

На правах рукописи



АБЕД Салам Ахмед Абед

**АНАЛИТИЧЕСКОЕ И ЧИСЛЕННОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ УСТОЙЧИ-
ВОСТИ И ОБНАРУЖЕНИЯ ТРЕЩИН ДЛЯ ГИБКОЙ РОТОР-
ПОДШИПНИКОВОЙ СИСТЕМЫ**

Специальность 05.02.02 — Машиноведение, системы приводов и детали машин

АВТОРЕФЕРАТ

диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Санкт-Петербург – 2019

Работа выполнена в Федеральном государственном автономном образовательном учреждении высшего образования «Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого» на кафедре «Машиноведение и основы конструирования»

Научный руководитель: **Бахрами Мохаммад Реза**, кандидат технических наук, доцент, ФГАОУ ВО «Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого», доцент кафедры «Машиноведение и основы конструирования»

Официальные оппоненты: **Мусалимов Виктор Михайлович**
доктор технических наук, профессор, ФГАОУ ВО «Санкт-Петербургский национальный Исследовательский университет информационных технологий, механики и оптики», профессор факультета систем управления и робототехники, г. Санкт-Петербург.

Попов Михаил Егорович
доктор технических наук, профессор, ФГАОУ ВО «Донской государственной технической университет», главный научный сотрудник центра научных компетенций ЦНК ДГТУ, профессор кафедры «Технология машиностроения», г. Ростов-на-Дону.

Ведущая организация: ФГБУН «Институт Проблем Машиноведения Российской академии наук» (ИПМаш РАН), г. Санкт-Петербург.

Защита состоится « 17 » декабря 2019г. в 12:00 часов на заседании диссертационного совета Д 212.229.12 в ФГАОУ ВО «Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого» по адресу: 195251, Санкт-Петербург, Политехническая ул. 29, главное здание, аудитория 118.

С диссертацией можно ознакомиться на сайте (<http://www.spbstu.ru>) и в фундаментальной библиотеке ФГАОУ ВО «Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого».

Автореферат разослан

« ____ » _____ 2019 г.

Ученый секретарь
диссертационного совета
Д 212.229.12

 Евграфов Александр Николаевич

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность темы. За последние 50 лет накоплены значительные результаты по исследованию динамического поведения, устойчивости и обнаружения трещин в гибкой ротор-подшипниковой системе. Своевременное распознавание наличия трещин и остановка треснувших валов позволяют избежать катастрофических аварий.

Когда трещина обнаружена вовремя, треснувший ротор может быть заменен другим ротором в течение нескольких дней или недель с приемлемыми экономическими потерями.

Наличие дефектов оказывает влияние на устойчивость работы динамической системы ротора и представляет собой важную причину катастрофических отказов. Такие ситуации объясняют возрастающий интерес к анализу поведения дефектов, в том числе трещин. Раннее обнаружение глубинных трещин и исследование их влияния на устойчивость работы системы ротора, позволят избежать катастрофических отказов.

Цель работы. Выявление трещин и установление их влияния на статическое, динамическое поведение и стабильность работы гибкой ротор-подшипниковой системы аналитическим и численным методами.

Задачи исследования

1. Изучение влияния разных моделей трещин на статическое, динамическое поведение и стабильность системы ротора.
2. Изучение Джеффкотта ротора, где диск находится на неравном расстоянии от подшипников (не в середине ротора).
3. Изучение влияния поперечной трещины в роторе на статическое, динамическое поведение и стабильность системы ротора.
4. Изучение влияния двух трещин в роторе на статическое и динамическое поведение системы ротора.
5. Аналитический расчет, в рамках предложенной модели, для изучения влияния углов наклона, глубины и ориентации (30° , 60° и 90° градусов) двух трещин на гибкость, жесткость, амплитудный отклик и критическую скорость вращения ротора.
6. Изучение влияния ориентации (0° , 90° и 180° градусов) двух трещин на амплитудный отклик и критическую скорость вращения ротора.
7. Изучение устойчивости ротор-подшипниковой системы без трещин и с трещинами.
8. Изучение Коэффициента динамической нагрузки DLF для ротора с трещинами и без трещин.
9. Сравнение результатов, полученных численным и аналитическим методами.

Основные положения, выносимые на защиту

1. Гармонический анализ ротор-подшипника с единичной трещиной для изучения влияния модели трещины на отклик Джеффкотта ротора со смещенным диском и гибкостью поддержки подшипников.
2. Аналитическое и численное исследование влияния одиночной поперечной трещины на динамическое поведение роторно-подшипниковой системы, в

которой диск лежит не в центре, поддерживаемый двумя подшипниками скольжения.

3. Аналитическое и численное исследование влияния двух трещин на динамическое поведение роторно-подшипниковой системы при варьировании глубин трещин, как и угла наклона первой трещины относительно второй.
4. Математическая модель динамического поведения и стабильности Джеффкотта со смещенной дисковой роторной системой с поперечными трещинами при изменении ориентации угла первой трещины относительно второй трещины.

Методы исследования. Основой математического моделирования в диссертационной работе является теория механики разрушения с помощью компьютерной математикой.

Степень разработанности темы

В истории разработки динамики ротора одной из первых явилась разработка простейшего ротора - Джеффкотта ротора, который был введен Джеффкоттом в 1919 году. Джеффкотт ротор состоял из диска, расположенного в середине пролета с безмассовым упругим валом, поддерживаемым твердыми подшипниками. Он не включает в себя любые вращательные эффекты, мгновенно вращающиеся силы дисбаланса, но анализ Джеффкотта показал, как амплитуда ротора вихря становится высокой на критической скорости.

С 1954 года по настоящее время многие исследователи из разных стран представили множество докладов, посвященных трещинам в валах. Количество работ уже более 1000 и продолжает увеличиваться, подробнее в работе (С.А. Chasalevris). В некоторых работах представлены экспериментальные результаты, и во многих из них использовалась очень простая испытательная установка, такая как ротор Джеффкотта. Из этих результатов, только малая часть, распространяется на фактические роторы. Это дает особое значение журнальным механическим системам, внимание было посвящено моделированию динамического поведения трещинных роторов. Это значение было выделено среди 20 других работ, где обрабатывали различные субъекты треснувших роторов, как механику разрушения в вариациях жесткости. Также рассматривали основные параметры поведения простых треснувших моделей ротора и истории промышленных машин со знанием собственной частоты и риска появления трещин. Различные параметры трещинных роторов были рассмотрены в 20 работ. Такие параметры как, механика разрушения в вариациях жесткости, основные параметры поведения простых треснувших моделей ротора.

Многие ученые исследовали влияние трещин на динамическую систему ротора с разных точек зрения. Многие изучали проблемы с помощью метода приближения, такие как метод конечных элементов, МКЭ. Некоторые исследователи имеют дело с аналитическим анализом, а другие - с установкой для диагностики и мониторинга системы, чтобы легко принять ответ системы с наличием трещины.

Расчет критической скорости без трещин ротора системы в данной работе (главы 3, 4) осуществлялся двумя методами, используя уравнение, составляют книгу Н. Бахшмид и соавторы и статью Дж. Клод Лунено и З. Андрас Сзери,

довольно легко определяет многие параметры гидродинамических подшипников И. Майкл Фрисвелл и соавторы, Т. Сандип и соавторы, М.Р. Редди и соавторы и Р.В. Игнасио и соавторы.

Но в целом, судя по литературе, степень разработанности темы диссертации представляется недостаточной.

Научная новизна

1. Разработано новое уравнение 6-го порядка, из которого получена затухающая собственная частота для Джеффкотта ротора (наша модель).
2. Разработано новое уравнение 4-го порядка, из которого получена незатухающая собственная частота для Джеффкотта ротора (наша модель).
3. Построена математическая модель для расчета основной гибкости для Джеффкотта ротора с трещиной.
4. Обнаружены критической скорости, гармонический отклик из-за дисбаланса массы на диске.
5. Разработано новое уравнение для расчета гибкости ротора из-за трещины в основном (вертикальном) и поперечном направлениях Джеффкотта ротора с трещиной.
6. Обнаружены влияние при изменении углов наклона на амплитудный отклик и критическая скорость ротора-подшипниковой системы с двумя трещинами.
7. Обнаружены влияние при изменении углов ориентации (между трещиной) с изменениями глубины трещин на амплитудный отклик и критическая скорость ротора-подшипниковой системы с двумя трещинами.
8. Исследовано влияние одиночной трещины и двух трещин на роторе и на устойчивость ротора-подшипниковой системы.
9. Установлено, что трещины не влияют на скорость начала стабилизации ротора, основной причиной неустойчивости роторов является наличие масляной плёнки.

Достоверность результатов диссертационной работы обеспечена корректным применением законов и уравнений механики системы провод-машина, использованием проверенных средств компьютерной математики, выявлением практической сходимости вычислительных алгоритмов и многовариантностью расчетов.

Соответствие паспорту специальности имеет место согласно п. 6 паспорта: «Развитие фундаментальных положений родственных и смежных областей науки применительно к исследованию, проектированию и расчетам объектов машиностроения». Родственными и смежными являются специальности: 05.02.02 (Машиноведение, системы приводов и детали машин), 01.02.04 (Механика деформируемого твердого тела), 01.02.06 (Динамика и прочность машин), 05.02.18 (Теория машин и механизмов), 05.02.11 (Методы контроля и диагностики в машиностроении).

Практическая ценность состоит в разработке аналитических и численных методов, которые будут использованы для определения влияния дефектов на устойчивость системы ротора и обнаружение дефектов.

И полученные результаты можно использовать на нефтеперерабатывающем заводе (НПЗ) «Аль-Даура» в Ираке.

Апробация работы. Результаты работы докладывались на:

1. Науч.-практ. конф. «Неделя науки СПбГПУ. ИММиТ». – 2017;
2. Конф. Современное машиностроение. Наука и образование. – СПб, 2017;
3. Науч.-тех. конф. «Пром-инжиниринг» – СПб, 2017.

Публикации. Основные результаты исследований опубликованы в 12 статьях, в том числе в 3-х, изданных в журналах из списка ВАК РФ и в 5-х изданиях, индексируемых Scopus.

Структура и объем диссертации

Работа состоит из 5 глав, где включены введение и заключение. Ее суммарный объем 173 с., основной текст занимает 146 с. В списке цитируемой литературы 101 наименование. Работа содержит 92 рисунка, таблицу и 3 приложения.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

В главе 1 обоснована актуальность темы диссертационной работы, сформулированы цель и задачи, показана научная новизна исследования, представлены основные положения, выносимые на защиту. Дан краткий обзор литературы по теме. Приведено описание работы.

В главе 2 глубоко рассматривается обзор литературы по данной теме. Изучены исторические катастрофы из-за треснувших, промышленных машин, влияние трещин на динамику ротора. Согласно проведенному обзору литературы, определены задачи исследования для данной диссертации.

В главах 3 и 4 приведен аналитический анализ, который сосредоточен на поиске вариаций жесткости, критической скорости, реакции вихре, коэффициенте концентрации напряжений и коэффициенте интенсивности напряжений (КИН) для треснувших и не треснувших моделей со статическими и динамическими случаями.

Существует множество параметров и физических явлений, которые управляют роторами отдельно от неподвижных структур, но главными отличиями являются опоры для флюидной пленки, если мы хотим понять динамику ротора, как показано на рис. 1(а). В прошлом они полагали, что смазка в полости подшипника уменьшит трение и минимизирует потери, а затем они обнаружили, что пленка жидкости делает много вещей больше, чем потери трения. Позднее обнаружилось, что помимо уменьшения трения, смазка выполняет и множество других функций: защищает рабочие поверхности от коррозии и загрязнения, снижает шум и способствует более равномерному нагреву подшипника и отводу тепла от него.

Как показано на рис. 1(б), центр подшипника C и центр скольжения образуют угол с вертикальной нагрузкой (W), а зазор h будет меняться между двумя значениями. Расчет критической скорости ротора без трещин осуществлялся двумя методами.

В п. 3.1 *Первый метод* для решения критической скорости ротора без трещин получения общего уравнения движения, включающего жесткости и амортизаторы, которые образуются из масляной пленки подшипника, коэффициент эксцентриситета ϵ может быть задан уравнением:

$$\epsilon^8 - 4\epsilon^6 + (6 - Ss^2(16 - \pi^2))\epsilon^4 - (4 + \pi^2 Ss^2)\epsilon^2 + 1 = 0 \quad .1$$

Обозначено: Ss – модифицированный номер Зоммерфельда и $\epsilon = e/C_l$, всегда между 0-1, где C_l – радиальный зазор.

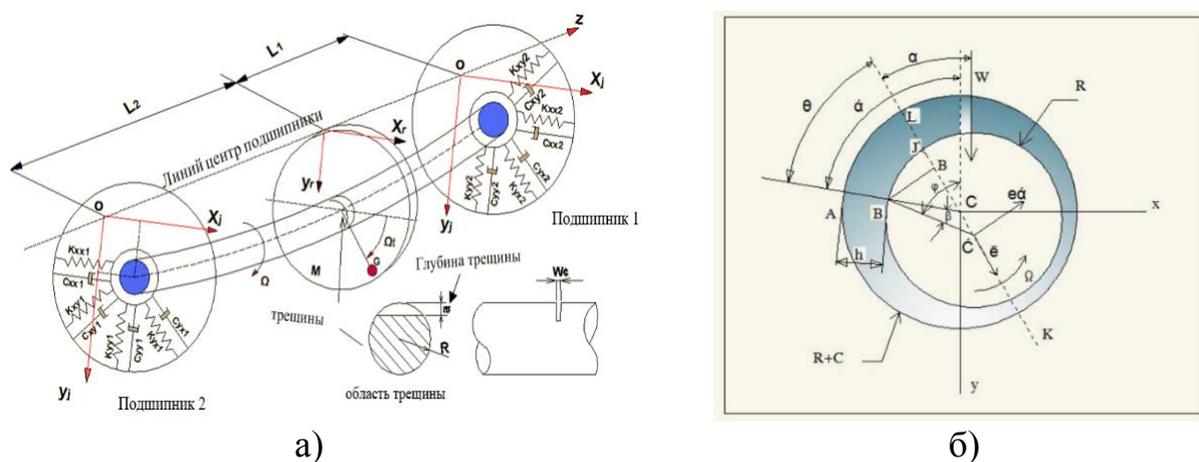


Рисунок 1- Джеффкотт ротор (разработанная автором модель): а- подшипники с роторными пружинами и демпфером; б- подшипник скольжения.

Задача (1) решается методом Ньютона-Рафсона итерации компьютерной программой MATLAB. Результат эксцентриситета для центра подшипников скольжения уменьшаются с номером Зоммерфельда, как показано на рис. 2.

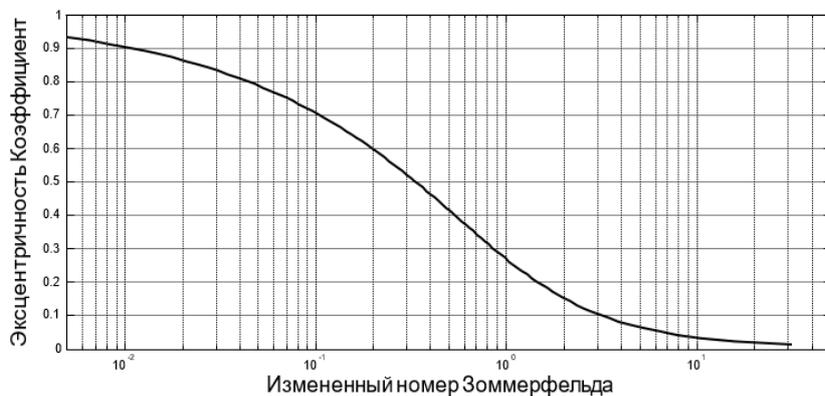
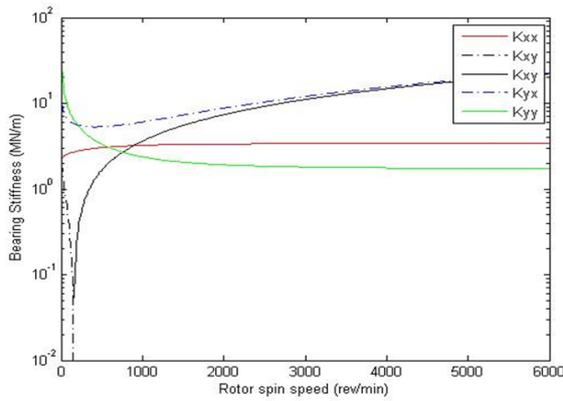


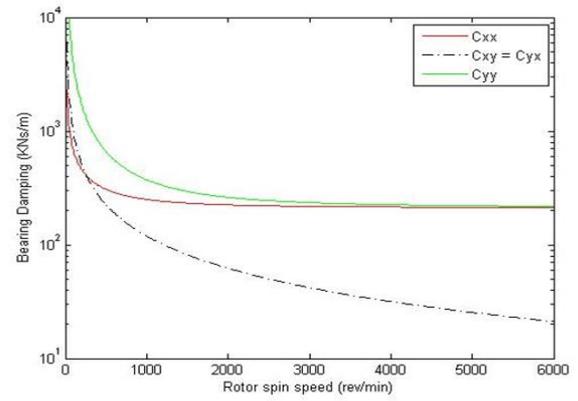
Рисунок 2 – Влияние числа Зоммерфельда на эксцентриситет подшипника скольжения для динамической системы ротора.

Результаты показаны тоже жесткости и демпфирования со скоростью применено на рис. 3, а также в таблице 1 для подшипников №1 и № 2. С другой стороны, безразмерная жесткость была построена с модифицированным числом Зоммерфельда, ясно, что поперечная безразмерная жест-

кость и демпфирование имеют высокий процент изменений, как показано на рис. 4. Используя компьютерную программу найдены динамические параметры с изменением скорости и Зоммерфельда с использованием MATLAB.



(а)



(б)

Рисунок 3 - Жесткость подшипника скольжения (а) и демпфирование подшипника флюидной пленкой (б), в зависимости от скорости вращения ротора.

Таблица 1 – Свойства подшипника № 1 и № 2 (Жесткость и демпфирование)

Скорость вращения	Коэф. эксцентр.	$K_{xx} * 10^3$	$K_{xy} * 10^3$	$K_{yx} * 10^3$	$K_{yy} * 10^3$	$c_{xx} * 10^3$	$c_{xy} * 10^3$	$c_{yx} * 10^3$	$c_{yy} * 10^3$
Свойства подшипника № 1									
500	0.441	3010	1646.	-5273.5	3307.	92.80	-58.21	-58.21	171.5
1000	0.293	3199.	3584.	-5992.5	2345.	78.51	-30.726	-30.726	104.3
1500	0.215	3275.	5448.	-7221.7	2032.	74.32	-20.916	-20.916	86.99
2000	0.169	3311.	7291.	-8682.6	1895.	72.55	-15.839	-15.839	79.98
2500	0.138	3330.	9133.	-10272	1825.	71.68	-12.737	-12.737	76.55
3000	0.116	3341.	10965	-11927	1784.	71.15	-10.640	-10.640	74.58
3500	0.100	3348.	12804	-13636	1759.	70.87	-9.1422	-9.1422	73.40
4000	0.088	3353.	14634	-15365	1742.	70.64	-8.0095	-8.0095	72.59
4500	0.079	3356.	16475	-17128	1730.	70.53	-7.1259	-7.1259	72.08
5000	0.071	3359.	18303	-18893	1721.	70.41	-6.4174	-6.4174	71.66
5500	0.065	3360.	20149	-20685	1715.	70.37	-5.8368	-5.8368	71.41
6000	0.059	3362.	21973	-22466	1710.	70.28	-5.3523	-5.3523	71.16
Свойства подшипника № 2									
500	0.370	2251.	1760.	-3956.9	2008.	85.47	-43.38	-43.38	132.9
1000	0.228	2364.	3663.	-5025.7	1504.	75.68	-22.658	-22.658	102.7
1500	0.162	2401.	5527.	-6496.4	1361.	73.09	-15.318	-15.318	79.99
2000	0.124	2417.	7385.	-8131.4	1303.	72.09	-11.556	-11.556	76.07
2500	0.101	2425.	9237.	-9842.1	1274.	71.58	-9.2718	-9.2718	74.16
3000	0.084	2430.	11094	-11601	1258.	71.33	-7.739	-7.739	73.14
3500	0.073	2433.	12944	-13381	1248.	71.15	-6.6406	-6.6406	72.48
4000	0.064	2434.	14806	-15189	1242.	71.06	-5.8144	-5.8144	72.11
4500	0.057	2436.	16655	-16997	1237.	71.00	-5.1708	-5.1708	71.81
5000	0.051	2437.	18494	-18802	1234.	70.90	-4.6553	-4.6553	71.55
5500	0.046	2437.	20330	-20611	1232.	70.81	-4.2331	-4.2331	71.35
6000	0.043	2438.	22193	-22450	1230.	70.82	-3.8811	-3.8811	71.28

В п. 3.2 считается $K1$, $K2$, $K12$ и $K21$ являются параметрами жесткости роторных подшипников, которые зависимости от эксцентриситета, затем считается собственную частоту:

$$\omega_n^2 = \frac{1}{2}(\Gamma_1^2 + \Gamma_2^2) \pm \sqrt{(\Gamma_1^2 - \Gamma_2^2)\mu_1\mu_2\Gamma_1^2\Gamma_2^2} \quad .2$$

итерации λ_d затухающей, основная собственная частота составляет 6400 об / мин.

Без затухающей собственной частоты можно найти $c_{xy1}, c_{xy2}, c_{xx2}, c_{yy2}, c_{yx1}, c_{yx2}, c_{yx1}$ и $c_{yx2} = 0$. Следовательно получили уравнение 4-го порядка как функция λ , **также новое уравнение.** В результат получили основной собственной частоте 6610 об / мин, и сравнивали результаты со значениями уравнения (2), собственная частота ротора без трещин совпадает.

В п. 3.4 рассматривается влияние трещин на отклик, критическая скорость и орбиты для одной поперечной трещины и две трещины в вале ротора.

В случае дыхания (открытие и закрытие), можно легко работать с координатами, лежащими на роторе. Ротор вращается вместе с ним.

Уравнение движения для горизонтального вала с трещиной в случае дыхания:

$$\begin{bmatrix} M & 0 \\ 0 & M \end{bmatrix} \begin{pmatrix} \ddot{x} \\ \ddot{y} \end{pmatrix} + \begin{bmatrix} c & 0 \\ 0 & c \end{bmatrix} \begin{pmatrix} \dot{x} \\ \dot{y} \end{pmatrix} + \begin{bmatrix} K_{11} & K_{12} \\ K_{21} & K_{22} \end{bmatrix} \begin{pmatrix} x \\ y \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} mg \\ 0 \end{pmatrix} + me\Omega^2 \begin{pmatrix} \cos(\beta + \Omega t) \\ \sin(\beta + \Omega t) \end{pmatrix} \quad .4$$

Здесь $[M]$ – эквивалентная матрица массы ротора, $[c]$ – матрица демпфирования, $[K]$ – Матрица жесткости ротора, $\{x\}, \{y\}$ – общие прогибы, β – фазовый угол дисбаланса массы и Ω – скорость вращения вала.

Уравнение (4) обыкновенных дифференциальных уравнений (ОДУ) решается в MATLAB встроенной функцию метода Дормана-Принса или обычного аналитического решения общим решением и частным решением. Результаты для собственной частоты по сравнению с откликом в направлениях X и Y , как показано на рис. 6.

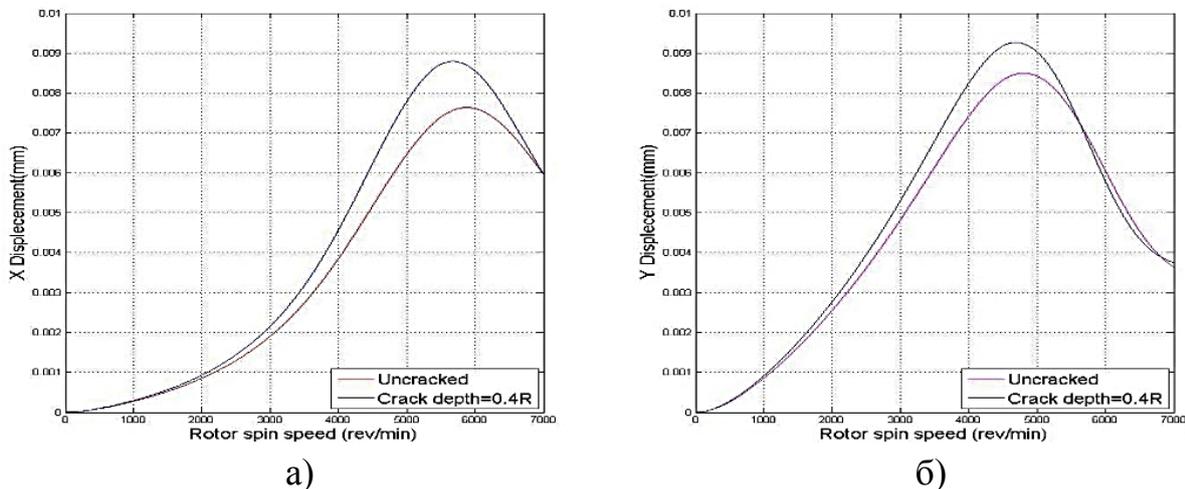


Рисунок 6 - собственной частоты по сравнению с откликом для системы без трещин и с трещинами в роторе в направлениях: а – X . б – Y .

В п. 3.5 функция плотности энергии деформации определяется как $J(y)$ и изгибающих моментов в обоих направлениях, называемых $P5$ и $P4$ для вертикальной и горизонтальной плоскости соответственно.

$$J_{4,5}(y) = \frac{1}{E'} [(KI_{4,5})^2 + (KII_{4,5})^2 + M(KIII_{4,5})^2] \quad .5$$

Где $E' = \frac{E R^3}{1-\nu^2}$, KI - Трещина отрыва (I мода деформации), KII - Трещина сдвига (II мода деформации) и $KIII$ - Трещина среза (III мода деформации).

В задаче (5) $KII = KIII = 0$, потому что в статическом случае, изгибании моментов влияют на роторе с трещиной, чтобы открыть трещину и так входят в значения KI . Из-за трещины гибкость на единицу ширины будет: $C_{55} = \frac{\partial U_5}{\partial P_5}$ и

$$C_{44} = \frac{\partial U_4}{\partial P_4}, \text{ где } U_5 = \frac{\partial}{\partial P_5} \left[\int_{R-a}^{\frac{hx}{2}} J_5(y) \cdot dy \right] \text{ и } U_4 = \frac{\partial}{\partial P_4} \left[\int_{R-a}^{\frac{hx}{2}} J_4(y) \cdot dy \right]$$

Интеграция на области трещины дает значения гибкости. Результат безразмерной гибкости \bar{C}_{55} и \bar{C}_{44} в зависимости от глубины трещины показан на рис. 7.

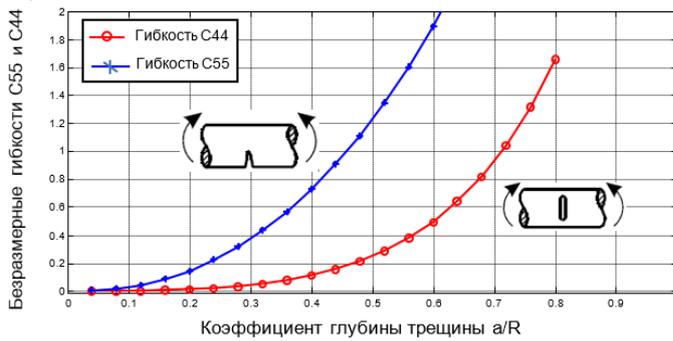


Рисунок 7 - Безразмерные гибкости \bar{C}_{44} и \bar{C}_{55} в зависимости от глубины трещины

Значение основной гибкости в вертикальном направлении \bar{C}_{55} имеет большую разницу с поперечной гибкостью \bar{C}_{44} , от 0 до глубины $0.5R$ трещины. Так хорошее приближение, если принимать только лишь \bar{C}_{55} в расчетах трещин до глубины $0.5R$.

В п. 3.6 найдены критическая скорость и гармонический отклик с изменением значения дисбаланса массы, которые размещены на диске, где происходит максимальный отклик в роторе. Следовательно, критическая скорость будет скоростью ротора при максимальном смещении отклика. Для гармонического уравнения движения ротора, поддерживаемый двумя подшипниками, получили два уравнения движения:

$$\begin{aligned} m\ddot{x}_r + K(x_r - x_j) &= m_u e \Omega^2 \cos \Omega t, \\ m\ddot{y}_r + K(y_r - y_j) &= m_u e \Omega^2 \sin \Omega t \end{aligned} \quad .6$$

и

$$\begin{bmatrix} K_{xx} & K_{xy} \\ K_{yx} & K_{yy} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x_j \\ y_j \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} C_{xx} & C_{xy} \\ C_{yx} & C_{yy} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} i\Omega x_j \\ i\Omega y_j \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} K & 0 \\ 0 & K \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x_r \\ y_r \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} K & 0 \\ 0 & K \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x_r \\ y_r \end{Bmatrix} \quad .7$$

Где $x_j = \text{Ve}^{i\Omega t}$, $\dot{x}_j = i\Omega \text{Ve}^{i\Omega t} = i\Omega x_j$; $y_j = \text{De}^{i\Omega t}$, $\dot{y}_j = i\Omega \text{De}^{i\Omega t} = i\Omega y_j$; K - Жесткость ротора. Жесткости для подшипники: $K_{xx} = (K_{xx1} + K_{xx2})$, $K_{xy} = (K_{xy1} + K_{xy2})$, $K_{yy} = (K_{yy1} + K_{yy2})$, $K_{yx} = (K_{yx1} + K_{yx2})$, $C_{xx} = (C_{xx1} + C_{xx2})$, $C_{xy} = (C_{xy1} + C_{xy2})$, $C_{yy} = (C_{yy1} + C_{yy2})$ и $C_{yx} = (C_{yx1} + C_{yx2})$.

Решится задачи (6 и 7) с помощью обычного аналитического метода и получили дисбаланс отклика $r^* = (x_r + iy_r)/u$. Как показано на Рис. 8, динамическая амплитуда изменяется с массой дисбаланса. При увеличении массы дисбаланса смещение также будет увеличиваться в области диска, а критическая скорость не меняется.

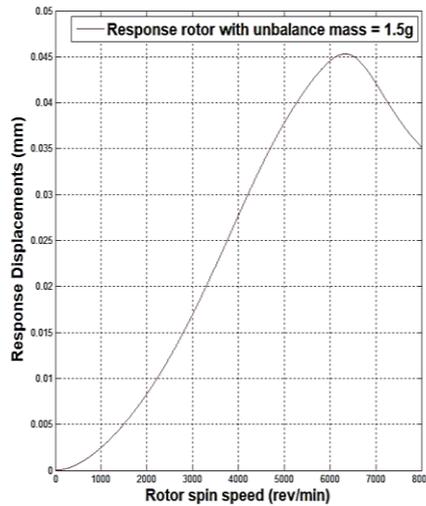
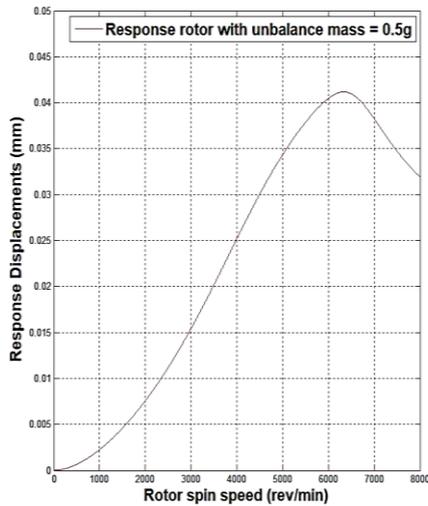


Рисунок 8 – Изменение динамической амплитуды в зависимости от массы дисбаланса.

В п. 3.7 трещины зависят от напряжений, действующих на край трещины. Коэффициент интенсивности напряжений (*KIH*), обозначенный *KI* на двоих трещинах, определяется выражением для 1ой и 2ой трещины:

$$K1^{(I)} = KQ\zeta1^{(I)} + KQ\eta1^{(I)} \text{ и } K2^{(I)} = KQ\zeta2^{(I)} + KQ\eta2^{(I)} \quad .8$$

Где $KQ\zeta1^{(I)} = \sigma\zeta1 \sqrt{\pi\alpha} \times F$, $\sigma\zeta1 = \frac{(Q\zeta1 \times (L1-H)) \times \alpha^I}{I}$, $KQ\eta1^{(I)} = \sigma\eta1 \sqrt{\pi\alpha} \times \tilde{F}$, $\sigma\eta1 = \frac{(Q\eta1 \times (L2-N)) \times w}{I} \sin \theta$, *F* и \tilde{F} - поправочные коэффициенты в направлениях ζ и η соответственно, и все остальные параметры показано на рис. 9.

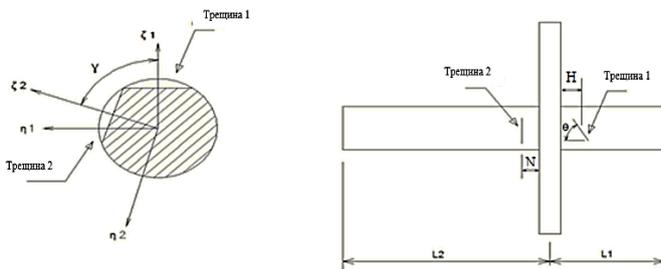


Рисунок 9 - Две трещины в роторе: первая наклонена, а вторая прямая.

Решится задачу (8) с помощью теории механики разрушения и плотность энергии деформации – $J1(\alpha) = \frac{1}{E} [KQ\zeta1^{(I)} + KQ\eta1^{(I)}]^2$, чтобы найти дополнительный прогиб ротора и затем можно получить прямые и кросс-связанные гибкости $g\zeta, g\eta, g\zeta\eta, g\eta\zeta$ из-за трещины в $\zeta1 - \eta1$ координат. Разработн но-

вый вид уравнения гибкости. Значения гибкости зависят от значений угла γ и θ . Угол γ представляет собой ориентацию между двумя трещинами и угол θ является наклонным углом первой трещины и на глубинах трещин. Потом можно получить жесткость $K\zeta, K\eta$ и $K\zeta\eta$. Принимая второй закон Ньютона в направления ζ и в направления η так, чтобы получить уравнение движения треснувшего вала. После получения откликов из уравнений движения треснувшего вала, можно получить сил на поперечном сечении трещины 1, а также теми же методами для трещины 2. Результат для двух трещин в роторе, глубины трещины 0.2R, 0.4R и $\theta_2 = 90^\circ, \theta_1 = 90^\circ$ и $\gamma = 0^\circ$, показан на Рис. 10. Как показано можно сказать, что жесткость в направлениях $K\zeta, K\eta$ и $K\zeta\eta$ уменьшается с углом поворота, до достигает минимальных значений при угле поворота 180° , затем увеличивается до достижения значения жесткости, когда было без трещин при 360° , из-за закрытия трещины на этом этапе.

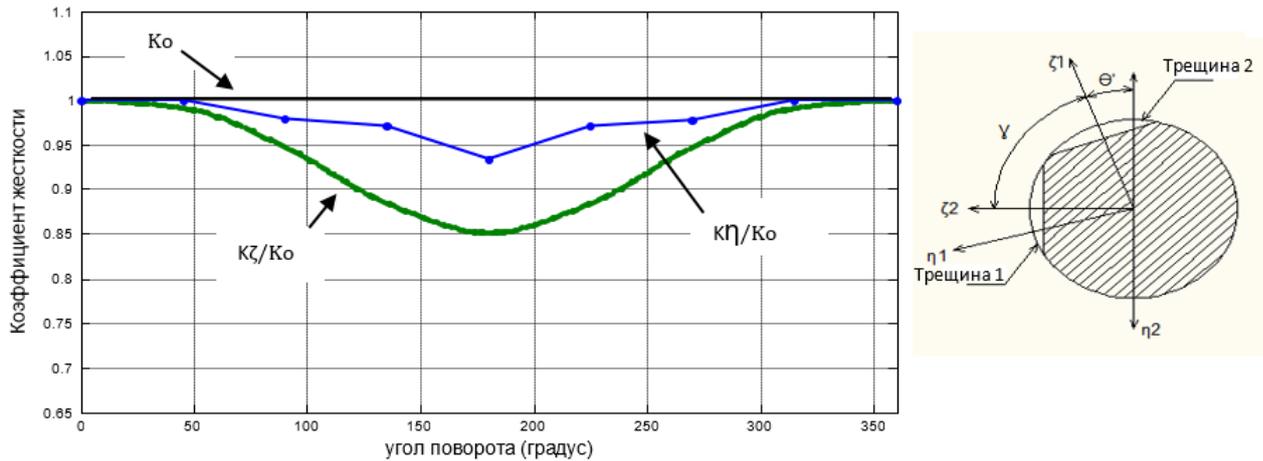


Рисунок 10 - Коэффициент жесткости по отношению к углу поворота двух трещин в роторе, первая наклоненная, а вторая прямая с глубиной трещин $0.2R$ (5мм), $0.4R$ (10мм) и $\theta_2 = 90^\circ$, $\theta_1 = 90^\circ$ и $\gamma = 0^\circ$.

В п. 3.8 уравнения движения, объясняющие динамическое поведение системы, найдено путем добавления уравнения движения подходящих компонентов. Управляющее уравнение движения для треснувшего ротора с подшипниками постоянной скорости:

$$[M]\{\ddot{x}\} + (C_b + \Omega G)\{\dot{x}\} + (K_s + K_b)\{x\} = f(\dot{x}, x, \Omega, t) \quad .9$$

Где x - вектор смещения системы, который должен быть найден, M - матрица массы (симметричная матрица), $[G]$ - гироскопическая матрица известна как кососимметрическая матрица, K_s - матрица жесткости структуры исходила из энергии деформации (симметричная и консервативная). C_b - матрица линейных демпфирования подшипников и K_b - матрица жесткости в соответствии с фактом, что подшипники являются неконсервативными. f - вектор силы состоит из всех вынуждающих сил. Уравнение (9) обыкновенных дифференциальных уравнений (ОДУ) решается в MATLAB встроенной функцией метода Дормана-Принса или обычного аналитического решения общим решением и частным решением. На рис. 11 показано смещения отклика против скорости для ротора с одной трещиной и с двумя трещинами.

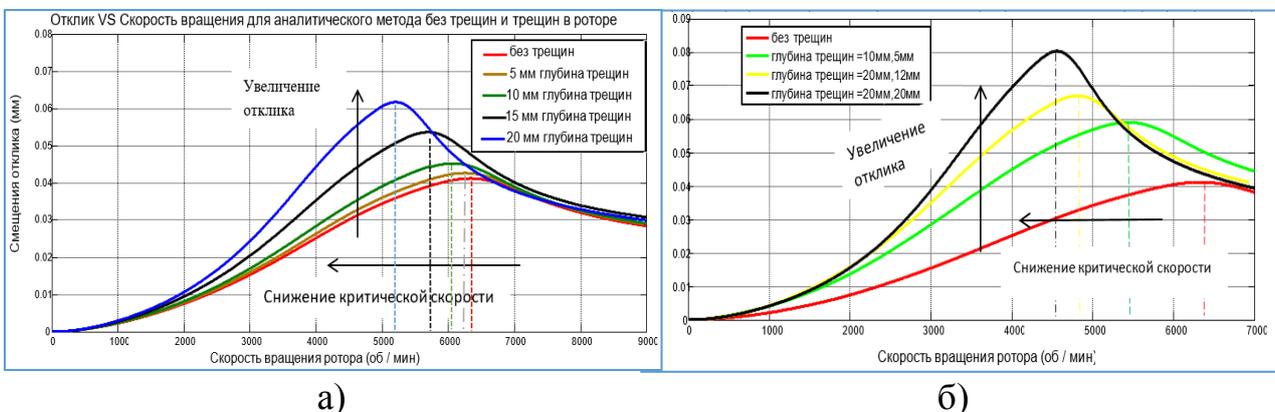


Рисунок 11 – Изменение амплитудного отклика в зависимости от скорости вращения ротора: а – с одной трещиной; б – с двумя трещинами.

Также показан на рис. 12, эффект изменения: а - угла наклона первой трещины, б - изменения угла ориентации между трещинами, на отклике и критической скорости.

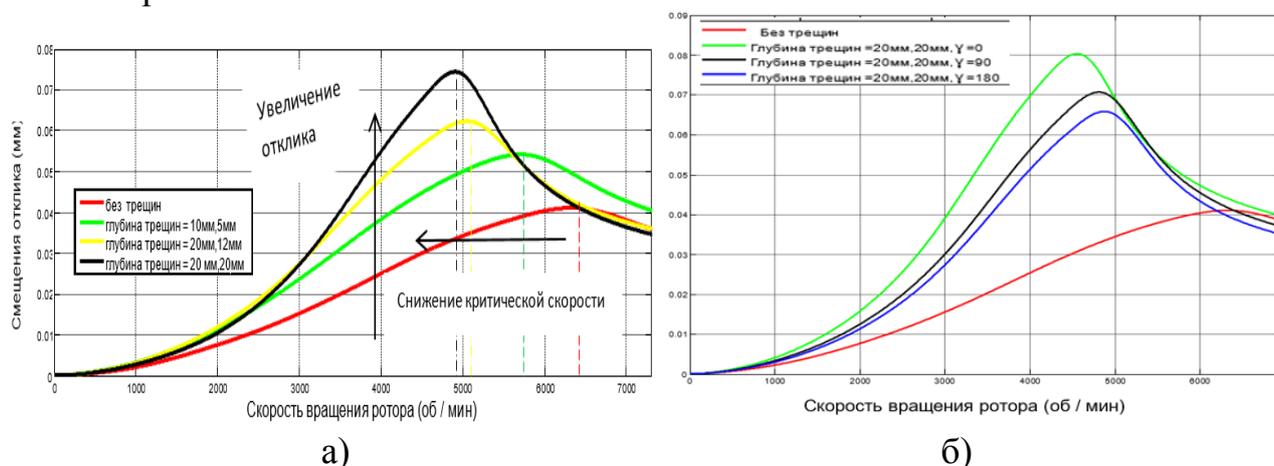


Рисунок 12 - Изменение амплитудного отклика и критической скорости в зависимости от скорости вращения ротора: а – изменение угла наклона первой трещины. б – изменение угла ориентации между трещинами.

С другой стороны, в результатах, орбиту можно было бы получить, построив x -отклик зависит от y -отклика во временной области. Орбиты были нанесены на ротор без трещин и с трещинами и изучены как поведение орбит ротора с трещиной для анализа при 1500 об/мин, показана на рис. 13.

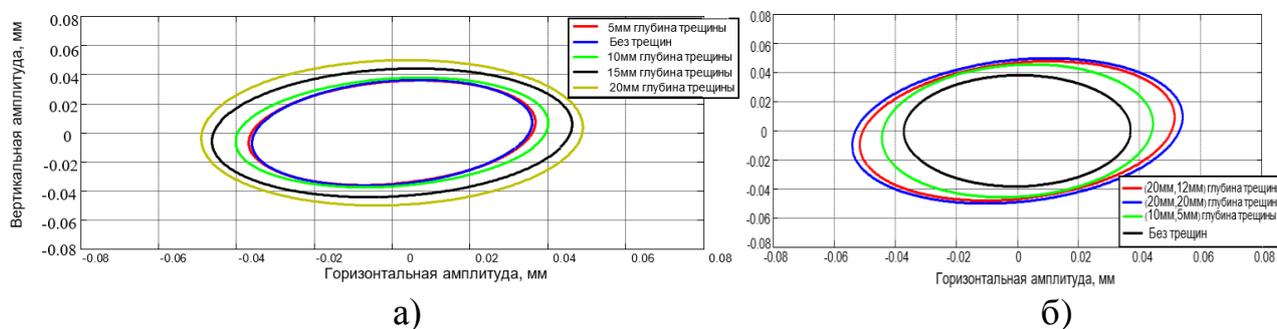


Рисунок 13 - Орбиты были нанесены на ротор без трещин и с трещинами с разными глубинами: а – с одной трещиной; б – с двумя трещинами.

В п. 3.9 ротор был смоделирован методом конечных элементов МКЭ, как, **численный метод**. Представлен 17 элементами луча с двумя узлами в каждом из них называется (beam188), подшипники были представлены элементами COMBI 214 на каждой стороне, а диск представлен элементами (Mass21). МКЭ используется программа ANSYS, дает привлекательный подход для моделирования ротора динамической системы.

В этом анализе были учтены жесткость и демпфирование обоих подшипников с поперечными связями и жесткость с демпфированием вала, включая их изменения с изменением скорости вращения для получения точных результатов.

Элемент пучка (BEAM188) хорошо для анализа тонких или умеренно коротких или толстых структур пучка, он представляет собой линейный

имеет 2 узлы. Элемент beam188 имеет шесть или семь степеней свободы в каждом узле, как показано на рис. 14. Причем, число степеней свободы в зависимости от значения KEYOPT (1). Когда KEYOPT (1) = 0, на каждом узле. Они включают в себя перемещения в направлениях x , y и z и вращения вокруг осей x , y и z . Площадь поперечного сечения в области трещины в качестве элемента имеет меньшую площадь поперечного сечения, чем другие секции на валу. Когда KEYOPT (1) = 1, также рассматривается семь степеней свободы (величина деформации). Данный элемент хорошо подходит для линейных больших отношений и / или нелинейных приложений большой деформации.

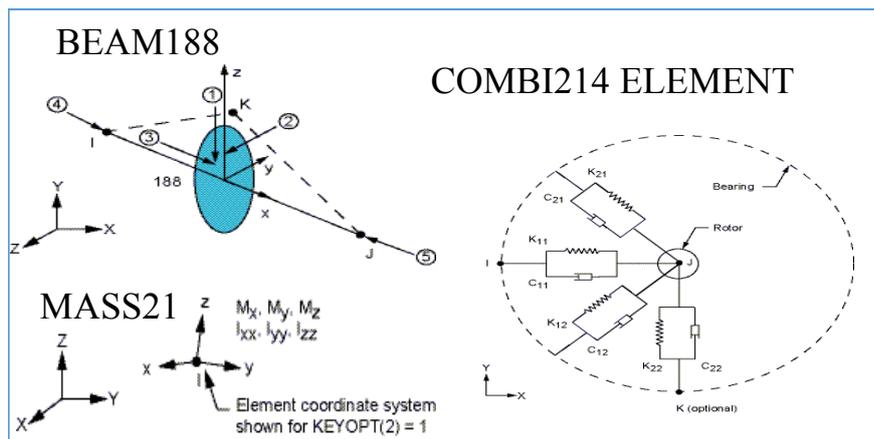


Рисунок 14 - Элементы, используемые при дискретизации элемента балки, элемента массы диска и элементов подшипников

Можно представлять собой элемент COMBI 214 в ANSYS для каждого подшипника и с любой скоростью из значений жесткости и демпфирования подшипников в таблице 1. Результаты получены из программы MATLAB.

В таблице 2 показаны свойства материала и размер выбранной модели ($L_1 \neq L_2$). Для исследования критической скорости. В этой работе проводился анализ собственных частот на модели трещины ротора в диапазоне скоростей от 0 до 6000 об/мин.

Таблица 2 – Выбранные размеры модели для исследования и свойство материала вала – AISI4140

Описание	Размеры
Общая длина вала (м)	0.654
Диаметр вала (м)	0.048
Диаметр диска (м)	0.34
Расстояния между диском и подшипниками (м)	A=0.414 , B =0.24
Глубина трещины (м)	0.01
Расстояния между левой стороной диска и трещиной (м)	0.01
Толщина диска (м)	0.02
Общая масса ротора (кг)	23.25
Модуль упругости Юнга (E)	2.05×10^{11} н/м ²
Коэффициент Пуассона. (ν)	0.29
Массовая Плотность (ρ)	7850 кг/м ³

Сравнение было выполнено для аналитического решения получено с помощью MATLAB и численного решения получено с помощью ANSYS для амплитудного отклика и критической скорости, как показано на рис. 15.

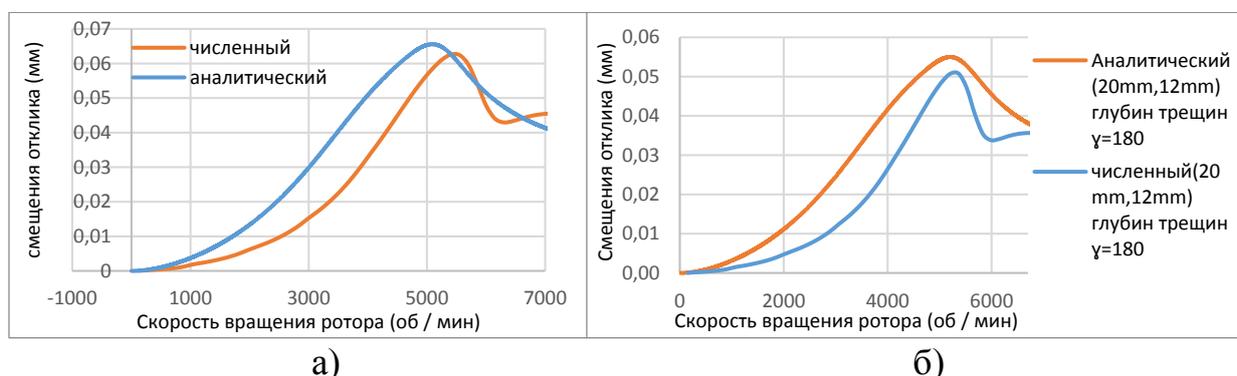


Рисунок 15 – Сопоставление результатов, полученных аналитическим и численным решениями отклика в зависимости от скорости вращения ротора с двумя трещинами модели $L_1 \neq L_2$ и с глубиной трещин 12 мм, 20 мм: а - $\theta_1 = 60^\circ$, $\theta_2 = 90^\circ$ и $\gamma = 0^\circ$; б - $\theta_1 = 90^\circ$, $\theta_2 = 90^\circ$ и $\gamma = 180^\circ$.

Отношения между критической скоростью, откликом и глубиной трещины, показаны на рис. 16.

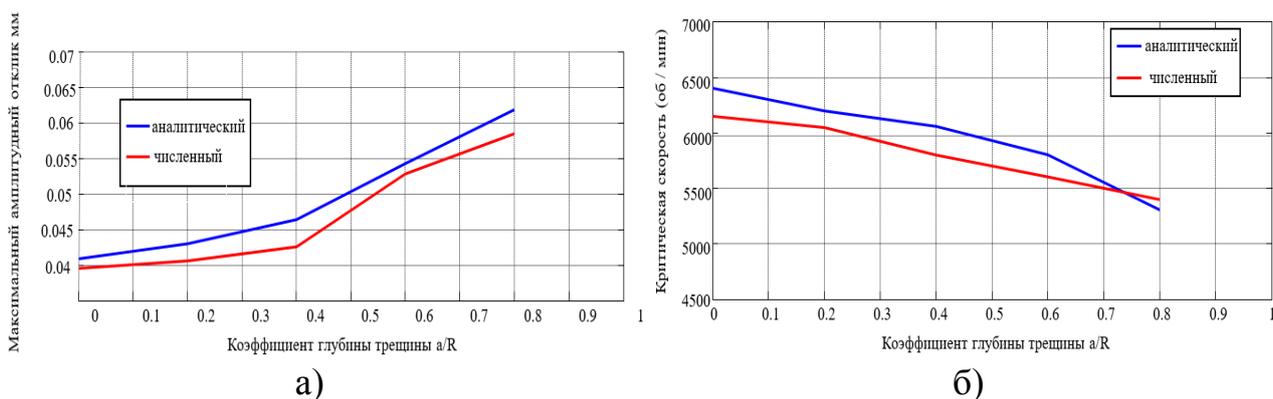


Рисунок 16 - Сравнение между аналитическим и численным решением для трещины в роторе модели $L_1 \neq L_2$: а - отношение между откликом и глубиной трещины; б - отношение между критической скоростью и глубиной трещины.

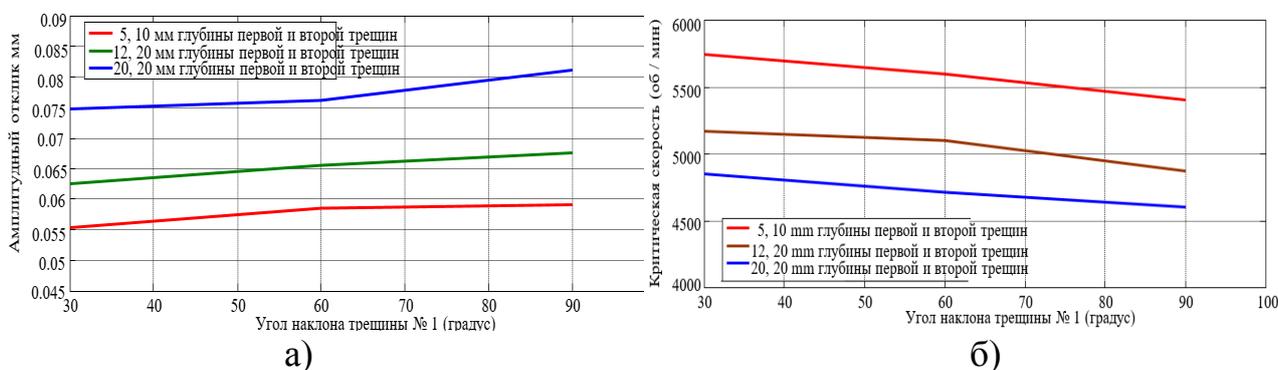


Рисунок 17 - Влияние изменения угла наклона первой трещины с фиксацией глубин трещин для каждого случая на: а – отклик; б – критическую скорость.

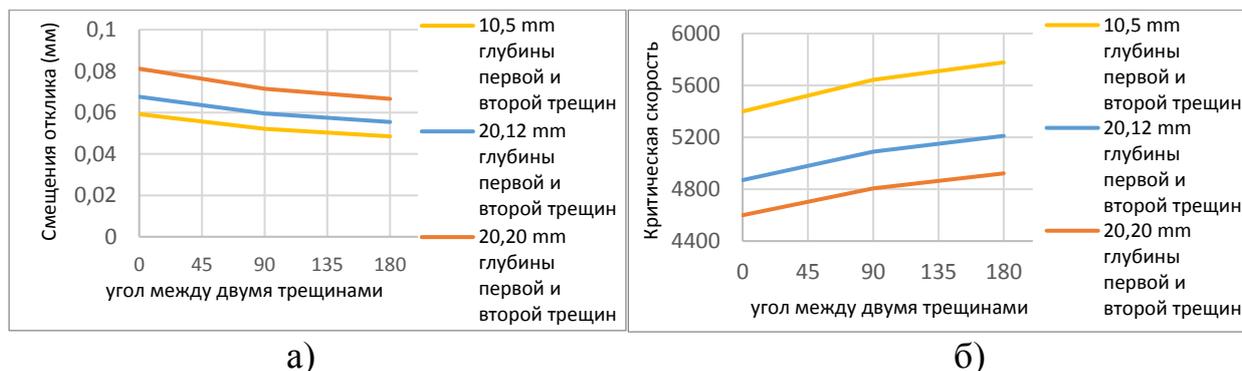


Рисунок 18 - Влияние изменения угла ориентации между двумя трещинами с фиксацией глубин трещин для каждого случая на: а – отклик; б – критическую скорость.

В п. 3.10 рассматривается Джеффкотт ротора модель $L_1 \neq L_2$ для изучения устойчивости. После открытия задачи (3) и получения нового уравнения 6-го порядка и путем поиска итерации решается. Результаты двух значений для безразмерной скорости получены. Одно из решений часто приблизительно равно нулю, но другое дает приемлемое логическое значение, **значение пороговой скорости**.

$$\bar{\Omega}_t = \sqrt{\frac{Ga S^3 - Gc2 S^2 - Ge2 S}{Gc1 S^3 - Ge1 S^2 - Gg}} \quad .10$$

Порог вихря является функцией динамических коэффициентов, и эти коэффициенты зависят от эксцентриситета, поскольку уравнение (10) показывает, что эксцентриситет зависит от Зоммерфельда числа как показано на рис. 19. Эффект уменьшения жесткости вала из-за трещин на скорости нарастания стабильности не учитывается для всех случаев трещин до 80% от радиуса вала (будет опасным и повлияет на стабильность ротора). Эта трещина снижает жесткость вала примерно на 24%.

В п. 3.11 напряжение изгиба было рассчитано двумя методами: численным методом ANSYS и аналитическим. Для численного метода был использован трехмерный элемент типа луча Solid187 для представления элементов вала ротора и представляет область трещины путем вычитания объема трещины из объема вала с рафинирующей сеткой.

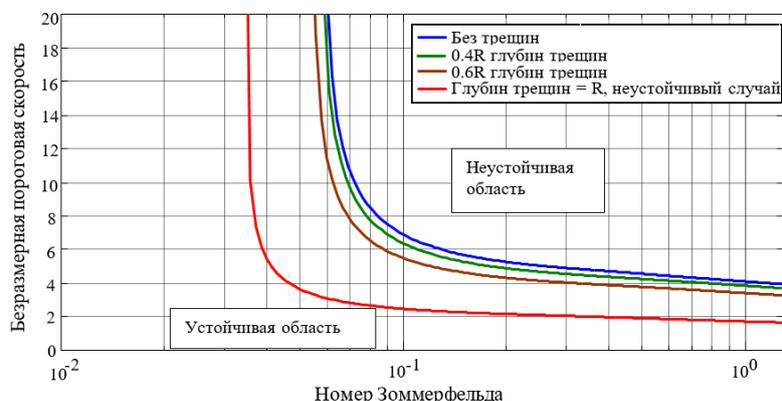


Рисунок 19 - Нестабильность пороговой скорости ротор-подшипниковой системы с трещиной

После выполнения граничных условий и применяя скорость вращения, можно найти напряжения: напряжение изгиба, напряжение сдвига и напряжение фон Мизеса. Но важным напряжением является напряжение изгиба, которое воздействует на вал, делая вертикальное отклонение. Контур напряжений был найден для каждого случая трещины (без трещин, $0.2R$, $0.4R$, $0.6R$ и $0.8R$) глубины трещины, как показано на рис. 20 для напряжения изгиба.

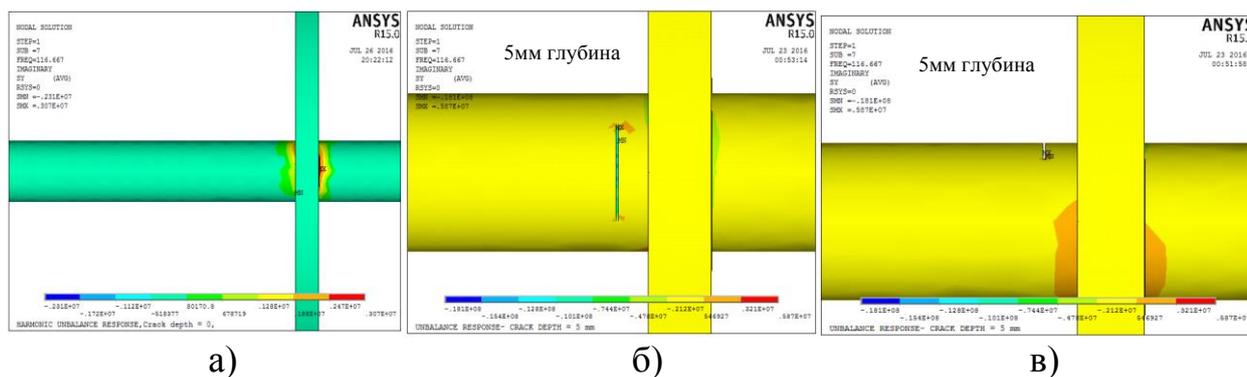


Рисунок 20 - Контур напряжения изгиба: а - без трещин; б - $0.2R$ глубины трещины; в - $0.2R$ глубины трещины.

В п. 3.12 из свойства Джеффкотт ротора модель $L_1 \neq L_2$, считали статический отклик, затем найдено коэффициент динамической нагрузки DLF. DLF был найден путем деления динамического отклика максимального смещения на статический отклик для аналитических и численных методов.

Результаты сравниваются и перечислены в таблице 3. Также DLF найден путем деления динамического изгибающего напряжения на статическое напряжение, как показано в таблице 4.

Таблица 3 – Аналитический и численный отклик DLF ротора с трещиной

DLF для максимальной реакции и собственной частоты для ротора с одиночной трещиной с процентной погрешностью для модели $L_1 \neq L_2$									
a/R	Аналитический Максимум статическое смещение, мм	Численный Максимум статическое смещение, мм	Аналитический Максимум динамическое смещение, мм	Численный Максимум динамическое смещение, мм	Аналитическая критическая скорость, об / мин	Численная критическая скорость, об / мин	Аналитический DLF	Численный DLF	DLF Ошибка %
0	0.05243	0.05155	0.0409	0.0396	6400	6150	0.780	0.7681	1.52
0.2	0.05474	0.052801	0.0430	0.0406	6200	6050	0.785	0.7689	2.05
0.4	0.05706	0.05352	0.0464	0.0426	6060	5800	0.813	0.7959	2.10
0.6	0.05806	0.05785	0.0543	0.0529	5800	5600	0.935	0.9144	2.203
0.8	0.06433	0.06217	0.0620	0.0585	5300	5400	0.963	0.9409	2.30

Таблица 4 – DLF сравнения между коэффициентом смещения и коэффициентом напряжений

a/R	Статическое напряжение $\sigma_{st.} \frac{N}{m^2}$	Динамическое напряжение изгиба N/m^2	DLF от коэффициента смещения	DLF от коэффициента напряжения	Ошибка % DLF
0	3.605E+6	2.922E+6	0.780	0.8105	3.76
0.2	3.832E+6	3.129E+6	0.785	0.8165	3.85
0.4	4.789E+6	4.022E+6	0.813	0.8398	3.19
0.6	4.903E+6	4.713E+6	0.935	0.9612	2.72
0.8	5.6531E+6	5.602E+6	0.963	0.9909	2.81

Глава 5 перечислены основные результаты работы и рекомендации, которые будут полезны для будущей работы по совершенствованию аналитических, численных и экспериментальных работ динамической системы ротора с трещиной.

ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ И ВЫВОДЫ

Выводы перечислены основные результаты работы:

- Исследованы три типа трещин в роторе осуществляется следующим случаем:
 - Поперечная трещина в роторе.
 - Две трещины, одна из которых поперечная, а другая имеет наклонные углы.
 - Две поперечные трещины между ними, углы ориентации.
- Из исследования Джеффкотта ротора:
 - Система диагностики хороша для обнаружения трещин, регистрируя изменение критической скорости и реакции, для того чтобы ожидать присутствия и глубину трещины. Эта диагностическая система может применяться на вращающихся машинах, таких как насосы, турбины и центробежные компрессоры, наблюдая за системой мониторинга.
 - Значение соответствия в вертикальном направлении имеет большую разницу, чем соответствие кросс-сцепления от (0 до $0.5R$) глубины трещины. Хорошая аппроксимация - если взять только вертикального C 55 при расчете трещин до глубины ($0.5R$).
- Из исследования Поперечной трещиной в роторе:
 - В общем, если обнаружены отклик и критическая скорость ротора без трещины, тогда отклик увеличивается, а критическая скорость уменьшается с увеличением глубины трещины. Если отклик увеличивается с (3,5% до 5%), а критическая скорость уменьшается с (3% до 4%), это означает, что глубина трещины достигает ($0.2R$). Если отклик увеличивается от (8% до 13%), а критическая скорость уменьшается с (7% до 14%), это означает, что глубина трещины составляет ($0.4R$). Если отклик увеличивается с (20% до

28%), а критическая скорость уменьшается с (13% до 17%), это означает, что глубина трещины составляет $(0.6R)$. Если отклик увеличивается с (28% до 34%), а критическая скорость уменьшается с (17% до 21%), это означает, что глубина трещины составляет $(0.8R)$ и это максимальная глубина трещины. Это важно для диагностики или обнаружения трещин.

- На глубине трещины от $(0$ до $0.2R)$ влияние трещины на динамическое поведение может быть незначительным, а для $(0.8R)$ является глубиной опасности.

4. Из исследования двух трещин в роторе:

- В двух трещинах ротора отклика увеличивается на 49% как максимальный случай, а критическая скорость уменьшается на 29%, больше, чем в одноразовом роторе для всех случаев глубин трещин.
- Значения гибкости зависят от значений угла γ , который представляет собой угол ориентации между двумя трещинами, угол θ - угол наклона первой трещины и глубины трещин.

5. При увеличении значений угла наклона первой трещины в роторе с двумя трещинами, отклик и критическая скорость не имеют существенного изменения с углом наклона от $(30^\circ$ до $45^\circ)$, а влияние на критическую скорость и отклик оказывает значительный эффект, когда значение угла наклона от $(45^\circ$ до $90^\circ)$. Под углом 90° , это означает, что две трещины становятся параллельными и поперечными.

6. При увеличении значений угла ориентации между двумя трещинами в роторе:

- Отклик и критическая скорость не имеют существенного изменения с углом ориентации от 0° до 60° , а влияние на критическую скорость и отклик оказывает существенный эффект, когда значение угла ориентации от 60° до 180° . С углом ориентации 0° , это означает, что две трещины становятся параллельными и поперечными.
- Когда угол ориентации 180° , который означает с вращающимся валом, первая трещина начинает открываться и с продолжением вращения первая трещина закрывается, а вторая трещина начинает открываться, затем закрывается с продолжением вращения и т.д. Примерно эффект двух трещин в этом случае становится равное эффекту одной трещины всегда открыта, если считать, что два разных местоположения близка.

7. Из исследования устойчивости системы ротор – подшипника:

- Коэффициент жесткости кросс-сцепления K_{xy} масляной пленки с подшипником скольжения изменяется с отрицательного на положительный до 1000 об / мин. Коэффициент жесткости кросс-сцепления связи K_{yx} становится от-

рицательным для всего диапазона скорости вращения ротора и для различных глубин трещины. Это хороший результат для стабильности роторного подшипника.

- Трещины не влияют на неустойчивость пороговой скорости, за исключением высокой глубины трещины, когда глубина трещины $\geq R$ и жесткость вала уменьшается более чем на 40% по сравнению с жесткостью вала без трещин.
8. Вычисленный коэффициент динамической нагрузки DLF от коэффициента смещения и от отношения напряжений является индикацией. Когда динамическое смещение меньше статического смещения, это указывает на точный процесс балансировки, который был сделан для роторов, и он работает в безопасном состоянии. С другой стороны, DLF от коэффициента смещения и отношения напряжений является хорошей индикацией для конструкции роторов также в рабочем состоянии.
 9. Результаты, полученные из аналитических методов и результаты, полученные из численных методов, находились в хорошем согласии.

ПУБЛИКАЦИИ ПО ТЕМЕ ДИССЕРТАЦИИ

В изданиях из перечня ВАК:

1. **Абед С.А.**, Тхиджель Д.Ф., Бахрами М.Р. Гармонический анализ ротор-подшипника с единичной трещиной // Научно-технические ведомости СПбПУ. Естественные и инженерные науки. 2018. Т. 24. № 3. С. 139–152. DOI: 10.18721/JEST.240312.
2. **Абед С.А.**, Бахрами М.Р., Тхиджель Д.Ф. Аналитическое и численное исследование влияния двух трещин на динамическое поведение системы роторных подшипников // Научный журнал «Наука и бизнес: пути развития» 2018, № 11 (89), С. 8– 13.
3. **Абед С.А.**, Бахрами М.Р., Тхиджель Д.Ф. Динамическое поведение роторно-подшипниковой системы с изменением угла ориентации между двух трещин // Научный журнал «Перспективы науки», 2018, № 11 (110), С. 26– 34.

В изданиях, индексируемых Scopus:

1. **Abed S. A.**, Thijel J. F., Bahrami M. R. Analytical and numerical investigation to the effect of single transverse crack on the dynamic behavior of rotor-bearing system // International Journal of Engineering and Technology, 7 (3.20) (2018), pp.900-905.
2. **Abed S. A.**, Bahrami M. R., Thijel J. F. Stability of a Flexible Rotor-Bearing System with a Transverse Crack. In: Uhl T. (eds) Advances in Mechanism and Machine Science. IFToMM WC 2019. Mechanisms and Machine Science, vol 73. Springer, Cham, pp.3363-3373.
3. **Abed S. A.**, Bahrami M. R., Thijel J. F. The effect of two cracks in rotor on stiffness by using theory of fracture mechanics. Proceedings of the 5th International Conference on Industrial Engineering (ICIE 2019), vol 1. Springer, Sochi. 2019,

7pages. DOI:10.1007/978-3-030-22041-9.

4. **Abed S. A.**, Bahrami M. R., Thijel J. F. Investigation of Cracked Rotor Analytically and Numerically // the 6th International Conference on Mechatronics and Mechanical Engineering (Wuhan) China, November 9th-11th, 2019, 6 pages. Will be publishing in Journal of Physics: Conference Series (**in print**).
5. **Abed S. A.**, Bahrami M. R., Thijel J. F. Numerical investigation of cracked rotor // the International scientific conference "Modern tendencies and prospects of development in mechanical engineering in 2019 processing technology and equipment» (ICMTMTE 2019), Sevastopol, 9-13 September 2019, 6 pages. Will be publishing in IOP Conference Series: Materials Science and Engineering (**in print**).

В прочих изданиях:

1. Елисеев, В.В. моделирование динамики ротора на податливых опорах / В. В. Елисеев, Андрющенко Е. А., **Абед С.А.** // Конференция "современное машиностроение" 2017. С 325 -334.
2. Елисеев, В.В., Андрющенко Е. А., **Абед С.А.** Влияние различных факторов на динамику ротора с податливыми опорами // Неделя науки СПбГПУ: Материалы научной конференции с международным участием, Том. Часть 2. Институт металлургии, машиностроения и транспорта, Санкт-Петербург, 13-19 ноября 2017 г. С. 123 -125.
3. Елисеев В.В. О теории и методике расчета критических режимов вращения упругих роторов / В.В. Елисеев, Т.В. Зиновьева, **С.А. Абед** // Машиностроение: сетевой электронный научный журнал // Материалы международной научно-технической конференции "Пром-инжиниринг - 2017", Т.5, №3. – С. 9-14. DOI: 10.24892/RIIE/20170302, мая 2017 г., Санкт-Петербург.
4. **Абед С.А.**, Бахрами М.Р. The analytical analysis of flexibilities of single cracked jeffcott rotor // Издательством Санкт-Петербургского политехнического университета в сборнике материалов 8-й Международной научно-практической конференции «Современное машиностроение: Наука и образование MMESE-2019» – № 8. июня 2019. С. 365-376.