внутреннее демпфирование материала или конструкционное демпфирование за счет трения между ротором и насаженными на него деталями. Рассеяние энергии при этом описывается в виде петли гистерезиса. В линейной постановке его можно рассматривать как линейно-вязкое трение, которое пропорционально скорости деформирования, т.е. относительной скорости колебаний роторов. Опираясь на эту гипотезу Ф.М. Диментберг [28] показал, что гибкие роторы в случае их несинхронной прецессии и малого внешнего трения становятся неустойчивыми при скоростях выше первой критической. Возникают колебания роторов с собственной частотой и увеличивающейся амплитудой.

Для борьбы с этим явлением ротор устанавливают в достаточно податливые подшипники (по сравнению с валом ротора) [35]. Тогда ротор вплоть до третьей критической скорости ведет себя как абсолютно жесткое тело. Первой критической скорости соответствует цилиндрическая прецессия, а второй – коническая прецессия, в результате чего внутренне трение просто не возникает.

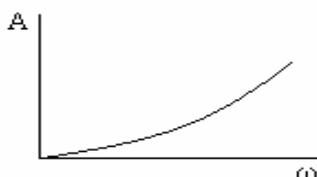
**4. Дефекты и силовые реакции подшипников.** В подшипниках качения под действием весовых и динамических нагрузок происходят пластические деформации в местах контакта тел качения с внутренним и наружным обоймами (кольцами). При этом по

контактной теории Герца [102], а также на основании проведенных экспериментов, сила упругости подшипника качения жестко нелинейная и определяется формулой:

$$P = b\varepsilon^{3/2},$$

где  $b$  - коэффициент, зависящий от размеров подшипника,  $\varepsilon$  - радиальное смещение внутренней обоймы относительно наружной.

Контактная податливость подшипников качения понижает критические скорости роторов [75] и является причиной возбуждения стационарных колебаний с конечной амплитудой, даже идеально сбалансированных роторов (рис.1) [35]. Нелинейные колебания гибких роторов, определяемые “жесткой” характеристикой подшипников качения затрудняют прохождение критических скоростей при разгоне [19]. Характерным является так называемое “затягивание” резонансных колебаний.



**Рис.1.** Зависимость радиуса (амплитуды) стационарной орбиты роторов на подшипниках качения от частоты вращения

Подшипники качения практически всегда имеют радиальные и угловые люфты, а также дефекты обойм, тел качения и (или) сепаратора. Увеличенные люфты в подшипниках приводят к существенному понижению критических скоростей и раздвоению резонансных пиков [65]. Имеются четко выраженные резонансы, как в горизонтальном направлении, наступающем при меньших скоростях, так и в вертикальном.

Вследствие дефектов подшипников наряду с низкочастотными колебаниями с частотой, равной частоте вращения, возбуждаются высокочастотные колебания роторов, несинхронные с частотой вращения [62,106]. Подшипники качения имеют свои характерные частоты от проявления дефектов. В нагруженном подшипнике можно дифференцировать четыре характерные, применяемые для диагностики частоты - внешней обоймы подшипника, внутренней обоймы, частоты сепаратора и частоты тел качения. Для определения этих частот существуют стандартные формулы. Частота перекатывания тел качения по внешней обойме (в справочной литературе обозначаемая как BPF0):

$$v_n \approx (N_{тк}/2 - 1.2) \omega.$$

Частота перекатывания тел качения по внутренней обойме (BPF1):

$$v_b \approx (N_{тк}/2 + 1.2) \omega.$$

Частота сепаратора (FTF):  $v_c \approx (1/2 - 1.2/N_{тк}) \omega.$

Частота перекатывания тел качения (BSF):  $v_{тк} \approx (N_{тк}/2 - 1.2/N_{тк}) \omega.$

Характерные частоты определяются коэффициентами, зависящими от количества тел качения в одном ряду подшипника  $N_{тк}$ , умноженными на частоту вращения ротора  $\omega$ . Эти коэффициенты кратны количеству ударов за один оборот вала, возникающих вследствие наличия определенного дефекта. Например, если коэффициент дефекта внешней дорожки для подшипника качения равен 5.22, то в спектре вибрации будут наблюдаться гармоники этой составляющей, которые соответствуют коэффициентам 5.22, 10.44, 15.66, 20.88 и выше.

Применение подшипников качения в качестве опор роторов ограничено параметром предельной быстроходности  $D \times n$ , определяемого как произведение среднего диаметра

(диаметра по центру тел качения) подшипника в миллиметрах на скорость вращения ротора в оборотах в минуту. Данный параметр для высокооборотных типов подшипников качения составляет  $2 \times 10^6$  мм·об/мин, в лучших уникальных моделях керамических шарикоподшипников достигает величин порядка  $4 \times 10^6$  мм·об/мин [19]. Дальнейшее увеличение параметра предельной быстроходности приводит к существенному снижению надежности и ресурса подшипников качения.

Одним из способов преодоления этого ограничения является переход на использование в качестве опор роторов подшипников скольжения на жидкой [18] или газовой смазке [61,85]. К возбуждению колебаний роторов на подшипниках скольжения приводит овальность цапф и возникновение неконсервативных сил в смазочных слоях подшипников скольжения.

Цапфы роторов имеют отклонения от круговой формы в виде овальности вследствие неточности обработки. При вращении в подшипнике овальной цапфы возникает колебательное движение ее центра, что вызывает колебания всего ротора. За один оборот ротора центр цапфы совершает два полных колебания. Следовательно, овальность цапф вызывает возбуждающие воздействия с двойной частотой вращения [27]. Следует заметить, что при определенных условиях работы роторов сечение цапф может принимать некоторую трехгранность, четырехгранность и т. д. В этом случае, вибрации роторов на подшипниках скольжения имеют в своем составе гармоники, пропорциональные произведению оборотной частоты на “порядок эллипсности” цапф [69].

Весовые и динамические нагрузки роторов приводят к эксцентричному расположению цапф относительно вкладышей подшипников скольжения. В результате, при вращении ротора в зазоре подшипника создается неравномерное поле давлений смазки с зоной нагнетания в виде смазочного клина и областью разряжения. Равнодействующая такого поля давлений порождает упругую  $F_s$ , направленную против смещения ротора и неконсервативную  $F_n$  гидро(газо)динамические силы (рис.2).

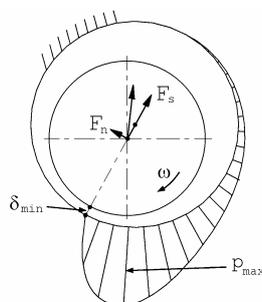


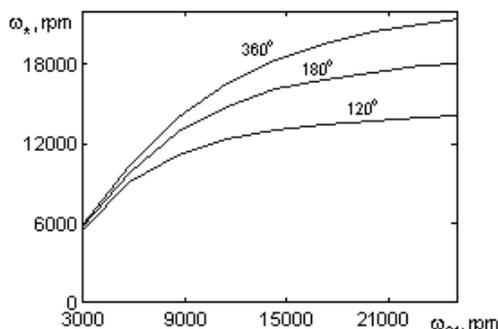
Рис.2. Неконсервативная сила подшипника скольжения, провоцирующая прямую прецессию ротора

Действие неконсервативных гидро(газо)динамических сил в смазочных слоях подшипников скольжения приводит к неустойчивым режимам колебаний роторов. При потере устойчивости движения роторы переходят в режим опасных автоколебаний в виде прямой асинхронной прецессии, амплитуда которой может достигать значений в несколько раз превышающих допустимый уровень. Частота этих колебаний для жесткого ротора оказывается всегда близкой к половине скорости вращения, а для гибкого ротора – близкой к его первой собственной частоте (первой критической скорости) [14,34,120]. Данная частота есть показатель относительной скорости течения смазки в зазоре между неподвижным вкладышем и вращающейся цапфой. Средняя скорость движения смазочного слоя приближенно равняется половине частоты вращения ротора.

Субгармонические колебания такого рода возникают, как у жестких роторов при

больших частотах вращения, так и у гибких роторов при скоростях близких или больших удвоенной первой критической скорости. На (рис.3) показаны скорости потери устойчивости ротора в зависимости от его первой собственной частоты на абсолютно жестких опорах при различных коэффициентах  $\eta = 0.16; 0.24; 0.42$ , которые соответствуют различной величине смазочной дуги  $360^\circ; 180^\circ; 120^\circ$ . Расчет выполнен для радиального зазора  $\delta_0 = 10$  мкм на основе оценочной формулы, предложенной Э.Л. Позняком [65]:

$$\omega_* = \sqrt{\frac{g}{\delta_0} \frac{1}{\eta + g/(4\delta_0 \omega_{01}^2)}}, \text{ где } g - \text{ ускорение свободно падающего тела.}$$



**Рис.3.** Скорость потери устойчивости ротора  $\omega_*$  по отношению к его первой собственной частоте на абсолютно жестких опорах  $\omega_{01}$

Подробный обзор, классификация, а также критерии возникновения неустойчивых режимов роторов, вращающихся на подшипниках скольжения, приведены в работах В. Оравски и А. Мышински [114,111]. Динамическая устойчивость роторов зависит от характеристик подшипников скольжения: от несущей способности (значения и направления упругой гидро(газо)динамической силы), от жесткости и демпфирования смазочного слоя. Последние в свою очередь зависят от целого ряда факторов, в частности от условий смазывания и свойств самой смазки, геометрических особенностей и деформаций подшипников.

В зависимости от принципа смазывания подшипники скольжения разделяют на гидро(газо)динамические, в которых не производится нагнетание смазки извне [51], и гидро(газо)статические, в которых производится подвод смазки под давлением [67,74,97]. Вторые обладают лучшими характеристиками для устойчивой работы ротора. Их несущая способность увеличивается за счет подвода смазки от источника давления, так как равновесие между упругой гидро(газо)динамической и внешними силами обеспечивается не столько вращением или колебаниями ротора (гидро(газо)динамические подшипники), сколько давлением среды. Так в работе Д. Бентли [96], рассматривается подшипник скольжения с высоким давлением подачи смазки, которое обеспечивает большое торцевое истечение и исключает масляное голодание подшипника. Согласно результатам исследований Д. Бентли такой подшипник позволяет избежать явления субгармонических колебаний ротора.

В высокооборотных подшипниках скольжения и при недостаточной прокачке смазки смазочная пленка разрывается. Исследования разрыва пленки и задачи теории смазки со свободными границами представлены в [1,69,91]. Границы динамической устойчивости ротора при полном и частичном охвате смазкой цапфы подшипника определены Э.Л. Позняком [63,64].

Процессы выделения теплоты вследствие вязкой диссипации и теплообмена с поверхностями подшипника приводят к большим изменениям температуры смазочной пленки. Поэтому с ростом частоты вращения вязкость и плотность смазки снижается, и несущая способность подшипника падает. Анализ влияния тепловых эффектов посвящены статьи [16,76].

В подшипниках с большими зазорами или в случае малой вязкости смазки встает вопрос о влиянии турбулентного режима на характеристики подшипников [37]. В этой статье В.Н. Константинеску показал, что влиянием сил инерции в непрерывной смазочной пленке можно пренебрегать только при числах Рейнольдса  $Re < 10000$ .

Для роторов, у которых цапфы составляют значительную часть всего ротора, необходимо учитывать влияние присоединенной массы смазки, т.е. сил инерции смазки. Влияние может быть эквивалентно увеличению массы цапфы в несколько раз [68].

В подшипниках с большим отношением длины к диаметру  $L/D$  необходимо учитывать отклонения поверхностей подшипника от цилиндрической формы. В работе [38] представлена подробная классификация видов макроскопических отклонений и показано, что несущая способность подшипника претерпевает существенные изменения.

На характеристики подшипников скольжения с малым радиальным зазором влияют и микроскопические отклонения. Анализ влияния качества поверхностей скольжения, а именно их шероховатости, проведен в [84,121].

При большом давлении смазки для тяжело нагруженных подшипников и подшипников с антифрикционными вставками с малым модулем упругости необходим учет деформаций поверхностей скольжения цапфы и вкладыша. Влияние на несущую способность “мягких” подшипников упругих деформаций, возникающих под действием гидродинамического давления и приводящих к изменению формы зазора, а, следовательно, и грузоподъемности подшипника, рассмотрено в работах [20,36,44,77].

Большое число публикаций посвящено динамическим эффектам, связанным с возбуждением субгармонических колебаний гибких роторов на подшипниках скольжения. Ф.Ф. Эрих, проводя экспериментальные и теоретические исследования динамики упругого вала при высоких частотах вращения, выявил область хаотических колебаний [88]. Следует отметить также статью [125], где проанализировано хаотическое движение симметричного двухопорного вала. В [126] Т. Зенг и Н. Хасебе установили возможность у многомассового двухопорного ротора субгармонических колебаний с дробными частотами  $1/3$ ,  $1/5$ ,  $1/7$  и т.д.

А. Мышински выявила так называемые явления “oil whirl” и “oil whip”, т.е. возбуждаемые смазкой синхронную и субсинхронную прецессию гибкого ротора, как для первой [109], так и для второй его критической скорости [111]. Работы отличает то, что результаты математического моделирования автор соотносит с данными, полученными на экспериментальных установках, описанных математической моделью.

Необходимо отдельно отметить статью Дж. Макхью [46], в которой изучены субсинхронные вибрации цапфы, поскольку им проанализированы различные конструкции виброустойчивых подшипников, близкие к реальным, применяемым в качестве опор многих установок.

Улучшение характеристик подшипников скольжения и уменьшение вероятности возникновения автоколебаний роторов достигается путем модификации геометрии поверхностей скольжения, отталкиваясь от цилиндрической. Так применяются подшипники с канавками различной конфигурации и размеров [17], двухклиновые подшипники [41], трехклиновые, многоклиновые и сегментные подшипники [104]. Повышенная несущая способность этих подшипников и устойчивая работа роторов на высоких частотах вращения

обусловлена увеличением количества смазочных клиньев.

Среди виброустойчивых подшипников отдельно можно выделить группу подшипников, где улучшение характеристик достигается не только путем создания нескольких смазочных клиньев, но и за счет подвижности поверхностей скольжения. Так в стационарных газотурбинных установках применяются подшипники с самоустанавливающимися вкладышами. В работах [113,119] представлен анализ подшипников данного типа с двенадцатью и четырьмя вкладышами соответственно. Благодаря самоустановкам вкладышей, в этих подшипниках перемещение цапф в одном направлении вызывает лишь силовой отклик в обратном направлении, что предопределяет устойчивое движение роторов. Наряду с очевидным преимуществом подшипники с самоустанавливающимися вкладышами имеют некоторые недостатки. Так в работе [89] изучаются механизмы возникновения и способы устранения субсинхронных самовозбуждающихся колебаний ненагруженных вкладышей.

Так чтобы свести возможность автоколебаний к минимуму компания "Pioneer Motor Bearing Co" [54] предложила революционную конструкцию подшипника. Принцип его действия основан на самогенируемом гидростатическом подпоре самоустанавливающихся вкладышей, образующегося за счет отвода части смазки из несущего гидродинамического слоя в карманы, расположенные на тыльных сторонах вкладышей. Под действием гидростатического давления вкладыши всплывают и демпфируются. При этом они отслеживают любые колебания цапфы и эффективно демпфируют их за счет сил вязкости гидростатического слоя, чего нет в традиционных подшипниках с самоустанавливающимися вкладышами. Согласно [52], при установке ротора в подшипники с вкладышами на гидростатической пленке, резонансный пик на первой критической частоте уменьшается, например в 2...3 раза в сравнении с ротором на пятисегментных подшипниках. Соответственно коэффициенты демпфирования подшипников на гидростатической пленке в 2,1...2,2 раза выше, чем у пятисегментных подшипников. В то же время коэффициенты жесткости обоих типов подшипников одинаковы и находятся в диапазоне  $(0,2...2,5) \cdot 10^8$  Н/м в зависимости от частоты вращения ротора

В подшипниках другого типа перемещения поверхностей скольжения происходят за счет деформирования упругих элементов, из которых они состоят. В [123] получены характеристики такого активного подшипника скольжения, а в [124] произведена оценка динамической устойчивости ротора с активным подшипником.

Широко применяются также подшипники с промежуточной плавающей втулкой [43]. Такие подшипники содержат два смазочных слоя и являются двухслойными, что определяет их преимущества – возможность самоустановки ротора в подшипнике, сравнительно малый момент трения вращению, простота в изготовлении, что немаловажно и изотропия к переменным нагрузкам [115]. Однако для группы гидро(газо)динамических подшипников со свободно вращающимся кольцом, позднее была доказана нецелесообразность их применения ввиду наличия вибраций ротора на низких частотах [95]. Без гидро(газо)статического подпора, т. е. без вдува смазки под давлением виброустойчивость этих подшипников оказывается недостаточной, вследствие того, что они не могут стабилизировать ротор в центральном положении. Интересной особенностью гидро(газо)динамического подшипника со свободно вращающимся кольцом является величина частоты автоколебаний ротора, которая в среднем оказывается близкой к  $1/4\omega$ , в то время как для ротора на обычных подшипниках она близка к  $1/2\omega$  [64].

Положительный опыт в борьбе с этим неустойчивым режимом работы получен при использовании гидро(газо)статических подшипников с плавающей втулкой. Кроме того, для усиления эффекта демпфирования колебаний ротора и втулок, а также передаваемых на

подшипники нагрузок уже находят применение конструкции подшипников с тремя смазочными слоями. Это достигается установкой в корпус подшипника двух промежуточных плавающих втулок [66].

В последнее время интенсивно внедряется вариант поддержки роторов магнитными подшипниками. Тенденция вытеснения привычных подшипников качения или скольжения связана с отсутствием механического контакта, рабочих сред и уплотнений, возможностью минимизации габаритов и главное очень высокой надежностью при больших нагрузках и скоростях. Проблемы расчета и проектирования электромагнитных подшипников освещены, например в [32,118].

При концентричном расположении магнитоактивной цапфы ротора относительно статорных электромагнитов подшипника на вращающийся ротор со стороны магнитного поля, кроме центрирующих сил притяжения-отталкивания, действует тормозной момент. Однако, если ротор по той или иной причине смещен из центрального положения наряду с тормозным моментом появляется результирующая неконсервативная сила, направленная перпендикулярно вектору смещения в сторону противоположную вращению ротора [65]. Данное явление вызывает автоколебания ротора с собственной частотой в форме обратной прецессии и может возникать при любой частоте вращения.

Борются с неустойчивостью движения роторов с помощью активных магнитных подшипников. Они представляют собой управляемые электромагнитные устройства, которые удерживают ротор в центральном положении относительно статора. Датчики отслеживают положение ротора и отправляют данные в систему управления, которая, в свою очередь, изменяет силу тока электромагнитов, что возвращает ротор в требуемое положение [32].

Итак отметим, требованиям мощных, высокооборотных и надежных роторных машин в наибольшей степени удовлетворяют подшипники скольжения с плавающими вкладышами или втулками на гидростатическом слое. Их существенным преимуществом перед подшипниками остальных типов является наибольшая демпфирующая способность. Принципиально представляющие собой упруго-демпферные опоры, они позволяют снижать уровень вибраций роторов в несколько раз независимо от их природы. Характерные особенности трех основных типов подшипников представлены в таблице 1.

Табл.1

Опоры роторов	Конструктивные		Динамическое влияние на роторы	Способы улучшения характеристик
	преимущества	недостатки		
Подшипники качения (ПК)	- Высокая точность позиционирования роторов, - большая несущая способность во всем диапазоне рабочих оборотов, - малые потери на трение, - малые осевые размеры и масса.	- Ограничение по быстроходности, - малый ресурс.	- Понижают критические скорости, - вызывают нелинейные колебания, - несинхронные высокочастотные гармоники из-за дефектов изготовления.	- Совмещение ПК и ПС (комбинированные опоры), что устраняет конструктивные недостатки ПК и линеаризует систему "ротор-подшипник-корпус".
Подшипники скольжения (ПС)	- Теоретически неограниченны по быстроходности и сроку службы,	- Малая несущая способность при пусковых оборотах,	- Супер-гармонические колебания при эллиптичности	- Подвод смазки от источника давления (гидро(газо)-статические опоры),

	- наибольшая несущая способность по сравнению с ПК и МП, - нечувствительны к нагрузкам и колебаниям, - работоспособны при повреждениях, - малые радиальные размеры.	- необходимость охлаждения и большого количества смазки, - потери на трение больше в 10 раз по сравнению с ПК.	цапф, - суб-гармонические колебания на смазочных клиньях.	- модификация опорных поверхностей скольжения, т.е. вкладышей, (многоклиновые и сегментные ПС), - разработка конструкций с подвижными опорными поверхностями скольжения (ПС с плавающими вкладышами или втулками).
Магнитные подшипники (МП)	- Практически неограниченная быстроходность, - потери на трение меньше в 5-20 раз по сравнению с ПК, - высокая надежность и долговечность при больших нагрузках и скоростях, - отсутствие механического контакта, рабочих сред и уплотнений.	- Габариты и масса большие, чем у ПК и ПС при одинаковой несущей способности, - низкая точность позиционирования роторов.	- Обратная прецессия ротора с собственной частотой.	- Контроль смещений роторов высокоточными датчиками положения.

**5. Силовые реакции бесконтактных уплотнений.** К уплотнениям с гарантированным зазором относятся щелевые уплотнения, а также уплотнения с плавающими кольцами [29]. Щелевые уплотнения представляют собой втулки жестко закрепленные в корпусе. Уплотнения с плавающими кольцами выполнены в виде подвижных в радиальном направлении втулок (колец), которые опираются своими торцами на торец корпуса. Преимущество последних в том, что плавающее уплотнительное кольцо в процессе работы самоустанавливается относительно уплотнительной поверхности ротора, отслеживая все его перемещения.

Уплотняющий эффект бесконтактных уплотнений заключается не в устранении, а лишь в ограничении перетоков среды между смежными полостями и зависит от гидравлического сопротивления кольцевого зазора. Разнообразие способов увеличения сопротивления дросселирующего кольцевого зазора привело к обилию конструктивных исполнений уплотнений [21]. Часто их уплотняющая поверхность выполняется с лабиринтными канавками [55]. Очень высокими показателями герметичности обладают уплотнительные узлы с несколькими плавающими кольцами [45].

Влияние бесконтактных уплотнений на колебания роторов заключается в действии сил реакции слоя среды в дросселирующих зазорах. Возникновение этих сил отличается от аналогичного в подшипниках скольжения, так как в уплотнениях среда принудительно дросселируется в осевом направлении. С этим связано некоторое различие несущих характеристик уплотнений и гидро(газо)динамических подшипников скольжения. В то время как жесткость смазки ненагруженного подшипника скольжения при концентрическом расположении в нем цапфы ротора отсутствует, жесткость среды уплотнения, в центре которого находится ротор, не равна нулю [73].

В монографии [73] Симоновский В.И. отмечает также, что гидро(газо)динамическая

жесткость щелевого уплотнения повышает изгибную жесткость, собственные и критические частоты ротора. Еще им показано, что неконсервативная сила щелевого уплотнения становится причиной потери устойчивости гибкого ротора и появления его субгармонических колебаний, носящих характер прямой асинхронной прецессии с низшей частотой собственных колебаний. При этом, скорость потери устойчивости равна удвоенной первой собственной (парциальной) частоте ротора с учетом гидро(газо)динамической жесткости уплотнения  $k_h$ :

$$\omega_* = 2\nu_p = 2\sqrt{\omega_0^2 + k_h/m}, \quad (1)$$

где  $m$  - масса ротора

Потерю устойчивости вращения роторов в щелевых уплотнениях, как с гладкими, так и с лабиринтными дросселирующими поверхностями при частотах свыше  $2\nu_p$  наблюдают экспериментально уже с середины XX века [47,15]. Вообще же явления динамики и неустойчивости ротора в щелевом уплотнении, аналогичны тем, что у ротора на подшипниках скольжения, что продемонстрировано А. Мышински и Д. Бенгли в [110].

Большой вклад в развитие теории уплотнений с жесткими плавающими кольцами внес В.А. Марцинковский. Так он рассчитал статические и динамические характеристики гладких цилиндрических, конфузорных и диффузорных кольцевых дросселей [49], а также проанализировал статическую и динамическую устойчивость плавающего уплотнительного кольца, установленного на жестком роторе [48,50]. При расчете статического равновесия кольца в условиях действия упругой гидро(газо)динамической силы в радиальном зазоре, дополнительных упругих сил подвески, силы веса и контактной реакции на торцевой поверхности кольца получены условия самоцентрирования кольца относительно ротора и отсутствия раскрытия торцевого стыка. При вычислении контактной реакции отмечается возможность существования трех режимов в торцевой паре: жидкостного, полужидкостного и сухого трения. Анализ динамической радиальной устойчивости кольца на жестком роторе выполнен для режима малого сухого трения путем гармонической линеаризации с обоснованным замечанием, что устойчивость кольца повышается при увеличении силы сухого трения ввиду постепенной потери подвижности. Без учета трения на контактной поверхности скорость потери устойчивости плавающего уплотнительного кольца равна удвоенной собственной (парциальной) частоте кольца:

$$\omega_{*к} = 2\nu_k = 2\sqrt{\frac{k_h + k_{пр}}{m_k}}, \quad (2)$$

где  $m_k$  - масса кольца,  $k_{пр}$  - жесткость пружинной поддержки кольца.

В книге [48] показано, что после потери устойчивости возникают автоколебания кольца с частотой собственных колебаний  $\nu_k$  и амплитудой сравнимой с радиальным зазором.

Важные фундаментальные результаты Марцинковский В.А. получил, рассматривая совместные колебания системы, состоящей из упругого неуравновешенного ротора и упруго подвешенного бесконтактного кольца с массой одного порядка с ротором, которые связаны между собой гидродинамическими силами в кольцевом зазоре [48]. Построенные им аналитические решения и амплитудно-частотные характеристики свидетельствуют, что в такой системе будет существовать дополнительная критическая скорость, обусловленная колебаниями кольца. В ходе численного анализа устойчивости системы “упругий ротор – плавающее кольцо” выяснилось, что ее пороговая частота устойчивости  $\omega_*$  всегда больше удвоенной собственной частоты невращающегося ротора  $2\omega_0$ , но не больше пороговой частоты кольца  $\omega_{*к}$  на жестком роторе (2). Расчеты показали, что система “упругий ротор –

плавающее кольцо” теряет динамическую устойчивость в частотном диапазоне:

$$2\omega_0 < \omega_* < (0.3 \div 0.7)\omega_{*к}$$

Это динамическое свойство подтвердилось и серией экспериментов с гибким ротором, который вращался внутри плавающего кольца [48]. При этом было установлено, что при потере устойчивости возникают автоколебания как самого ротора, так и кольца с одной из собственных частот системы “ротор-кольцо”.

Последние исследования, посвященные силовым реакциям бесконтактных уплотнений и их влиянию на вибрационное состояние ротора, можно сгруппировать как шесть главных направлений.

I: *Совершенствование методов расчета характеристик уплотнения в том числе с учетом турбулентности течения и различной формы его зазора, а также выбор оптимальной формы зазора для заданных условий эксплуатации, предъявляемых требований по герметичности, вибростоянию и надежности.*

Так в статье [7] выводятся формулы для вычисления гидродинамических сил гладкого щелевого уплотнения, вносящие существенные как количественные, так и качественные поправки по сравнению с предложенными Симоновским. В частности, учет восстановления скоростного напора на выходе из уплотнения позволил выявить появление гидродинамической силы отрицательного сопротивления, которая приводит к уменьшению упругой гидродинамической силы. Явление имеет место в случае сравнительно короткого кольцевого дросселирующего зазора, если потери на преодоление сопротивления трения не превосходят суммарных местных потерь на входе и выходе уплотнения.

Д. Чайлдз вычисляет динамические коэффициенты (характеристики) жидкостного и газового гладкощелевого уплотнения в условиях развитого турбулентного течения [98,99].

Определение коэффициентов жесткости и демпфирования лабиринтного уплотнения всегда представляло сложную задачу. В лабиринтных канавках возникают вихри и застойные зоны, интенсивность и размеры которых зависят от числа Рейнольдса и от колебаний ротора. Поэтому сначала были получены опытные данные. Например, А.Н. Гулый [24] проводил сравнительные испытания трех типов лабиринтных уплотнений, в том числе сотового, лункового и лабиринтного с перекрывающимися гребнями. Он определил как расходные характеристики, так и коэффициенты гидродинамической жесткости, путем оценивания параметров по экспериментальным частотным передаточным функциям неуравновешенного ротора, вращающегося в соответствующем уплотнении. В качестве эталона для оценки расходных и жесткостных характеристик принималось гладкое щелевое уплотнение с той же длиной и с тем же радиальным зазором. В работе [13] гидродинамическая жесткость лабиринтных уплотнений определялась по границе динамической устойчивости ротора. Согласно экспериментальным данным [13,24], наилучший результат показало лунковое уплотнение, его гидродинамическая жесткость оказалась наибольшей среди других типов лабиринтных уплотнений - примерно в два раза ниже, чем у гладкого щелевого.

Численный расчет расходно-жесткостных характеристик лабиринтного уплотнения проводится на сложных трехмерных моделях, включающих большое количество гидродинамических соотношений для определения давлений в канавках [108,117]. Их совершенствование, в конечном счете, привело к хорошему совпадению расчетных данных с экспериментальными. Так в работе [117] получены следующие результаты: гидродинамическая жесткость уплотнения соизмерима с жесткостью смазочного слоя подшипника скольжения и составляет: для гладкощелевого 50% от жесткости подшипника, а для лабиринтного в зависимости от сложности формы уплотняющей поверхности 10...30%.

Задачу определения реакций рабочего слоя лабиринтного уплотнения сегодня целесообразно решать на основе метода конечных объемов [105], что особенно эффективно

при сложной геометрии уплотняющей поверхности. Анализ механики жидкости и газа на базе этого метода реализуется в большинстве программных пакетов вычислительной гидромеханики или CFD (Computational Fluid Dynamics)-анализа. Например, мощным средством CFD-анализа является пакет *STAR-CD* [107]. Аббревиатура *STAR* расшифровывается как Simulation of Turbulent flow in Arbitrary Regions (Моделирование турбулентных течений в произвольных областях). Также следует отметить известный на российском рынке узкоспециализированный программный пакет *VT-FAST* для расчета уплотнений. Набор программ этой научной лаборатории позволяет моделировать лабиринтные канавки любой геометрии и достоверно определять коэффициенты жесткости и демпфирования соответствующего уплотнения. Использование программных средств такого рода дает возможность быстрого подбора оптимальной формы уплотнения для заданных условий эксплуатации, предъявляемых требований по герметичности, надежности и вибросостоянию.

II: *Моделирование двухфазного течения в зазоре уплотнения и критического истечения из него.*

Развитие данного направления связано с повышением надежности работы бесконтактных уплотнений высокооборотных и криогенных роторных машин. Возможное вскипание и двухфазное парожидкостное течение рабочей среды в дросселирующих зазорах уплотнений приводит к резкому падению как их расходных, так и жесткостных характеристик, что может стать причиной контакта ротора с уплотнениями. В России вопросом кавитации рабочей среды в гидравлических трактах серьезно занимаются научные сотрудники Орловского государственного технического университета (ОГТУ). В [70] ими изложена методика определения силовых реакций подшипника скольжения и бесконтактного уплотнения. Поля давлений в смазочном и уплотняющем слое с учетом возможных фазовых переходов они определяют путем совместного решения уравнения Рейнольдса, обобщенного на случай двумерного турбулентного течения вязкой сжимаемой парожидкостной среды, уравнений баланса расходов и баланса энергий в форме энтальпий. В случае лабиринтного уплотнения они включают в расчет дополнительные уравнения для определения давлений в канавках. Для решения этой задачи в научно-исследовательской лаборатории ОГТУ "Моделирование гидромеханических систем" был разработан программный продукт на основе метода конечных разностей, не уступающий западным аналогам [72].

III: *Учет напряженно-деформированного состояния плавающего уплотнительного кольца с целью уточнения его характеристик.*

Плавающее уплотнительное кольцо при высокочастотных колебаниях проявляет упругие свойства. В этой ситуации возникает необходимость учета влияния деформаций кольца на собственные характеристики (расход, коэффициенты жесткости и демпфирования слоя, сила трения о корпус, амплитуда и частота собственных колебаний). При расчете уплотнительного кольца с учетом связи между давлением и деформацией применяется эластогидродинамическая теория смазки с использованием уравнений теории упругости [36,42,100]. В настоящее время данную задачу можно решить, одновременно используя метод конечных объемов и метод конечных элементов (МКЭ) [90,122], т. е. с помощью программных пакетов CFD-анализа и МКЭ-анализа, например *ANSYS*.

Так в работе [80] принята следующая методика расчета характеристик уплотнительного кольца с учетом деформаций: Вначале методом конечных объемов из условия равенства расходов, протекающих через контрольный объем в радиальном и окружном направлении, строится поле распределения давлений в зазоре между уплотнительным кольцом и ротором. Затем полученное поле давлений прикладывается к

конечно-элементной трехмерной модели кольца. После этого от совокупности действующих силовых со стороны давления среды и температурных нагрузок, вследствие тепловыделения при деформировании материала, определяются величины деформаций поверхности в узлах модели кольца, представляющих собой величины изменения зазора. По результатам изменения зазора в [80] вычисляется величина расхода уплотнительного кольца. Сопоставление характеристик герметичности с учетом и без учета деформаций кольца показало, что при больших перепадах давления (свыше 2 МПа) влияние деформаций оказывается очень существенным. Учет деформаций кольца приводит к увеличению утечек в среднем в два раза, по сравнению с расчетом без учета деформаций.

IV: *Учет влияния на динамику ротора и уплотнительного кольца значительного трения на контактной поверхности, угловых колебаний кольца и свойств уплотняемой среды.*

При высоком уплотняемом давлении на плавающее уплотнительное кольцо действует повышенная сила прижатия к торцу корпуса. В результате сила трения на торцевой контактной поверхности может оказаться больше упругой гидро(газо)динамической силы в радиальном зазоре. В этом случае кольцо теряет подвижность и влияет на динамические характеристики ротора как щелевое уплотнение.

Однако соотношение между силой трения на торце и упругой гидро(газо)динамической силой в зазоре может измениться в пользу последней при изменении режима работы, в частности при прохождении ротором критической частоты вращения [33]. В данной работе показано, что из-за большой амплитуды резонансных колебаний ротора, кольцо становится подвижным и начинает влиять на жесткость и критическую скорость ротора как плавающее уплотнение. Смена характера влияния кольца вызывает эффект “размазанной” критической скорости ротора, т. е. ее значение меняется в диапазоне, ограниченном критической частотой вращения, определенной с учетом влияния щелевого уплотнения, и критической частотой вращения, определенной с учетом влияния плавающего уплотнительного кольца.

К изменению соотношения между силой трения на торце и упругой гидро(газо)динамической силой в зазоре также могут привести: деформации и угловые колебания кольца, вызывающие раскрытие торцового стыка [49], а также уменьшение плотности и вязкости среды с частотой вращения, вследствие увеличивающегося тепловыделения [6].

Важно отметить работу [45], где приведена классификация уплотнительных колец, основанная на способах уменьшения силы трения на контактной поверхности и увеличения упругой гидро(газо)динамической силы в кольцевом зазоре.

Работы [5,57] посвящены динамической устойчивости ротора в уплотнительном кольце с учетом трех составляющих гидродинамических сил (неконсервативной, упругой и демпфирующей), действующих в зазоре, а также силы сухого трения на кольце  $F_{fr}$ . В них аналитически и численно на основании вида прецессионных траекторий ротора показано, что в отличие от щелевого уплотнения (1), устойчивое вращение ротора в плавающем кольце может сохраняться при угловых скоростях, значительно превышающих  $2v_p$ :

$$\omega_* \approx 2v_p + \frac{v_k^4}{v_p^4} \frac{8F_{fr}}{\pi \delta_0 d_h},$$

где  $d_h$  - коэффициент демпфирования вязкой среды,  $\delta_0$  - радиальный зазор.

Кроме того, в [57] дано ясное физическое объяснение для выявленных квазиустойчивых режимов колебаний неуравновешенного ротора, а также продемонстрированы возможности вейвлет-анализа, позволяющего судить об устойчивости

движения любых роторных систем.

*V: Исследование динамики ротора с учетом возможных соударений с уплотнительным кольцом, а также анализ совместного влияния нескольких уплотнений на ротор.*

Работа плавающего уплотнительного кольца при определенных условиях может сопровождаться соударениями о ротор. Это происходит, когда амплитуда колебаний кольца относительно ротора превышает величину зазора между ними. Такая возможность рассмотрена в [3], где в математической модели “ротор-уплотнительное кольцо” при выполнении этого условия учитывается изменение их виброскоростей. Колебания ротора и кольца рассчитаны в предположении, что их поверхности абсолютно гладкие и трение при ударе отсутствует, а также с допущением, что сила трения кольца о корпус постоянна и не зависит от гидродинамических сил в зазоре. Результатами работы являются виброударные амплитудно-частотные характеристики ротора и кольца, а также разнообразные траектории кольца, построенные в зависимости от величины зазора между ними и коэффициента восстановления виброскоростей. Кроме того, из условия равенства перемещений ротора и кольца определены области безударного и ударного их взаимодействия в зависимости от массы кольца, коэффициента трения скольжения и величины силы прижатия кольца к корпусу.

Публикации [56,93,94] представляют собой развитие работы [3]. В них задача виброударных режимов системы “ротор - уплотнительное кольцо” решается в рамках классической теории удара, т. е. строится модель удара с трением посредством задания двух параметров - коэффициента восстановления и коэффициента трения  $f$ .

С помощью этой модели численно определяются области устойчивых колебаний ротора и кольца при их соударениях в зависимости от радиального зазора, частоты вращения и силы трения кольца о корпус [56,93]. Виброударная система “ротор-кольцо” теряет динамическую устойчивость вблизи критической скорости ротора  $v_p$ , а также вблизи ее дробных частот  $v_p/2n$ , где  $n=1,2,3,\dots$ , что получено также аналитически. Для случая абсолютно-гладких поверхностей ротора и кольца построены явные решения их виброударного движения. Трудность в получении таких решений из-за того, что колебания и удары описываются разнотипными уравнениями, преодолена стыковкой решений или методом «припасовывания».

Кроме того, оценено влияние соударений на характер стационарных колебаний системы “ротор-кольцо”, а также на процесс ее перехода через критическую скорость [56,94]. Так, колебаниям свойственна многорежимность; обнаружены 4 вида траекторий виброударного движения кольца. В зависимости от величины радиального зазора удары инициируют суб- или супергармоническую вибрацию кольца с частотами кратными угловой скорости -  $\omega/3$  или  $3\omega$ , а также вызывают увеличение амплитуды вынужденных колебаний ротора в среднем на 10%. Выявлена тенденция по числу соударений, происходящих за один оборот ротора; в изотропной системе “ротор-кольцо” всегда имеют место 4 удара за оборот, а при анизотропных упругих свойствах системы и малых коэффициентах трения ( $f < 0.1$ ) могут устанавливаться 2-х ударные режимы. Установлено, что виброударное прохождение критической скорости завершается захватом системой “ротор-кольцо” ударных колебаний. Причем это явление не возникает в случае так называемого полуподвижного кольца.

В [79] рассмотрен жесткий ротор, вращающийся в гидродинамических подшипниках скольжения и уплотняемый различными уплотнениями. При анализе динамики системы выяснилось, что уплотнения сильно влияют на амплитуду колебаний ротора даже при безударном режиме работы. Наблюдается существенное, вплоть до критического,

возрастание амплитуды колебаний ротора во всем частотном диапазоне. Этот результат автор объясняет центрирующим эффектом уплотнений, который смещает цапфы ротора в область малых эксцентриситетов, где подшипники скольжения работают неустойчиво. Однако им также замечено, что при определенном сочетании рабочих и геометрических параметров, уплотнения стабилизируют ротор.

*VI: Разработка конструкций и моделирование работы бесконтактных уплотнений как гидро(газо)статических опор.*

Применение щелевых уплотнений в качестве опор вместо подшипников скольжения или качения позволяет упростить конструкцию за счет устранения автономной системы смазки, уменьшить ее габариты и массу. Однако необходимость источника давления оправдывает трансформацию уплотнений в гидро(газо)статические подшипники только в особых случаях. Этому недостатка лишены агрегаты, подшипники которых смазываются рабочей средой. Например, хорошо исполняют роль подшипников щелевые уплотнения в центробежных насосах и компрессорах [8,9]. При этом часто функции подшипника и уплотнения совмещаются, такого типа узел назван Белоусовым А.И. “уплотнением-опорой” [8].

Представляют интерес и конструкции так называемых “безвальных” насосов, в которых роль подшипников играют уплотнения, установленные непосредственно на рабочих колесах насоса. Хотя подобные конструкции предлагались главным образом для насосов общепромышленного назначения [22], это конструктивное решение экономически целесообразно и для ТНА ЖРД, в первую очередь для малоразмерных, в которых габариты подшипников и уплотнений определяют размеры ТНА. “Безвальная” конструкция представляет интерес и для модернизации существующих ТНА, поскольку устранение обычных подшипников позволяет использовать для смазки уже имеющиеся в насосе утечки, повышая тем самым объемный КПД. “Уплотнения-опоры” в составе крыльчаток ТНА были разработаны в НПО Энергомаш совместно с ОГТУ [71] и испытаны на экспериментальной установке в лаборатории Орловского университета.

**6. Газо-жидкостные потоки.** К возбуждению специфических колебаний роторов приводит протекание сред через лопаточные аппараты и уплотняющие лабиринты. В моменты прохождения лопаток рабочего колеса мимо лопаток направляющего аппарата или канала отвода (подвода) возникают пульсации давления среды. В результате возбуждаются вибрации ротора с так называемой лопаточной частотой, которая кратна произведению числа лопаток рабочего колеса на частоту вращения. Также при определенных сочетаниях величин зазоров осевого между рабочим колесом и направляющим аппаратом и радиального в лабиринтах появляются аэрогидроупругие колебания недостаточно жестких элементов ротора. Были высказаны предположения об акустическом резонансе в полостях между роторной и статорной частями машины. Для отстройки от резонансных частот предложены различные мероприятия, например, постановка на рабочем диске дополнительного кольца, рассеивающего энергию при колебаниях за счет трения о диск (роторные машины компании “General Electric”). Однако введение новых элементов в конструкцию неэффективно. В связи с этим учитывая, что по своей природе аэрогидроупругие колебания близки к явлению панельного флаттера, А.И. Белоусов предложил метод расчета параметров лабиринтов и осевых зазоров, при которых неустойчивость не появляется [11].

Другая причина колебаний ротора, связана с неравномерным расходом среды через диаметрально противоположные части лопаточного аппарата при смещении ротора из центрального положения. В результате возникает неконсервативная газо(гидро)динамическая сила, перпендикулярная к смещению ротора в направлении его вращения. Данная сила, также как и неконсервативные силы подшипников скольжения и

уплотнений, при определенных условиях приводит к неустойчивому вращению ротора, провоцируя прямую асинхронную прецессию с половинной оборотной частотой. Расчет сил, возникающих в связи с протеканием сред через лопаточные аппараты различной конструкции, а также анализ их влияния на колебания роторов можно найти в книге А.Г. Костюка [39]. Этими же задачами, но с более специальными постановками занимались и многие другие авторы [58,78,86].

Эффективным и универсальным способом гашения вибраций роторов независимо от их природы является установка роторов на упруго-демпферные опоры. УДО представляют собой подшипниковые узлы в конструкцию, которых введены демпферы сухого [12,83], жидкостного [8,10], или комбинированного [8,83] трения. Большое разнообразие конструкций демпферов обусловлено требованиями повышения надежности изделий, постоянно усложняющимися условиями работы, отсутствием оптимальных конструкций, недостаточной изученностью их, а также субъективными факторами. Демпферы, состоящие из пакета гофрированных или чередующихся гофрированных и гладких лент, помещенных в кольцевую щель между подшипником и корпусом [12,83] обладают хорошей демпфирующей способностью. Однако в некоторых случаях их упругость оказывается недостаточной. При действии веса тяжелого ротора опора деформируется, что ухудшает ее упругодемпфирующие свойства и создает эксцентricность ротора относительно опоры. В УДО жидкостного трения подшипник и корпус разделены несжимаемым жидко-вязким слоем под давлением. Поэтому для устранения недостатков сухих демпферов используют комбинированные демпферы. В УДО комбинированного трения давление жидкости равномерно сдавливает пакет, что улучшает демпфирующие характеристики демпфера [83]. При этом восстанавливающая сила, возникающая вследствие гидростатического эффекта, способствует устранению эксцентricности ротора относительно оси опоры, что улучшает ее упругие свойства.

*Работа выполнена при поддержке РФФИ (Проект 10-08-00500-а).*

### Литература

1. *Артилес А., Хешилат Х.* Исследование радиальных подшипников в режиме масляного голодания с учетом температурных и кавитационных эффектов // Проблемы трения и смазки, 1985. Т.107, №3. С. 77-82.
2. *Ахметханов Р.С., Банах Л.Я., Рудис М.А.* Анализ нестационарных колебаний быстровращающихся роторных систем с учетом газодинамических сил // Проблемы машиностроения и надежности машин, 2001, №6. С.16-22.
3. *Ахметханов Р.С., Банах Л.Я., Рудис М.А.* Нелинейные колебания быстровращающихся роторов при разгоне и выбеге // Проблемы машиностроения и надежности машин, 2002, №4. С.11-18.
4. *Банах Л.Я., Никифоров А.Н.* Динамическое гашение колебаний быстроходных роторов плавающими уплотнительными кольцами // Научный вестник МГТУ ГА, 2006, №109. С. 125-127.
5. *Банах Л.Я., Никифоров А.Н.* Об устойчивости движения роторов в плавающих уплотнениях // Сборник статей XV симпозиума “Динамика виброударных (сильно нелинейных) систем”. М.-Звенигород: 2006. С.33-36.
6. *Баусов А.М.* Теоретическое обоснование изменения критического перепада давлений магнито-жидкостного уплотнения в зависимости от температуры магнитной жидкости // Совершенствование средств механизации и технологических процессов в сельском хозяйстве. Сб. науч. тр. ПГАУ – ИГСХА, Санкт-Петербург, 1996. С. 19-24.

7. *Беда И.Н.* Влияние нестационарности осевого течения жидкости на величину радиальной силы в щелевом уплотнении // Проблемы машиностроения и надежности машин, 1990, №2. С. 44-49.
8. *Белоусов А.И.* Один из эффективных путей решения актуальных проблем двигателестроения // Вибрационная прочность и надежность двигателей и систем ЛА. Куйбышев: КуАИ. 1981. С. 166-176.
9. *Белоусов А.И.* Конструктивные и силовые схемы турбомашин ДЛА: Учеб. пособие. Куйбышев: КуАИ, 1988. 92 с.
10. *Белоусов А.И., Балякин В.Б., Новиков Д.К.* Теория и проектирование гидродинамических демпферов опор роторов / Под ред. А.И. Белоусова. Самара: Изд-во Самарского НЦ РАН, 2002. 335 с.
11. *Белоусов А.И., Ткаченко С.И., Самсонов В.Н., Ткаченко О.А.* Прочностная и вибрационная отработка космических аппаратов / Под ред. А.И. Белоусова. Самара: Изд-во Самарского НЦ РАН, 2002. 502 с.
12. *Белоусов А.И., Пономарев Ю.К., Антипов В.А., Калакутский В.И.* Пространственные характеристики упругодемпфирующих опор водородного насоса на базе многослойных гофрированных демпферов // Конверсия в машиностроении. 2003, №6. С. 32-38.
13. *Бережной И.С., Постников И.Д., Пшик В.Р.* Исследование расходных и динамических характеристик лабиринтных уплотнений // Вестник машиностроения, 1985, №11.
14. *Болотин В.В.* Неконсервативные задачи теории упругой устойчивости. М.: ФИЗМАТГИЗ, 1961. 339 с.
15. *Бондаренко Г.А., Симоновский В.И., Пшик В.Р.* Экспериментальное определение коэффициентов гидродинамических сил в лабиринтных уплотнениях // Машиноведение, 1981, №5. С. 39-41.
16. *Бонкомпен Р., Филон М., Френ Ж.* Анализ тепловых явлений в гидродинамических подшипниках // Проблемы трения и смазки, 1986. №2. С. 68-74.
17. *Бутсма Дж.* Поверхность раздела жидкость – газ и несущая способность радиальных подшипников с винтовыми канавками // Проблемы трения и смазки, 1973. Т.95, №1. С. 104-110.
18. *Воскресенский В.А., Дьяков В.И.* Расчет и проектирование опор скольжения (жидкая смазка). Справочник. М.: Машиностроение, 1980. 224 с.
19. *Герашенко Б.И.* Динамика закритических роторов лопаточных машин. М.: Спутник+, 2000. 250 с.
20. *Гетин Д.Т.* Применение метода конечных элементов для термогидродинамического анализа тонкопленочного высокоскоростного цилиндрического подшипника скольжения // Проблемы трения и смазки, 1988. №1. С. 73-80.
21. *Голубев А.И., Кондаков Л.И.* Уплотнения и уплотнительная техника. Справочник. М.: Машиностроение, 1994. 448 с.
22. *Горовой С.А.* Разработка и исследование конструкций "безвальных" центробежных насосов. // Труды VIII Международной научно-технической конференции "НАСОСЫ - 96", Сумы 1998 г. т.2. с232-241.
23. *Гробов В.А.* Нестационарные колебания роторов турбомашин при прохождении через критические числа оборотов. Рига: РВИАВУ, 1959. 120 с.
24. *Гулый А.Н.* Гидродинамическая жесткость бесконтактных уплотнений // Вестник машиностроения, 1987, №2.
25. *Гуров В.И., Шестаков К.Н.* Разработка криогенных турбонасосов. М.: Информконверсия, 2000. 132 с.
26. *Гусаров А.А.* Балансировка роторов машин. В 2 кн. М.: Наука, 2004.

27. Ден-Гартог Дж.П. Механические колебания. М.:Физматгиз, 1960. 580 с.
28. Диментберг Ф.М. Изгибные колебания вращающихся валов. М.: АН СССР, 1959, 247 с.
29. Дмитренко А.И. Анализ уплотнений проточной части насосов и турбин ТНА ЖРД // Научно-технический юбилейный сборник. КБ химавтоматики. ИПФ "Воронеж", 2001. С. 364 – 370.
30. Драч И.В., Ройзман В.П., Ткачук В.П. Теория автоматического балансирования роторов машин жидкостными рабочими телами // Вибрации в технике и технологиях, №2, 2007. С. 45-50.
31. Драч И.В., Ткачук В.П. Эффективность балансирования ротора автобалансирующими устройствами с сыпучими рабочими телами и шариками малого диаметра // Измерительная и вычислительная техника в технологических процессах, №1, 2006. С.126-130.
32. Журавлёв Ю.Н. Активные магнитные подшипники: Теория, расчет, применение. СПб.: Политехника, 2003. 206 с.
33. Иванов А.В. Некоторые вопросы моделирования влияния уплотнений на динамику роторов // Труды международного научного симпозиума "Гидродинамическая теория смазки – 120 лет". Орел, 2006. Т.1, с. 510-516.
34. Кальменс В.Я. Исследование автоколебаний гибкого ротора на подшипниках скольжения / Сб.: Колебания валов на масляной пленке. М.: Наука, 1968, с.48-61.
35. Кельзон А.С., Циманский Ю.П., Яковлев В.И. Динамика роторов в упругих опорах. М.: Наука, 1982. 280 с.
36. Коднир Д.С., Жильников Е.П., Байбородов Ю.И. Эластогидродинамический расчет деталей машин. М.: Машиностроение, 1988. 160 с.
37. Константиnescу В.Н., Галетудзе С. Рабочие характеристики радиальных подшипников скольжения в турбулентном инерционном потоке // Проблемы трения и смазки, 1982. Т.104, №2. С. 24-30.
38. Коровчинский М.В. Прикладная теория подшипников жидкостного трения. М.: Машгиз, 1954. 186 с.
39. Костюк А.Г. Динамика и прочность турбомашин. М.: МЭИ, 2000. 480 с.
40. Куинджи А.А., Колосов Ю.А., Народицкая Ю.И. Автоматическое уравнивание роторов быстроходных машин. М.: Машиностроение, 1974. 152 с.
41. Кумар А., Синхасан Р., Сингх Д.В. Рабочие характеристики двухклиновых гидродинамических радиальных подшипников // Проблемы трения и смазки, 1980. Т.102, №4. С. 16-20.
42. Ландау Л.Д., Лифшиц Е.М. Теория упругости. М.: Физматлит, 2001. 264 с.
43. Ли К.Х. Динамика роторов на подшипниках с плавающей втулкой // Проблемы трения и смазки, 1980. Т.102, №4. С. 16-20.
44. Макивор Дж.Д.К., Феннер Д.Н. Конечно-элементный анализ динамически нагруженных упругих радиальных подшипников скольжения. Быстрый метод Ньютона-Рафсона // Современное машиностроение. Сер. А., 1990, №7. С. 105-112.
45. Максимов В.А., Поспелов Г.А., Шнепп В.Б., Хадиев М.Б. Плавающие уплотнения валов высокоскоростных центробежных компрессорных машин // Обзорная информация. Серия ХМ-5. М.: ЦИНТИхимнефтемаш, 1977, 52 с.
46. Макхью Дж.Д. Оценка интенсивности субсинхронных вибраций роторов в радиальных подшипниках скольжения с жидкой смазкой // Проблемы трения и смазки. 1986, №2. С.101-107.
47. Марцинковский В.А., Рудис М.А. О динамике роторов гидромашин // Теория механизмов и машин, 1964, вып. 98, 99. С. 18-27.

48. *Марцинковский В.А.* Бесконтактные уплотнения роторных машин. М.: Машиностроение, 1980. 200 с.
49. *Марцинковский В.А., Ворона П.Н.* Насосы атомных электростанций. М.: Энергоатомиздат, 1987, 256 с.
50. *Марцинковский В.А.* Гидродинамика дросселирующих каналов. Сумы: Изд-во Сумского госуниверситета, 2002. 336 с.
51. *Марцинковский В.С., Юрко В.И.* Подшипники для оборудования динамического действия // Труды 10-й международной научно-технической конференции «ГЕРВИКОН – 2002», т. 3, Сумы, 2002 г. С. 185 –204.
52. *Марцинковский В.С., Симоновский В.И., Юрко В.И.* Динамические характеристики подшипников скольжения с вкладышами на гидростатической пленке // Труды международного научного симпозиума “Гидродинамическая теория смазки – 120 лет”. Орел, 2006. Т.1, с. 539-544.
53. *Натанзон В.Я.* Критическая скорость ротора и зазоры в подшипниках качения // Сборник статей “Колебания в турбомашинах”. Институт машиноведения АН СССР, 1959. С. 87-90.
54. *Нельсон, Д., Холлингсворт, Л.* Радиальный подшипник с самоустанавливающимися вкладышами, снабженными жидкостными опорами // Проблемы трения и смазки. Серия F, N1, 1977. С. 127-134.
55. *Никитин Г.А.* Щелевые и лабиринтные уплотнения гидроагрегатов. М.: Машиностроение, 1982. 109 с.
56. *Никифоров А.Н.* Снижение уровня вибраций быстровращающихся роторов за счет их гидродинамического взаимодействия с уплотнительными кольцами // Автореферат диссертации на соискание ученой степени кандидата технических наук. Москва: ИМАШ РАН, 2008. 23 с. – То же [Электронный ресурс]. URL: <http://www.imash.ru/diss/autoref/nikiforov.pdf> (дата обращения: 13.08.2009).
57. *Никифоров А.Н.* Определение условий отсутствия неустойчивых режимов в системе “гибкий ротор – уплотнительное кольцо”, связанных с действием неконсервативной гидродинамической силы в кольцевом зазоре // Вестник машиностроения. 2010, №4.
58. *Олимпиев В.И.* Влияние конструкции бандажного уплотнения на газодинамическое возбуждение низкочастотной вибрации ротора турбины // Теплоэнергетика, 1977. №7. С. 24-28.
59. *Ота Т.* Разрыв пленки в гидродинамической смазке // Проблемы трения и смазки, 1988, №2. С. 134-138.
60. Патент РФ № 2368822. Способ динамического гашения и динамический гаситель колебаний ротора / Никифоров А.Н., Банах Л.Я., Пановко Г.Я., Кочетов О.С. Опубликовано 27.09.2009. Бюл. №27.
61. *Пешти Ю.В.* Газовая смазка. М.: Изд-во МГТУ, 1993. 381 с.
62. *Пинегин С.В., Фролов К.В.* Вибрация и шум подшипников качения // Машиноведение, 1966, №2. С. 36-45.
63. *Позняк Э.Л.* Исследование устойчивости движения роторов на подшипниках скольжения. Изв. АН СССР, ОТН, Механика и машиностроение, 1963, №2.
64. *Позняк Э.Л.* Влияние масляного слоя в подшипниках скольжения на устойчивость и критические скорости высокоскоростных роторов // Колебания валов на масляной пленке. Сборник статей. М.: Наука, 1968. С. 10-38.
65. *Позняк Э.Л.* Колебания роторов // Справочник. Вибрации в технике. М.: Машиностроение, 1980. Том 3, с. 130-189.
66. *Прокопьев В.Н., Бояршинова А.К., Задорожная Е.А., Фишер А.С.* Гидромеханические

- характеристики подшипников с пакетом плавающих втулок // Проблемы машиностроения и надежности машин. №6, 2004. С. 15–21.
67. *Реддклиф, Вор.* Гидростатические подшипники криогенных турбонасосов ракетных двигателей // Проблемы трения и смазки, 1969 г. №3. С. 206–227.
68. *Рейнхарт И., Лунн Дж.В.* Влияние сил инерции жидкости на динамические характеристики радиальных подшипников // Проблемы трения и смазки, 1975. Т.97, №2. С. 15-23.
69. *Русов В.А.* Спектральная вибродиагностика. Пермь: Издательство НИИУМС, 1996. 176 с. – То же [Электронный ресурс]. URL: <http://www.vibrocenter.ru/book.htm> (дата обращения: 03.07.2009).
70. *Савин Л.А., Жидков С.А., Соломин О.В., Устинов Д.Е.* Моделирование течений криогенных рабочих тел в гидравлических трактах турбомашин // Известия ОрелГТУ. Математика, механика, информатика, 2000. С. 48-52.
71. *Савин Л.А., Сидоренко А.С., Соломин О.В., Толстиков Л.А.* Характеристики гибридных опор скольжения высокоскоростных ТНА длительного ресурса // Труды 1-й международной научно-технической конференции «СИНТ’01», Воронеж, 2001. С. 39-45.
72. *Савин Л.А., Соломин О.В., Устинов Д.Е. и др.* “Уплотнение-Криоген” - программа расчета основных характеристик высокоскоростных контактных и бесконтактных уплотнений роторов // Свидетельство Роспатента от 25.09.2002 об официальной регистрации программы для ЭВМ №2002611656.
73. *Симоновский В.И.* Устойчивость и нелинейные колебания роторов центробежных машин. Харьков.: Изд-во «Вища школа», 1986. 128 с.
74. *Сингх Д.В., Синхасан Р., Гхай Р.К.* Статический и динамический анализ гидростатических радиальных подшипников с капиллярной компенсацией методом конечных элементов // Проблемы трения и смазки, 1977. Т.99, №4. С. 102-108.
75. *Спицын Н.А.* Опоры валов и осей машин и приборов. М.: Машиностроение, 1970. 520 с.
76. *Суганами Т., Сери А.* Термогидродинамический анализ радиальных подшипников // Проблемы трения и смазки, 1979. Т.101, №1. С. 23-30.
77. *Темис М.Ю.* Расчет статических и динамических коэффициентов подшипника скольжения с учетом деформативности его рабочих поверхностей // Вестник Гомельского государственного технического университета им. П.О.Сухого, 2004, №4. С.25-32.
78. *Трухний А.Д., Лосев С.М.* Стационарные паровые турбины. М.: Энергоиздат, 1981. 456 с.
79. *Устинов Д.Е.* Влияние радиальных уплотнений на динамику высокоскоростных роторов на подшипниках скольжения с криогенной смазкой. Автореферат диссертации на соискание ученой степени кандидата технических наук. Орел, 2001. 23 с.
80. *Фалалеев С.В., Виноградов А.С.* Создание метода расчета торцовых уплотнений с произвольной формой газодинамических камер // Труды международного научного симпозиума “Гидродинамическая теория смазки – 120 лет”. Орел, 2006. Т.1, с. 373-378.
81. *Хронин Д.В.* Теория и расчет колебаний в двигателях летательных аппаратов. М.: Машиностроение, 1970. 412 с.
82. *Цырлин А.Л.* Динамика роторов двойкой жесткости. В кн. Динамика гибких роторов. М.: Наука, 1972. С. 27-44.
83. *Чегодаев Д.Е., Пономарев Ю.К.* Демпфирование. Самара: СГАУ, 1997. 334 с.
84. *Чжоу П.Л., Сейбл И.А.* О влиянии шероховатости при гидродинамической смазке // Проблемы трения и смазки, 1978. Т.100, №2. С. 34-38.
85. *Шейнберг С.А., Жедь В.П., Шишеев М.Д.* Опоры скольжения с газовой смазкой. М.: Машиностроение, 1969.

86. Шульженко Н.Г., Воробьев Ю.С. Численный анализ колебаний системы турбоагрегат – фундамент. Киев: Изд-во Наук. думка, 1991. 232 с.
87. Щепетильников В.А. Уравновешивание механизмов. М.: Машиностроение, 1982.
88. Эрих Ф.Ф. Явления хаотических вибраций в динамике высокоскоростных роторных систем // Современное машиностроение. Сер.Б. 1991, №5, с. 72-80.
89. Adams M.L., Payandeh S. Self-Excited Vibration of Statically Unloaded Pads in Tilting-Pad Journal Bearings // J. of Lubrication Technology, 1983. Vol. 105. P. 377-384.
90. Adams M.L. Rotating machinery vibration: from analysis to troubleshooting / M.L. Adams. – NY: Marcel Dekker, Inc., 2001. 354 p.
91. Bayada G. Variational Formulation and Associated Algorithm for the Starved Finite Journal Bearing // J. of Lubrication Technology, 1983. Vol. 105. P. 453-457.
92. Banakh L.Ya., Nikiforov A.N., Panovko G.Ya. “Some features of rotor dynamics inside floating sealing ring”, Solid State Phenomena, Vol. 113 (2006), pp. 247-251. – То же [Электронный ресурс]. URL: <http://www.scientific.net> (дата обращения: 09.09.2009).
93. Banakh L., Nikiforov A. Vibroimpact regimes and stability of system “Rotor - Sealing Ring” / Journal of Sound and Vibration, Vol. 308 (2007), pp. 785–793. – То же [Электронный ресурс]. URL: <http://www.sciencedirect.com> (дата обращения: 14.10.2009).
94. L. Banakh, A. Nikiforov, G. Panovko. Vibroimpact Motion of Rotor taking into account Friction at the Contact // Proc. 6<sup>th</sup> EUROMECH Nonlinear Dynamics Conference (ENOC 2008), Saint Petersburg (Russia), 2008. – То же [Электронный ресурс]. URL: <http://lib.physcon.ru/?item=1605> (дата обращения: 18.01.2010).
95. Bently D.E., Petchenev A. Beware of the Use of a Floating Ring in a Fluid-Film Bearing // Orbit, 2000. First Quarter. P. 15-17.
96. Bently D.E. Fundamentals of Rotating Machinery Diagnostics. Canada: Bently Pressurized Bearing Press, 2002. 726 p.
97. Braun M.J., Adams M.L., Millen R.L. Analysis of a two row hydrostatic journal bearing with variable properties, inertia effect and surface roughness. // Israel journal of technology. Vol. 22. 1984/5. P. 155-164.
98. Childs D. Finite length solutions for rotordynamic coefficients of turbulent annular seals. ASME, 1982, 82-LUB-42.
99. Childs D. Turbomachinery Rotordynamics. Canada: John Wiley and Sons, 1993. 476 p.
100. Dowson D., Higginson G.R. Elastohydrodynamic Lubrication. 2nd ed. Oxford: Pergamon, 1977.
101. Handbook of turbomachinery. – NY, Marcel Dekker, Inc., 1995. – 472 p.
102. Hertz H. Über die Berührung fester elastischer Körper. Gesammelte Werke. Bd. I, 1895.
103. URL: <http://www.engineeringatboeing.com>
104. Lambrulescu M.I., Dimofte F., Sawicki J.T. Stability of a Rotor Supported by Wave Journal Bearings as a Function of Oil Temperature // Proc. 2<sup>nd</sup> Int. Symp. on Stability Control of Rotating Machinery. Gdansk, 2003. P. 362-371.
105. Lebeck A.O. Principles and Design of Mechanical Face Seals. New York, 1991. 764 p.
106. Lynn Daniel, пер. с англ. И.П. Шейняк, под редакцией В.А. Смирнова. Выявление дефектов подшипников качения с помощью анализа вибрации [Электронный ресурс]. URL: <http://www.cnt-moscow.ru/ru/bible/vdpk/> (дата обращения: 20.01.2010).
107. Methodology. STAR-CD Version 3.15A - London: Computational Dynamics Limited, 2002. - 244 p.
108. Moore, J. Jeffrey, 2003. Three Dimensional CFD Rotordynamic Analysis of Gas Labyrinth Seals. Journal of Vibration and Acoustics, ASME. October, Vol. 125, pp. 427-433.
109. Muszynska A. Whirl and Whip – Rotor/Bearing Stability Problems // J. of Sound and

- Vibration, 1986. Vol.110, №3, p. 443-462.
110. *Muszynska A., Bently D.* Anti-Swirl Arrangements Prevent Rotor/Seal Instability // Vibration, Stress and Reliability in Design. Trans. of the ASME. J. 1989. Vol. 111, p. 156-162.
  111. *Muszynska A.* The Fluid Force Model in Rotating Machine Clearances Identified by Modal Testing and Model Applications: An Adequate Interpretation of Fluid-Induced Instabilities // Proc. 1<sup>st</sup> Int. Symp. On Stability Control of Rotating Machinery. South Lake Tahoe (California), 2001. 50 p.
  112. *Nikiforov A., Banakh L., Panovko G., Shohin A.* Disappearance of Critical Rotor Speed / Sealing Ring as Suppressor of Rotor Oscillations // Proc. 12<sup>th</sup> IFToMM World Congress, Besançon (France), 2007.
  113. *Olszewski O., Strzelecki S., Someya T.* Dynamic Characteristics of Tilting 12-Pad Journal Bearing // Proc. 2<sup>nd</sup> Int. Symp. on Stability Control of Rotating Machinery. Gdansk, 2003. P. 131-139.
  114. *Oravsky V.* Some Types, Classification and Definitions of Instability in Rotating Machinery // Proc. 1<sup>st</sup> Int. Symp. On Stability Control of Rotating Machinery. South Lake Tahoe (California), 2001. 17 p.
  115. *Otto H.* Радиальный подшипник скольжения с плавающей втулкой // Tribol And Schmierungstechn. 1983, 30, №6.
  116. *Rieger N.F.* Balancing of Rigid and Flexible Rotors. Washington, USA: Shock and Vibration Information Center, 1986. 614 p.
  117. *Savin L.A., Solomin O.V.* Dynamics of high-speed multi-supporting rotor systems of cryogenic turbomachines with fluid-film bearings // Proc. 11<sup>th</sup> World Congr. in Mechanism and Machine Science. Tianjin, 2004.
  118. *Schweitzer G., Bleuler H., Traxler A.* Active magnetic bearings. Hochschulverlag AG an der ETH Zurich, 1994. 244 p.
  119. *Strzelecki S.* An Effect of Pad Support Position on the Dynamic Characteristics of Tilting 4-Pad Journal Bearing // Proc. 1<sup>st</sup> Int. Symp. on Stability Control of Rotating Machinery. South Lake Tahoe (California), 2001. 9 p.
  120. *Tondl A.* Some Problems of Rotor Dynamics. Publishing House of the Czechoslovak Academy of Sciences, Prague; London: 1965. 434 p.
  121. *Tripp J.H.* Surface Roughness Effects in Hydrodynamic Lubrication: The Flow Factor Method // J. of Lubrication Technology, 1983. Vol. 105. P. 458-465.
  122. *Yamamoto T., Ishida Y.* Linear and nonlinear rotordynamics. A modern treatment with applications / T. Yamamoto, Y. Ishida. – New York, John Willey&Sons, 2001. 326 p.
  123. *Yu X., Davies G., Krodkiewski J.* Modeling the Oil Flow Beneath the Flexible Sleeve of an Active Oil Bearing // Proc. 2<sup>nd</sup> Int. Symp. on Stability Control of Rotating Machinery. Gdansk, 2003. P. 436-445.
  124. *Yu X., Davies G., Krodkiewski J.* Influence of Oil Flow Under the Flexible Sleeve of the Active Bearing on the Stability of the Rotor Bearing System // Proc. 2<sup>nd</sup> Int. Symp. on Stability Control of Rotating Machinery. Gdansk, 2003. P. 446-455.
  125. *Zhang W., Guo J., Qiu P.* Nonlinear Dynamic Analysis of Rotor Supported by Finite Journals with a New Unsteady Nonlinear Oil-Film Force Model // Dynamics, Acoustics and Simulations. Trans. of the ASME. J. 2000. De-Vol.108/DSC-Vol.68, p. 171-176.
  126. *Zheng T., Hasebe N.* Nonlinear Dynamic Behaviors of a Complex Rotor-Bearing System // Applied Mechanics. Trans. of the ASME. J. 2000. Vol.67, p. 485-495.

Поступила: 22.01.10.