

**В. А. МАРЦИНКОВСКИЙ**

*ДИНАМИКА*

*РОТОРОВ*

**ЦЕНТРОБЕЖНЫХ МАШИН**

В. А. Марцинковский

*ДИНАМИКА*  
*РОТОРОВ*  
центробежных машин

Сумы  
Сумский государственный университет  
2012

УДК 534.1:62-251:621.671

ББК 22.253.3

М 30

*Рецензенты:*

*В. Б. Тарельник* – доктор технических наук, профессор, заведующий кафедры «Технический сервис» Сумского национального аграрного университета;

*И. Б. Каринцев* – кандидат технических наук, профессор, заведующий кафедры сопротивления материалов и машиноведения Сумского государственного университета

*Рекомендовано к печати ученым советом  
Сумского государственного университета  
(протокол № 9 от 12.04.2012)*

**Марцинковский В. А.**

М 30 Динамика роторов центробежных машин : монография /  
В. А. Марцинковский. – Сумы : Сумский государственный  
университет, 2012. – 562 с.  
ISBN 978-966-657-423-0

Приведен анализ влияния щелевых уплотнений на вибрационные характеристики взаимосвязанных радиально-угловых и радиально-осевых колебаний динамической системы ротор-уплотнение-уравновешивающее устройство центробежной машины. Предложены методы статического и динамического расчетов, принципы конструирования и конструкции виброустойчивых уплотнений и систем уравновешивания осевых сил.

Монография рассчитана на специалистов в области насосо- и компрессоростроения, а также на студентов и преподавателей соответствующих специальностей.

В монографии приведены исследования, проведенные в Сумском государственном университете.

Табл. – 16, иллюстраций – 168, библиогр. список – 112 наименований.

Наведено аналіз впливу шпарових ущільнень на вібраційні характеристики взаємозв'язаних радіально-кутових та радіально-осьових коливань динамічної системи ротор-ущільнення-зрівноважувальний пристрій відцентрової машини. Запропоновані методи статичного та динамічного розрахунків, принципи конструювання і конструкції вібростійких ущільнень і систем автоматичного зрівноважування осьових сил.

Монографія розрахована на фахівців у галузі насосо- та компресоробудування, а також на студентів і викладачів відповідних спеціальностей.

У монографії наведені дослідження, що були проведені у Сумському державному університеті.

Табл. – 16, ілюстрацій – 168, бібліогр. список – 112 найменувань.

**УДК 534.1:62-251:621.671**

**ББК 22.253.3**

© Марцинковский В. А., 2012

ISBN 978-966-657-423-0

© Сумский государственный университет, 2012

## ОГЛАВЛЕНИЕ

Предисловие.....	9
Перечень условных обозначений.....	17
<b>Глава 1 Радиальные колебания симметричного ротора.....</b>	<b>29</b>
1.1 Вводные замечания.....	29
1.2 Кинематика вращательного движения ротора.....	33
1.3 Вывод уравнений движения.....	39
1.4 Свободные колебания.....	42
1.4.1 <i>Общее решение уравнения свободного движения.....</i>	<i>42</i>
1.4.2 <i>Свободное движение ротора с различными сочетаниями параметров.....</i>	<i>44</i>
1.4.3 <i>Характеристики затухания свободных колебаний.....</i>	<i>54</i>
1.5 Вынужденные колебания.....	61
1.5.1 <i>Общее решение уравнения вынужденных колебаний.....</i>	<i>61</i>
1.5.2 <i>Комплексные параметры ротора.....</i>	<i>64</i>
1.5.3 <i>Коэффициент динамичности и критическая частота вращения ротора.....</i>	<i>67</i>
1.5.4 <i>Переход ротора через резонанс.....</i>	<i>73</i>
1.5.5 <i>Зависимость вектора динамического прогиба от частоты вращения.....</i>	<i>81</i>
1.5.6 <i>Самоцентрировка гибких роторов.....</i>	<i>86</i>
1.5.7 <i>Динамические реакции опор и изгибные напряжения вала.....</i>	<i>90</i>
<b>Глава 2 Влияние осевой асимметрии и внутреннего трения на динамику ротора.....</b>	<b>95</b>
2.1 Кинематика горизонтально расположенного ротора.....	95
2.2 Ротор на анизотропно- упругих опорах.....	99
2.2.1 <i>Постановка задачи.....</i>	<i>99</i>
2.2.2 <i>Вывод уравнений колебаний ротора и вычисление собственных частот.....</i>	<i>101</i>
2.2.3 <i>Вынужденные колебания.....</i>	<i>103</i>
2.3 Горизонтальный ротор с валом двойкой жесткости.....	107
2.3.1 <i>Вывод уравнений движения.....</i>	<i>108</i>

2.3.2	Свободные колебания.....	110
2.3.3	Влияние силы тяжести на динамику ротора.....	115
2.3.4	Вынужденные колебания под действием неуравновешенности.....	120
2.4	Влияние сил внутреннего.....	123
2.4.1	Природа внутреннего трения.....	123
2.4.2	Работа сил неупругого сопротивления.....	127
2.4.3	Уравнения колебаний с учетом сил внешнего и внутреннего трения.....	134
2.4.4	Вынужденные колебания.....	136
2.4.5	Влияние внутреннего трения на устойчивость движения ротора.....	137
<b>Глава 3</b>	<b>Вывод уравнений радиально-угловых колебаний ротора в щелевых уплотнениях.....</b>	<b>141</b>
3.1	Постановка задачи.....	141
3.2	Вывод уравнений движения ротора.....	148
3.2.1	Уравнения движения твердого тела.....	148
3.2.2	Кинетический момент твердого тела.....	149
3.2.3	Кинетический момент уравновешенного ротора.....	151
3.2.4	Преобразование кинетического момента неуравновешенного ротора к неподвижной системе координат.....	153
3.2.5	Силы и моменты изгибной жесткости вала.....	160
3.3	Радиальные силы и моменты в щелевых уплотнениях.....	164
3.3.1	Обобщенная модель щелевого уплотнения.....	164
3.3.2	Выражения гидродинамических сил и моментов в щелевых уплотнениях.....	168
3.3.3	Дополнительные моменты радиальных сил.....	173
3.4	Уравнения радиально-угловых колебаний ротора в уплотнениях.....	177
3.4.1	Уравнения движения в проекциях.....	177
3.4.2	Уравнения движения в комплексных переменных.....	183
3.4.3	Матричная форма уравнений и классификация	185

---

---

3.5	Модели роторов для численной оценки вибрационных характеристик.....	194
<b>Глава 4</b>	<b>Радиальные колебания симметричногоротора в щелевых уплотнениях.....</b>	<b>199</b>
4.1	Вводные замечания.....	199
4.2	Свободные колебания.....	201
4.2.1	Характеристическое уравнение.....	201
4.2.2	Собственные частоты консервативной системы.....	204
4.2.3	Вычисление характеристических показателей с учетом неконсервативных сил.....	208
4.2.4	Зависимость собственных частот от частоты вращения.....	215
4.2.5	Понятие критической частоты вращения.....	221
4.2.6	Вычисление критических частот вращения....	225
4.3	Устойчивость колебаний.....	236
4.3.1	Устойчивость равновесия.....	236
4.3.2	Оценка устойчивости по вещественным частям корней характеристического уравнения.....	239
4.3.3	Алгебраические критерии устойчивости.....	246
4.3.4	Устойчивость ротора центробежной машины.....	255
4.4	Амплитудные и фазовые частотные характеристики.....	257
4.5	Некоторые выводы.....	262
<b>Глава 5</b>	<b>Независимые угловые колебания ротора.....</b>	<b>265</b>
5.1	Свободные угловые колебания ротора без щелевых уплотнений.....	265
5.1.1	Постановка задачи.....	265
5.1.2	Вывод характеристического уравнения.....	267
5.1.3	Вычисление характеристических показателей.....	268
5.1.4	Вычисление критических частот вращения....	275
5.2	Вынужденные угловые колебания в воздухе.....	277
5.2.1	Частотные характеристики.....	277
5.2.2	Явление самоцентровки.....	278
5.3	Свободные угловые колебания ротора в щелевых уплотнениях.....	280

5.3.1	<i>Характеристическое уравнение.....</i>	280
5.3.2	<i>Коэффициент демпфирования и собственные частоты угловых колебаний.....</i>	281
5.3.3	<i>Зависимость собственных частот от частоты вращения.....</i>	284
5.3.4	<i>Критические частоты вращения.....</i>	286
5.4	<i>Устойчивость угловых колебаний.....</i>	291
5.4.1	<i>Устойчивость при постоянном перепаде давления.....</i>	291
5.4.2	<i>Критическая диффузорность уплотнений.....</i>	292
5.4.3	<i>Устойчивость при квадратичной зависимости перепада давления от частоты вращения.....</i>	293
5.5	<i>Вынужденные угловые колебания.....</i>	294
5.6	<i>Краткие выводы.....</i>	298
<b>Глава 6 Совместно-радиально-угловые колебания ротора</b>		299
6.1	<i>Свободные колебания ротора без уплотнений.....</i>	299
6.1.1	<i>Уравнения колебаний и характеристическое уравнение.....</i>	299
6.1.2	<i>Свободные колебания консервативной систем.....</i>	301
6.1.3	<i>Собственные частоты невращающегося вала..</i>	302
6.1.4	<i>Собственные частоты вращающегося вала....</i>	305
6.1.5	<i>Критические частоты вращения.....</i>	308
6.1.6	<i>Оценка устойчивости.....</i>	311
6.1.7	<i>Вынужденные колебания.....</i>	312
6.2	<i>Свободные радиально-угловые колебания ротора в щелевых уплотнениях.....</i>	321
6.2.1	<i>Характеристическое уравнение системы.....</i>	321
6.2.2	<i>Собственные частоты радиально-угловых колебаний ротора при постоянном перепаде давления .....</i>	322
6.2.3	<i>Учет зависимости перепада давления от частоты вращения.....</i>	329
6.2.4	<i>Учет зависимости перепада давления от частоты вращения.....</i>	332
6.3	<i>Амплитудные и фазовые частотные характеристики.....</i>	337

6.3.1 Уравнения вынужденных колебаний ротора в щелевых уплотнениях.....	337
6.3.2 Вычисление амплитуд и фаз при постоянном перепаде давления.....	339
6.3.3 Амплитуды и фазы колебаний ротора центробежной машины.....	342
6.3.4 Результаты вычислений.....	343
6.4 Некоторые выводы.....	347
<b>Глава 7 Конструкции щелевых уплотнений.....</b>	<b>349</b>
7.1 Терминология и особенности контактных и бесконтактных уплотнений роторов.....	349
7.1.1 Механические торцовые уплотнения.....	350
7.1.2 Щелевые уплотнения.....	352
7.2 Динамическая система ротор – щелевые уплотнения.....	355
7.3 Конструкции уплотнений центробежных насосов....	359
7.4 Уплотнения с плавающими кольцами.....	370
7.4.1 Схема и принцип работы.....	370
7.4.2 Области применения и примеры конструкций	372
7.4.3 Варианты условий работы плавающего кольца.....	380
7.4.4 Условия неподвижности кольца.....	383
7.5 Специальные конструкции щелевых уплотнений...	386
7.5.1 Деформируемые щелевые уплотнения.....	386
7.5.2 Лабиринтные уплотнения.....	390
7.5.3 Уплотнения-опоры.....	398
7.6 Примеры использования щелевых уплотнений в конструкциях высоконапорных насосов.....	402
<b>Глава 8 Осевые силы, действующие на ротор, и способы их уравновешивания.....</b>	<b>411</b>
8.1 Введение.....	411
8.2 Осевые силы, действующие на ротор.....	413
8.2.1 Природа осевых сил.....	413
8.2.2 Вычисление осевых сил.....	416
8.3 Осевое уравновешивание ротора.....	424
8.3.1 Способы уменьшения осевых сил.....	424
8.3.2 Уравновешивающие устройства.....	429



<b>Глава 9</b>	<b>Осевые колебания ротора</b>	445
9.1	Статический расчет систем автоматического уравнивания	446
9.1.1	Постановка задачи	446
9.1.2	Давление в камерах и вычисление уравнивающей силы	449
9.1.3	Гидростатическая жесткость системы	453
9.1.4	Статическая и расходная характеристики	454
9.1.5	Зависимость статических характеристик от частоты вращения ротора	457
9.1.6	Пример статического расчета	459
9.2	Вывод уравнения динамики системы	461
9.2.1	Уравнение осевых колебаний ротора	462
9.2.2	Уравнения нестационарного течения в дросселях	463
9.2.3	Уравнения баланса расходов	467
9.2.4	Передачная функция регулятора	473
9.2.5	Динамическая жесткость регулятора	476
9.2.6	Уравнение динамики системы	481
9.3	Расчет амплитудных и фазовых частотных характеристик	484
9.4	Анализ осевой устойчивости ротора	492
9.5	Краткие выводы	495
<b>Глава 10</b>	<b>Радиально-осевые колебания ротора центробежной машины с системой авторазгрузки</b>	497
10.1	Введение	497
10.2	Постановка задачи	501
10.3	Статический расчет	505
10.4	Уравнение осевых колебаний ротора	514
10.5	Вывод уравнения совместных радиально-осевых колебаний	522
10.6	Амплитудные и фазовые частотные характеристики	534
10.7	Численный пример	539
10.8	Краткие выводы	549
	Заключение	551
	Список литературы	553

---

---

## ПРЕДИСЛОВИЕ

Роторные машины, основным узлом которых является ротор, т.е. вращающийся вал с закрепленными на нем теми или иными рабочими органами, составляют самый обширный класс машин. В процессе работы на ротор действуют гармонические возмущения в виде сил и моментов инерции неуравновешенных масс, вызывающие вынужденные колебания ротора. В большинстве случаев технический уровень таких машин оценивается их виброакустическими характеристиками, которые определяются, прежде всего, вибрационным состоянием ротора. Поэтому задачи динамики роторов имеют большое практическое значение, а круг этих задач неограничен, как неограниченно число конструктивных типов роторных машин, особенностей конструкции роторов, условий их работы.

Среди роторных машин выделяются многоступенчатые высоконапорные центробежные насосы и компрессоры, которые широко используются во всех отраслях промышленности. Для них характерна устойчивая тенденция к повышению рабочих параметров: подач, давлений и скоростей, т.е. к концентрации все более высоких мощностей в единичных агрегатах. Давление, развиваемое центробежными машинами, пропорционально квадрату частоты вращения ротора, поэтому повышение частоты вращения оказывается наиболее рациональным путем достижения высоких давлений. В результате высоконапорные центробежные машины, как правило, являются высокооборотными. А для таких машин проблемы динамики роторов особенно актуальны.

Опыт эксплуатации показывает, что значительная доля отказов крупных центробежных насосов и компрессоров связана с усталостными разрушениями отдельных узлов и деталей. С ростом параметров опасность усталостных поломок возрастает, поскольку поднимается общий уровень удельной энергоемкости и, соответственно, напряженности, на которую накладываются дополнительные знакопеременные напряжения, обусловленные вибрациями.

---

Основным источником вибраций является ротор. Причинами неудовлетворительного вибросостояния ротора могут быть неуравновешенность и расцентровка, силовые и температурные деформации корпуса и его отдельных элементов, потеря динамической устойчивости, конструктивные и технологические дефекты, износ уплотнений, опор, приводных муфт. Повышенными вибрациями сопровождается работа вблизи критических частот, расчет которых из-за отсутствия достоверных данных о жесткости опор и из-за влияния многих случайных факторов не может гарантировать надежной отстройки от резонансных режимов.

Своеобразные задачи связаны с динамикой роторов центробежных насосов. Ротор многоступенчатого центробежного насоса вращается в щелевых уплотнениях, которые представляют собой сравнительно короткий кольцевой канал с радиальным зазором 0,15 – 0,3 мм. Гидравлическое сопротивление обусловлено сопротивлением трения вязкой жидкости о стенки канала. Одна из стенок принадлежит ротору и совершает сложное собственное и прецессионное вращение, а также радиальные и угловые колебания. В результате поток вязкой жидкости в щелевых уплотнениях является трехмерным, нестационарным. Распределение скоростей и давлений в потоке определяется обобщенными координатами, скоростями и ускорениями центра вала. Соответственно на стенки канала, принадлежащие ротору, действуют позиционные, диссипативные, гироскопические и инерционные радиальные силы давления и их моменты. Динамика ротора определяется этими силами и моментами, которые, в свою очередь, зависят от характера движения ротора. Таким образом, ротор и щелевые уплотнения представляют замкнутую гидромеханическую систему. Этим обусловлена основная особенность и сложность проблем динамики роторов центробежных насосов.

На уплотнениях входных воронок рабочих колес дросселируется напор ступени, достигающий 10 МПа, а на цилиндрическом дросселе автомата разгрузки – примерно половина полного давления, развиваемого насосом. Поэтому щелевые уплотнения работают как гидростатодинамические подшипники, радиальная жесткость которых пропорциональна дросселируемому перепаду давления. Как правило, жесткость уплотнений либо сравнима, либо

---

---

превышает жесткость подшипников скольжения. Благодаря этому уплотнения выступают как дополнительные промежуточные опоры. Каждая ступень центробежного насоса изолируется от смежных ступеней двумя щелевыми уплотнениями. Такие уплотнения используются и в системах авторазгрузки осевых сил, действующих на ротор, а также в качестве концевых уплотнений, герметизирующих ротор в местах его выхода из корпуса. Так что уплотнения расположены достаточно плотно по длине ротора и определяют его вибрационное состояние: ротор, «гибкий» без учета уплотнений, становится «жестким» в уплотнениях.

Уплотнения не только изменяют критические частоты ротора, но и существенно влияют на амплитуды его вынужденных колебаний и на границы его устойчивости. В результате, проблемы бесконтактных щелевых уплотнений срастаются с проблемами гидростатодинамических подшипников и проблемами динамики роторов. Возникает новая важная и интересная ветвь гидродинамической теории смазки, лишенная неопределенности в установлении границ смазочного слоя: осевой перепад давления обеспечивает сплошность расходного течения во всем кольцевом зазоре.

Впервые гидростатическую жесткость щелевых уплотнений обнаружил и теоретически обосновал профессор ЛПИ А.А.Ломакин [1] в 1953 году в процессе доводки питательных насосов СВП 220-280 для энергоблоков СВК-150 Черепетской ГРЭС. Он же оценил влияние щелевых уплотнений на критическую скорость ротора насоса. В мировой технической литературе это влияние получило название «эффект Ломакина». Прошло более полувека, а задачи, связанные с эффектом Ломакина, остаются до конца не решенными и не теряют своей актуальности. Как и проблемы гидродинамической теории смазки, основы которой заложены Н.П.Петровым в 1883 году и О.Рейнольдсом в 1886 году, эффект Ломакина оказался неисчерпаемым.

В центробежных компрессорах чаще всего используются лабиринтные уплотнения, уплотняющий эффект которых создают местные сопротивления осевому течению мало вязкого газа. В этом случае радиальные силы давления значительно меньше, чем в щелевых уплотнениях.

Колебания роторных машин давно, с конца 19 века занимают умы многих видных механиков и математиков. Ими созданы методы расчета роторных систем, учитывающие влияние различных конструктивных факторов. Колебаниям роторов посвящены многие монографии и справочники, а также несчетное количество журнальных публикаций. Однако проблемы динамики роторов в щелевых уплотнениях несколько обойдены вниманием, поскольку для их решения требуется знание гидродинамических характеристик щелевых уплотнений. А это отдельная задача гидродинамики трехмерных нестационарных течений вязкой жидкости в кольцевых каналах, стенки которых вращаются и одновременно совершают радиально-угловые колебания.

Динамические характеристики щелевых уплотнений как промежуточных опор исследованы в работе автора [53]. В ней получены линеаризованные выражения радиальных гидродинамических сил и моментов, действующих на ротор со стороны потока жидкости в зазоре щелевого уплотнения. Силовые характеристики определяются геометрическими и режимными параметрами уплотнений: начальной конусностью и радиальным зазором, длиной и средним радиусом канала, дросселируемым перепадом давления, частотой вращения ротора, закруткой потока на входе в зазор, физическими свойствами жидкости. Анализ влияния щелевых уплотнений на динамику ротора позволяет выбирать их конструкцию так, чтобы во всем рабочем диапазоне уровень вибраций ротора не выходил за допустимые пределы.

Поскольку задачи динамики роторов без щелевых уплотнений в основном решены, в данной работе больше внимания уделяется анализу колебательных процессов, обусловленных гидродинамическими характеристиками уплотнений. Целью является оценка влияния геометрических и режимных параметров щелевых уплотнений на собственные и критические частоты, на амплитуды вынужденных колебаний и на устойчивость движения роторов. Чтобы результаты анализа имели сравнительно простой вид и легче поддавались физическому толкованию, рассматриваются радиально-угловые колебания простейших моделей однодисковых роторов с невесомым упругим валом, вращающимся в жестких опорах. В уравнениях колебаний использованы линеаризованные выражения

---

гидродинамических сил и моментов, учитывающие собственное и прецессионное вращение ротора, а также радиальные и угловые колебания диска. Силовые факторы получены с учетом сил инерции как ламинарных, так и турбулентных течений вязкой несжимаемой жидкости в кольцевых зазорах с конусностью. Несмотря на то, что принятая модель упрощена и лишь отдаленно напоминает реальный ротор, полученные закономерности колебательных процессов, по крайней мере, с качественной стороны, сохраняются и для более сложных моделей.

При написании книги предполагалось, что читателями будут преимущественно студенты машиностроительных специальностей, прежде всего специальностей «Динамика и прочность машин» и «Компьютерная механика». Для них в первой вводной главе рассмотрены колебания простейшей модели одномассового ротора, введена терминология, принятая в теории колебаний, получены основные закономерности колебательных процессов, сопутствующих вращению неуравновешенного ротора. Во второй главе исследуется динамика ротора с наиболее распространенными отклонениями от идеализированной модели. В частности, показано влияние анизотропно-упругих опор, двоякой жесткости вала, сил внутреннего трения в материале вала на колебания одномассового ротора.

Однодисковый ротор с четырьмя степенями свободы с учетом гироскопического момента диска рассмотрен в третьей главе. Вычислены проекции на оси неподвижной системы координат вектора кинетического момента динамически неуравновешенного диска и его гироскопического момента, выведены уравнения вынужденных радиально-угловых колебаний под действием статической и динамической неуравновешенности. В уравнения колебаний введены гидродинамические силы и моменты, возникающие в щелевых уплотнениях: инерционные, диссипативные, гироскопические, потенциальные и циркуляционные. Дана классификация сил и моментов по их матричной структуре.

Общие дифференциальные уравнения радиально-угловых колебаний представляют связанную систему 8-го порядка. Найти аналитическое решение такой системы в замкнутом виде не удастся, поэтому в четвертой и пятой главах рассмотрены независимые радиальные и угловые колебания.

Четвертая глава посвящена анализу независимых радиальных колебаний, т.е. первой парциальной системы. Получены в замкнутом виде приближенные выражения корней характеристического уравнения (собственных чисел). Многие силовые коэффициенты зависят от частоты собственного вращения ротора, поэтому от этой частоты зависят и собственные числа. Для этого случая обосновано понятие критической частоты вращения прямой и обратной прецессии.

В отдельный параграф выделены методы оценки устойчивости. Дан анализ влияния на устойчивость гидродинамических сил различной природы и геометрических параметров щелевых уплотнений. Определены критические значения параметра диффузорности кольцевого канала и дросселируемого перепада давления, при которых возникают автоколебания даже не вращающегося вала. Построены амплитудные и фазовые частотные характеристики ротора.

Подобную структуру имеет 5-я глава, в которой рассмотрены независимые угловые колебания, как в воздухе, так и в щелевых уплотнениях (вторая парциальная система). Выведены формулы для вычисления собственных частот и удельных коэффициентов демпфирования, определены критические частоты вращения и границы устойчивости, построены амплитудные и фазовые частотные характеристики для постоянных и зависящих от частоты вращения перепадов давления на уплотнениях.

Анализу совместных радиально-угловых колебаний ротора, описываемых системой дифференциальных уравнений 8-го порядка, посвящена шестая глава. Предварительно рассмотрена динамика ротора без уплотнений, оценено влияние гироскопического момента диска. Влияние динамических характеристик щелевых уплотнений на собственные и критические частоты, на устойчивость, на амплитуды и фазы вынужденных колебаний исследовалось численными методами для типовых конструкций однодисковых роторов. На основании результатов расчетов проведено сравнение характеристик связанной системы с характеристиками парциальных систем.

В седьмой главе приведены как традиционные, так и новые

---

---

конструкции щелевых уплотнений, обладающих повышенными жесткостными и демпфирующими свойствами. Создание таких конструкций основано на результатах анализа динамических характеристик кольцевых каналов. Показаны примеры использования уплотнений в реальных конструкциях центробежных насосов и компрессоров. Особо подчеркивается перспективность использования щелевых уплотнений в качестве радиально-осевых опор, в частности, в конструкциях так называемых *безвальных насосов*. Приведены примеры насосов с уплотнениями-опорами и с опорами, работающими на перекачиваемой жидкости.

На роторы центробежных машин, кроме радиальных сил и моментов, действуют большие осевые силы, величина которых измеряется десятками тонн. Наиболее эффективным способом уравнивания осевых сил является использование автоматических уравнивающих устройств. Однако такие устройства допускают возможность осевых колебаний ротора, которые влияют на общее вибросостояние машины.

Метод приближенной оценки величины осевых сил, способы их уменьшения и уравнивания рассмотрены в 8-й главе. Показаны конструкции насосов, в которых система осевого уравнивания выполняет функции уплотнений и радиально-упорных подшипников, работающих на перекачиваемой жидкости. Приведена одна из возможных классификаций способов уменьшения и уравнивания осевых сил, действующих на ротор центробежной машины.

Статический и динамический расчет традиционной конструкции уравнивающего устройства, включая анализ устойчивости и построение амплитудных и фазовых частотных характеристик осевых колебаний ротора, приведены в 9-й главе. Динамический расчет выполнен с учетом нестационарности потока в дросселирующих каналах.

Последняя, 10-я глава посвящена исследованиям совместных радиально-осевых колебаний одномассовой модели ротора с системой автоматического уравнивания. Принято во внимание, что давление в камере гидропаты, определяющее амплитуду и частоту осевой силы и осевые колебания ротора, зависит от эксцентриситета вала в цилиндрическом дросселе, т.е. от радиальных колебаний



вала. Связь осевых и радиальных колебания обусловлена зависимостью проводимости цилиндрического дросселя от эксцентриситета вала во втулке. Построены амплитудные частотные характеристики вынужденных колебаний, возбуждаемых различными внешними возмущениями.

В наше время существуют и непрерывно обновляются универсальные программные комплексы для решения самых разнообразных задач математической физики. Однако для их рационального использования надо уметь строить адекватные и в то же время не перегруженные второстепенными факторами математические модели исследуемых физических процессов. А для этого необходимо их понимание. Поэтому физической стороне рассматриваемых задач уделяется повышенное внимание. Автор считает, что лишь понимание природы явлений, их основных закономерностей позволяет создавать конструкции уникальных машин с достаточным запасом виброненадежности, а в случае отказов распознавать вид возникших неисправностей и выбирать эффективные средства их устранения.

Автор благодарен рецензентам профессорам И.Б. Каринцеву и В.Б. Тарельнику за ценные замечания по структуре и содержанию книги. Особая благодарность сотрудникам кафедры «Общей механики и динамики машин» СумГУ С.Н. Гудкову и С.А. Мищенко, а также студентам В.И. Вороненко, А.Н. Петренко и А.А. Жулеву за помощь в проведении численных расчетов и в оформлении рукописи.

Работа выполнялась в рамках госбюджетной темы, финансируемой МОНМС Украины (номер государственной регистрации 0111U002151).

Сумы, март 2012 г.

---

---

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Ротор центробежного насоса, вращающийся в щелевых уплотнениях, вместе с системой авторазгрузки осевых сил представляет особую замкнутую гидромеханическую систему. Особенность системы обусловлена тем, что на ротор со стороны уплотнений действуют гидродинамические силы (и моменты) различной природы: инерционные, диссипативные, гироскопические, потенциальные и циркуляционные. Все эти силы по-разному влияют на колебания ротора и, в то же время, сами зависят от характера этих колебаний.

Анализ динамики ротора с учетом взаимосвязи радиальных, угловых и осевых колебаний даже для простейшей однодисковой модели ротора требует решения системы дифференциальных уравнений одиннадцатого порядка. Решать такие системы можно только численными методами, что затрудняет анализ и обобщение результатов. Поэтому качественная оценка влияния гидродинамических характеристик щелевых уплотнений и некоторые практические выводы основаны на предварительном анализе колебаний простейших парциальных систем:

- радиальные колебания одномассового ротора,
- угловые колебания однодискового ротора,
- совместные радиально-угловые колебания однодискового ротора,
- осевые колебания одномассового ротора с автоматическим уравновешивающим устройством,
- радиально-осевые колебания одномассового ротора с автоматическим уравновешивающим устройством.

Достоверный расчет вибрационного состояния реального многоопорного, многодискового ротора центробежного насоса практически невозможен из-за вероятностного характера определяющих параметров. Тем не менее, инженеры создают уникальные машины, например турбонасосные агрегаты ЖРД, требуемые ресурс и надежность которых достигаются ценой длительной и дорогостоящей экспериментальной доводки.

Существенно облегчить и ускорить доводку вновь создаваемых машин позволяет понимание физики динамических процессов в роторной системе. Такое понимание позволяет на стадии проектирования выбирать конструкции, обеспечивающие необходимый запас виброненадежности, а в случае возникновения отказов, принимать эффективные меры по их устранению и недопущению в дальнейшем.

Полученные на простых моделях оценки влияния щелевых уплотнений на динамику ротора с качественной стороны сохраняются и для более сложных моделей, поэтому они с успехом могут использоваться в практике насосостроения. Кроме того, эти оценки могут служить некоторым критерием соответствия «здоровому смыслу» результатов численных расчетов роторов многоступенчатых центробежных насосов, выполняемых с помощью современных вычислительных комплексов. Естественно, основным критерием правильности расчетов остается эксперимент и опыт эксплуатации.

Несмотря на явные и скрытые недостатки в структуре и содержании книги автор решился ее опубликовать, поскольку рассматриваемые в ней актуальные для практики задачи мало освещены в литературе. Есть также надежда, что затронутые проблемы динамики такой своеобразной и интересной системы, как ротор в щелевых уплотнениях и с уравнивающим устройством, заинтересуют других исследователей и будут ими успешно решены.

---

---

### Список литературы

1. **Аникеев Г.И.** Нестационарные почти периодические колебания роторов. М.: Наука, 1979. – 136 с.
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. 16-22.
3. **Бабаков И.М.** Теория колебаний. М.: Гостехиздат, 1958–628 с.
4. **Байбаков О.В., Матвеев И.В., Малащенко В.И.** Анализ конструктивных схем насосов с кавитационным коэффициентом быстроходности  $C_{кр} = 5\ 000-20\ 000$ . – В кн.: Лопастные насосы. / Под ред. Л.П.Грянко и А.Н.Папира. Л.: Машиностроение, 1975, с. 186-192.
5. **Байбиков А.С., Караханьян В.К.** Гидродинамика вспомогательных трактов лопастных машин. М.: Машиностроение, 1982. -112 с.
6. **Бедчер Ф.С., Ломакин А.А.** Определение критического числа оборотов ротора насоса с учетом сил, возникающих в уплотнениях/ Паро- и газотурбостроение. 1957, вып.5, с. 249-269.
7. **Бережной И.С., Марцинковский В.А., Пестун С.К.** и др. Центробежный насос. А.с. СССР, №1353940. Б.и. №43, 1987 г.
8. **Бесекерский В.А., Попов Е.П.** Теория систем автоматического регулирования. М.: Наука, 1972. – 768 с.
9. **Бидерман В.Л.** Теория механических колебаний. М.: Высшая школа, 1980. – 408 с.
10. **Бисплингхофф Р.Л., Эшли Х., Халфмэн Р.Л.** Аэроупругость. – М.: Изд-во иностранной литературы, 1958. – 780 с.
11. **Болотин В.В.** Неконсервативные задачи теории упругой устойчивости. - М.: Физматгиз, 1961. – 340 с.
12. **Бурков М.С.** Вибрации валов в подшипниках скольжения высокооборотных машин.- В кн.: Развитие гидродинамической теории смазки подшипников быстроходных машин. М.: Изд-во АН СССР, 1962, с.5-128.

13. **Василенко М.В., Алексейчук О.М.** Теорія коливань і стійкості руху. Київ: Вища школа, 2004. – 525 с.
14. **Вибрации в технике: Справочник.** В 6-ти томах. - М.: Машиностроение, Т. 1. Колебания линейных систем / Под ред. В.В.Болотина. 1978. – 352 с.
15. **Вибрации в технике: Справочник.** В 6-ти томах. - М.: Машиностроение, Т. 3. Колебания машин, конструкций и их элементов / Под ред. Ф.М.Диментберга и К.С.Колесникова. 1980. – 544 с.
16. **Вибрации в технике: Справочник.** В 6-ти томах. - М.: Машиностроение, 1981 – Т. 6. Защита от вибрации и ударов / Под ред. К.В. Фролова. 1981. – 456 с.
17. **Вибрация энергетических машин /** Под ред. Н.В.Григорьева. Л.: Машиностроение, 1974. - 464 с.
18. **Видишев В.И., Каналин Ю.И., Кухарев В.Н.** и др. Уравновешивание и контроль осевой нагрузки радиально-упорных подшипников агрегатов подачи ЖРД РД-170./ Труды ГДЛ-ОКБ, т.ХУШ, с.100-114. Москва, 2000.
19. **Горовой С. А.** Разработка и исследование конструкций безвальных центробежных насосов/ Труды УШ Международной н.-т. конф. НАСОСЫ-96, т.2, с.232-241 Сумы, 1996.
20. **Гольдин А.С.** Вибрации роторных машин. – М.: Машиностроение, 2000. – 344 с.
21. **Гробов В.А.** Асимптотические методы расчета изгибных колебаний валов турбомашин. М.: Изд-во АН СССР, 1961. –168 с.
22. **Гробов В.А.** Теория колебаний механических систем. Киев: Вища школа, 1982. – 184 с.
23. **Гулый А.Н.** Гидродинамическая жесткость бесконтактных уплотнений. // Вестник машиностроения. 1987, №2, с.21-25.
24. **Давиденко А.К., Боярко Н.Н., Кацов С.Н.** и др. Совершенствование насосов типа ЦНС с применением встроенных опорных подшипников скольжения, работающих на перекачиваемой среде. / Труды XI Международной н.-т. конф. «Герметичность, вибронадежность и экологическая безопасность насос-

- ного и компрессорного оборудования - ГЕРВИКОН-2005», т.1, с.59-69. Сумы, 2005.
25. **Дж. П. Ден-Гартог.** Механические колебания. Пер. с англ. М.: Физматгиз, 1960. – 580 с.
  26. **Диментберг Ф.М.** Изгибные колебания вращающихся валов. М.: Изд-во АН СССР, 1959. – 248 с.
  27. **Диментберг Ф.М., Шаталов К.Т., Гусаров А.А.** Колебания машин. М.: Машиностроение, 1964. – 308 с.
  28. **Дондошанский В.К.** Динамика и прочность судовых газотурбинных двигателей. Л.: Судостроение, 1978. – 336 с.
  29. **Каринцев И.Б.** Гидроаэроупругость. - Сумы: Изд-во Сумского Государственного университета, 2000. – 138 с.
  30. **Кельзон А.С., Циманский Ю.П., Яковлев В.И.** Динамика роторов в упругих опорах. М.: Наука, 1982. – 280 с.
  31. **Кельзон А.С., Журавлев Ю.Н., Январев Н.В.** Расчет и конструирование роторных машин. Л.: Машиностроение, 1977. – 288 с.
  32. **Кин Н. Тонг.** Теория механических колебаний. Пер. с англ. - М.: Гостехиздат, 1963. – 352 с.
  33. **Корн Г., Корн Т.** Справочник по математике для научных работников и инженеров. М.: Наука, 1968. – 720 с.
  34. **Корчак А.** Статический расчет радиально-упорных гидростатических саморегулируемых подшипников/ Корчак А, Марцинковский В.А., Чурилова В.Е//Вісник Технологічного університету Поділля. Ч.1, т.1.Технічні науки. Хмельницький, 2003. С. 196-201.
  35. **А.Корчак, Г.Печкис,В.Марцинковский.** Использование гидропят в качестве затворно-уравновешивающего устройства ротора. Вісник Сумського державного університету, №1 (73), 2005. С.68-76
  36. **Костерин Ю.И.** Механические автоколебания при сухом трении. – М.: Изд-во АН СССР, 1960. – 76 с.
  37. **Краев М.В., Овсяников Б.В., Шапиро А.Г.** Гидродинамические радиальные уплотнения высокооборотных валов. М.: Машиностроение, 1976. – 100 с.
  38. **Крылов А.Н.** Вибрация судов. Собрание трудов, т.Х. М.-Л.: Изд-во АН СССР, 1948. – 398 с.

- 
39. Лойцянский Л.Г., Лурье А.И. Курс теоретической механики: В 2-х томах. Т. 2. Динамика. – М.: Наука, 1983. – 640 с.
  40. Ломакин А.А. Питательные насосы типа СВП-220-280 турбоустановки высоких параметров // Энергомашиностроение. 1955, N 2, с. 1-10.
  41. Ломакин А.А. Расчет критического числа оборотов ротора и условия обеспечения динамической устойчивости роторов высоконапорных гидромашин с учетом сил, возникающих в уплотнениях // Энергомашиностроение. 1958, N 4, с. 1-5.
  42. Ломакин А.А. Центробежные и осевые насосы. 2-е издание. - М.Л.: Машиностроение, 1966. – 364 с.
  43. Лопастные насосы: Справочник/ В.А.Зимницкий, А.В.Каплун, А.Н.Папир, В.А.Умов. – Л.: Машиностроение, 1986. – 334 с.
  44. Магнус К. Колебания: Введение в исследование колебательных систем. Пер. с нем. М.: Мир, 1982.- 304 с.
  45. Макаров Г.В. Уплотнительные устройства. Л.:Машиностроение, 1973. – 232 с.
  46. Макаров И.М., Менский Б.М. Линейные автоматические системы. М.: Машиностроение, 1982. – 504 с.
  47. Малюшенко В.В., Михайлов А.К. Энергетические насосы: Справочное пособие. – М.: Энергоиздат, 1981. – 200 с.
  48. Мандельштам Л.И. Полное собрание трудов. Т.IV / Под ред. М.А.Леонтовича. М.: Изд-во АН СССР, 1955. – 512 с.
  49. Марцинковский В.А. Гидродинамика и прочность центробежных насосов. М.: Машиностроение, 1970. – 270 с.
  50. Марцинковский В.А. Бесконтактные уплотнения роторных машин. М.: Машиностроение, 1980. – 200 с.
  51. 44. Марцинковский В.А. Радиально- угловые колебания ротора центробежной машины в щелевых опорах-уплотнениях. / Zeszyty naukowe politechniki Świętokrzyskiej. Mechanika ,54. Kielce ,1995, s. 247-259.
  52. Марцинковский В.А. Проблемы герметичности и виброненадежности центробежных насосов. / Труды 8-й международной

- научно-техн. конференции «Насосы-96». Том 2. Сумы, 1996, с.28-49.
53. **Марцинковский В.А.** Щелевые уплотнения: теория и практика. – Сумы: Изд-во Сумского госуниверситета, 2005. – 416 с.
  54. **Марцинковский В.А.** Основы динамики роторов. Сумы: Изд-во Сумского госуниверситета, 2009. – 307 с.
  55. **Марцинковский В.А., Васильев В.А.** Гидродинамический вибровозбудитель. А.с. №1020663 (СССР). Оpubл. в Б.И. 1983, №20.
  56. **Марцинковский В.А., Ворона П.Н.** Насосы атомных электростанций. М.: Энергоатомиздат, 1987. – 256 с.
  57. **Марцинковский В.А., Гулый А.Н., Мельник В.А.** Уплотнение вала. А.с.1372138 (СССР). БИ, №5, 1988.
  58. **Марцинковский В.А., Бережной И.С., Демин С.И., Башкина А.А.** Опорный узел центробежного насоса. А.с. 1504371 (СССР), БИ №32, 1989.
  59. **Марцинковский В.А., Демин С.И., Гулый А.Н., Башкина А.А.** Центробежный насос. Патент №1771248 Российской Федерации. БИ, №2, 1995.
  60. **Мельник В.А.** Торцовые уплотнения валов. М.: Машиностроение, 2008. – 320 с.
  61. **Меркин Д.Р.** Введение в теорию устойчивости движения. М.: Наука, 1987. – 304 с.
  62. **Никитин Г.А.** Щелевые и лабиринтные уплотнения гидроагрегатов. М.: Машиностроение, 1982. – 135 с.
  63. **Овсейко И.В., Скирдаченко Е.И.** Модернизация центробежных химических насосов.//Труды X Международной н.-т. конф. «Герметичность, виброненадежность и экологическая безопасность насосного и компрессорного оборудования - ГЕРВИКОН-2002», т.3, с.91-99. Сумы, 2002.
  64. **Овруцкая Н.Б., Хейфец М.З.** Об осевой устойчивости ротора турбомашин при наличии разгрузочного устройства // Паротоурбостроение и газотурбостроение. Труды ЛМЗ, 1957, вып.5. С.345-349.
  65. **Обморшев А.Н.** Введение в теорию колебаний. М.: Наука, 1965. – 276 с.



- 
66. **Овсяников Б.В., Боровский Б.И.** Теория и расчет агрегатов питания жидкостных ракетных двигателей. М.: Машиностроение, 1986. – 376 с.
  67. **Опоры скольжения с газовой смазкой/** Под ред. С.А.Шейнберга. М.: Машиностроение, 1979. – 336 с.
  68. **Основы автоматического регулирования. Теория./** Под ред. В.В.Солодовникова. М.: Машгиз, 1954. – 1119 с.
  69. **Павловський М.А.** Теоретична механіка. Київ: Техніка, 2002.- 512с
  70. **Пановко Я.Г.** Внутреннее трение при колебаниях упругих систем. – М.: Физматгиз, 1960. – 196 с.
  71. **Пановко Я.Г.** Основы прикладной теории упругих колебаний. М.: Машиностроение, 1967. – 316 с.
  72. **Попов Д.Н.** Динамика и регулирование гидро- и пневмосистем. М.: Машиностроение, 1976. – 424 с.
  73. **Попов Д.Н.** Нестационарные гидромеханические процессы. М.: Машиностроение, 1982. – 240 с.
  74. **Ривкин С.С.** К истории вопроса об определении положения корабля на волнении. – В кн.: Исследования по истории механики. М.: Наука, 1981, с. 182-197.
  75. **Синев Н.М., Удовиченко П.М.** Бессальниковые водяные насосы. Изд. 2. М.: Атомиздат, 1972. – 494 с.
  76. **Сорокин Е.С.** Внутренние и внешние сопротивления при колебаниях твердых тел. – М.: Госстройиздат, 1957. – 66 с.
  77. **Стрелков С.П.** Введение в теорию колебаний. М.: Наука, 1964. – 440 с.
  78. **Тарельник В.Б., Марцинковский В.С.** Модернизация и ремонт роторных машин. Сумы: изд-во «Козацький вал», 2005. – 364 с.
  79. **Тимошенко С.П., Янг Д.Х., Уивер У.** Колебания в инженерном деле. – М.: Машиностроение, 1985. – 472 с.
  80. **Тондл А.** Экспериментальное исследование самовозбуждающихся колебаний роторов, возникающих в результате воздействия смазочного слоя в подшипниках скольжения. .- В кн.: Развитие гидродинамической теории смазки подшипников быстроходных машин. М.: Изд-во АН СССР, 1962, с.129-173.

- 
81. **Тондл А.** Динамика роторов турбогенераторов. Л.: Энергия, 1971.- 388 с.
  82. **Уплотнения и уплотнительная техника:** Справочник / Под общ. ред. А.И.Голубева и Л.И.Кондакова. - М.: Машиностроение, 1994. - 448 с.
  83. **Усенко В.В.** и др. Лабиринтное уплотнение. А.с. 1118827 (СССР). БИ№38, 1984.
  84. **Фалалеев С.В., Чегодаев Д.Е.** Торцовые бесконтактные уплотнения двигателей летательных аппаратов. - М.: Изд-во МАИ, 1998. – 276 с.
  85. **Филиппов А.П.** Колебания деформируемых систем. М.: Машиностроение, 1970. – 736 с.
  86. **Халфман Р.** Динамика: Пер. с англ. – М.: Наука, 1972. – 568 с.
  87. **Хронин Д.В.** Теория и расчет колебаний в двигателях летательных аппаратов. М.: Машиностроение, 1970. – 412 с.
  88. **Цаплин М.И.** Исследование течения в зазоре между неподвижной стенкой и вращающимся диском // Энергомашиностроение, 1967, №8. С.15-18.
  89. **Цема А.Д., Удянский А.В.** Вибрационная диагностика машин. – Сумы: Изд-во «Корпункт», 2000. – 40 с.
  90. **Четаев Н.Г.** Устойчивость движения. – М-Л.: Гостехиздат, 1946. – 204 с.
  91. **Чурилова В.Е.** Расчет характеристик кольцевого канала с ступенчатым изменением зазора.// Гидравлические машины, 1981. Вып.15. С. 45-51.
  92. **Шлихтинг Г.** Теория пограничного слоя. Пер. с нем. – М.: Наука, 1971. – 712 с.
  93. **Шнепп В.Б.** Инженерный метод расчета дисковых потерь и осевых сил в центробежной ступени с учетом негерметичности уплотнений/ ЦИНТИхимнефтемаш. М. 1982.
  94. **Этингер С.М.** Опыт наладки и освоения в эксплуатации питательных насосов сверхвысокого давления типа СВП-220-280 на Черепетской ГРЭС / Паро- и газотурбостроение. 1957, вып.5, с. 155-177.

- 
95. **Black M.F., Janssen D.W.** Dynamic hybrid bearing characteristics of annular controlled leakage seals/ Proc. J.M.E. 1970, v. 184, p. 92-100.
  96. **Childs D.W.** Finite length solutions for rotordynamic coefficients of turbulent annular seals /ASME. 1982, 82-LUB-42.
  97. **Childs D.W., Dressman J.B.** Convergent tapered annular seals analysis and testing for rotordynamic coefficients / ASME, J. Of Tribology. 1985, v. 107, p. 307-317.
  98. **Dichtungspraxis: Handbuch** / Wolfgang Tietze (Hrsg.). – Essen: Vulkan-Verlag, 1998. – 639 S.
  99. **Domm U., Zilling H.** Über die Axialkräfte in einstufigen radialen Kreiselpumpen/ KSB Technische Berichte, 1966, H 12.
  100. **Jędrał W.** Pompy wirowe. – Warszawa: Wydawnictwo Naukowe PWN, 2001. – 404 s.
  101. **Korczak A.** Badania układów równoważących napór osiowy w wielostopniowych pompach odśrodkowych. – Gliwice: Wydawnictwo Politechniki Śląskiej. Zeszyt Naukowy nr 1679, seria Energetyka nr 141, 2005, s.161.
  102. **Korczak A., Marcinkowski W., Peczkis G.:**Tarczaodciążająca siłę osiową wspężarce wirnikowej. P-365432. z 20. 02.2004.
  103. **Korczak A., Marcinkowski W., Peczkis G.** *Wpływ szczelin uszczelniających na dynamikę zespołu wirującego pompy odśrodkowej.* Politechnika śląska. Prace naukowe, 2007, Z.18, s. 161-170.
  104. **Kundera Cz, Marcinkowski W.** The effect of the annular seal parameters on the dynamics of the rotor system. - Int. Journal of Applied Mechanics and Engineering. 2010, V.15, N 3, p.p. 719-730.
  105. **Mayer E.** Axiale Gleitringdichtungen. 7-te Auflage. – Düsseldorf: VDI-Verlag GmbH, 1982. – 319 S.

- 
- 106. Marcinkowski W.** Szczeliny tarczy odciążającej napór osiowy i ich wpływ na dynamikę zespołu wirującego pompy odśrodkowej wielostopniowej/ W.Marcinkowski, A.Korczak//Proc.X Int. Conf. Seals and Sealing Technology in Machines and Dewices. Wroclaw, 2004.-P.318-328
- 107. Marcinkowski W., Kundera Cz.** Teoria konstrukcji uszczelnien bez- stykowych.-Kielce:Wyd-wo Politechniki Świętokrzyskiej, 2008.–443 s.
- 108. Marcinkowski W., Korczak A., Peczkis G.** Dynamika zespołu wirującego pompy odśrodkowej wielostopniowej z tarczą odciążającą. Zeszyty naukowe. Nauki techniczne, NR13, 2009, s- 245-263. Politechnika Świętokrzyska, Kielce.
- 109. Muszynska A.** Improvements in lightly loaded rotor/bearing and rotor/seal models. Journal of Vibration, Acoustics and Reliability in Design. 1988, 110(2), pp. 129-136.
- 110. Muszynska A., Bently D.E.** Frequency-swept rotating input perturbation techniques and identification of the fluid force models in rotor/bearing/seal system and fluid handling machines. Journal of Sound and Vibration. 1990, 143 (1), pp. 103-124.
- 111. Stodola A.** Dampf- und Gasturbinen. 5-te Auflage. - Berlin: Verlag von Julius Springer, 1922. - 1112 S.
- 112. Tłumienie drgań /** Pod redakcją Zbigniewa Osińskiego. Warszawa: PWN, 1997 – 500 s.
- 113. Yamamoto T., Ishida Y.** Linear and nonlinear rotordynamics. A modern treatment with applications / T. Yamamoto, Y. Ishida. - New York, John Willey&Sons,2001.326p.

Наукове видання

**Марцинковський Володимир Альбінович**

**ДИНАМІКА РОТОРІВ  
відцентрових машин**

Монографія  
(Російською мовою)

Комп'ютерний набір В. А. Марцинковського  
Комп'ютерне верстання В. А. Марцинковського  
Стиль та орфографія автора збережені.

Формат 70x100x16. Ум. друк. арк. 32,78. Обл.-вид. арк. 29,73. Тираж 300 пр. Зам. №

Видавець і виготовлювач  
Сумський державний університет,  
вул. Римського-Корсакова, 2, м. Суми, 40007  
Свідоцтво суб'єкта видавничої справи ДК № 3062 від 17.12.2007.