

**Санкт-Петербургский политехнический университет
Петра Великого**

Абед Салам Ахмед Абед

Аналитическое и численное исследование устойчивости и обнаружения трещин для гибкой ротор-подшипниковой системы

Направление подготовки: 15.06.01 «Машиностроение»

Код и наименование

Направленность: 05.02.02 «Машиноведение, системы приводов и детали машин»

Код и наименование

НАУЧНЫЙ ДОКЛАД

об основных результатах научно-квалификационной работы (диссертации)

Санкт Петербург – 2019

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

Научный руководитель: кандидат технических наук, доцент,
Бахрами Мохаммад Реза

Официальный рецензент: кандидат технических наук, доцент,
Зиновьева Татьяна Владимировна,
старший научный сотрудник,
лаборатория мехатроники,
ФГБУН «ИПМаш РАН»

С научным докладом можно ознакомиться в библиотеке ФГАОУ ВО «Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого»

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность работы

В ротор-подшипниковой концепции важные достижения были сделаны в течение последних 50 лет, где было изучено динамическое поведение треснувших валов, чтобы распознать наличие трещин и вовремя остановить треснувшие валы до катастрофических сбоев.

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

Эффект дефектов, оказываемый на устойчивость динамической системы ротора, представляет собой еще одну важную причину катастрофических сбоев.

Эта ситуация объясняет возрастающий интерес к анализу поведения дефектов вообще и трещин в частности.

Цель работы.

Выявление трещин и определение влияние трещин, которые происходят во время работы. Зная глубину трещины и ее влияние на статическое, динамическое поведение и стабильность системы ротора с тем, чтобы обнаружить раннее появление дефектов во избежание катастрофического сбоя.

Задачи исследования

1. Изучение трёх моделей трещин.
2. Изучение Джефкотт ротора, где диск лежит на неравном расстоянии от подшипников.
3. Изучение влияния одной поперечной трещиной в роторе.
4. Изучение влияния двух трещин в роторе.
5. Аналитический расчет гибкости, жесткости, отклика и критических скоростей для нашей модели со многими глубинами трещин и наклонных углов первой трещины (30° , 60° и 90°) градусов.
6. Изучение критической скорости и амплитуды отклика при изменении углов ориентации между двумя трещинами, принимающими (0° , 90° и 180°) градусов.
7. Изучение устойчивости системы ротор - подшипника без трещин и с трещинами.
8. Изучение Коэффициента динамической нагрузки DLF для ротора с трещинами и без трещин.
9. Сравнение результатов для численных и аналитических методов.

Научная новизна

1. Разработка нового уравнения 6-го порядка, из которого получения затухающей собственной частоты для Джефкотта ротора (Наша модель).
2. Разработка нового уравнения 4-го порядка, из которого получения незатухающей собственной частоты для Джефкотта 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. Разработка нового уравнения гибкости, для расчета прямой и кросс-связанной гибкости из-за трещины.
6. Обнаружены влияние при изменении углов наклона на амплитудный отклик и критической скоростью ротора-подшипниковой системы с двумя трещинами.
7. Обнаружены влияние при изменении углов ориентации (между трещиной) с изменениями глубины трещин на амплитудный отклик и критической скоростью ротора-подшипниковой системы с двумя трещинами.
8. Исследовано влияние одиночной трещины и двух трещин на роторе и на устойчивость ротора-подшипниковой системы.
9. Обосновано, что основной причиной неустойчивости роторов является масляная плёнка.

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

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.

Представление научного доклада: основные положения

1. Гармонический анализ ротор-подшипника с единичной трещиной для изучения влияния модели трещины на отклик модели ротора Джеффкотт 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.

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 (слева). 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 (справа), 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, включая жесткости и амортизаторы, которые генерируются 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.

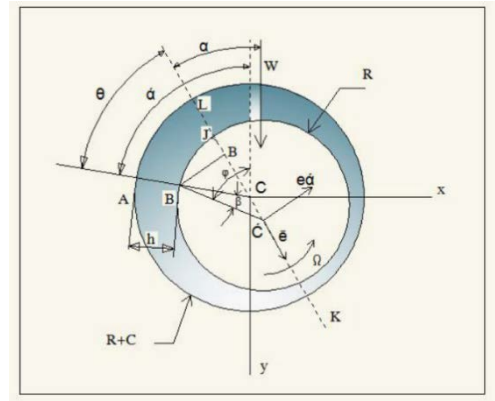
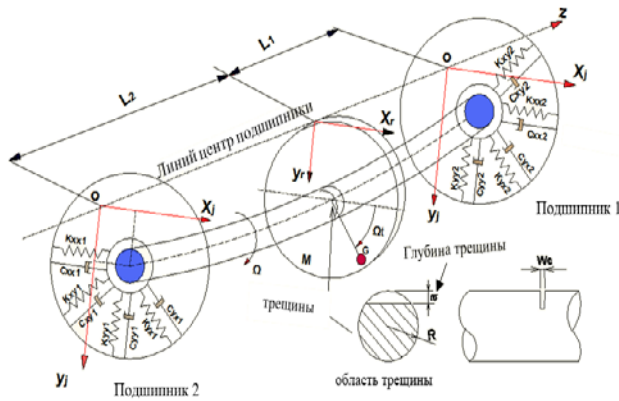


Рисунок 1

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

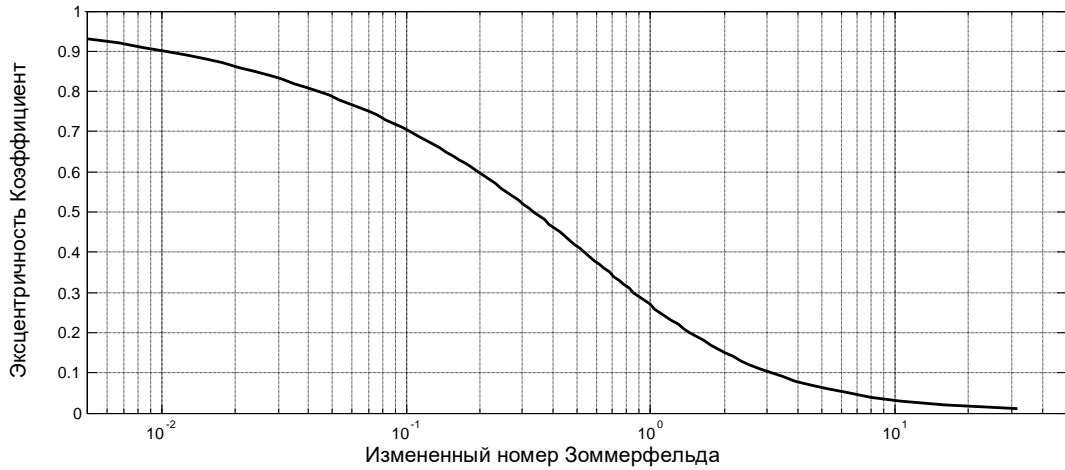
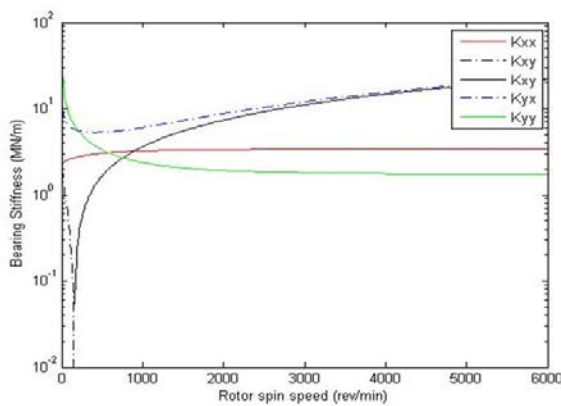
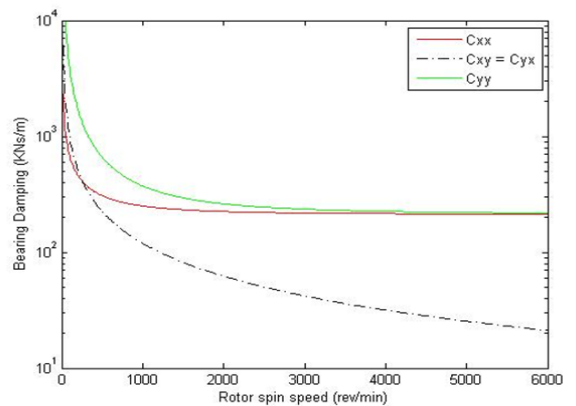


Рисунок 2

Результаты жесткости и демпфирования со скоростью применено на рис. 3, а также в таблицах 1 для подшипников № 1 и № 2.



(а)



(б)

Рисунок 3

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	0.4419	3010	1646.8	-5273.5	3307.5	92.808	-58.21	-58.21	171.52
1000	0.2938	3199.2	3584.5	-5992.5	2345.2	78.512	-30.726	-30.726	104.39
1500	0.2158	3275.2	5448.3	-7221.7	2032.2	74.329	-20.916	-20.916	86.99
2000	0.1690	3311.0	7291.4	-8682.6	1895.6	72.552	-15.839	-15.839	79.988
2500	0.1382	3330.2	9133.1	-10272	1825.0	71.689	-12.737	-12.737	76.550
3000	0.1167	3341.4	10965	-11927	1784.4	71.157	-10.640	-10.640	74.581
3500	0.1008	3348.5	12804	-13636	1759.0	70.870	-9.1422	-9.1422	73.406
4000	0.0887	3353.2	14634	-15365	1742.2	70.641	-8.0095	-8.0095	72.593
4500	0.0791	3356.6	16475	-17128	1730.4	70.532	-7.1259	-7.1259	72.080
5000	0.0714	3359.0	18303	-18893	1721.9	70.411	-6.4174	-6.4174	71.668
5500	0.0650	3360.8	20149	-20685	1715.6	70.377	-5.8368	-5.8368	71.418
6000	0.0597	3362.2	21973	-22466	1710.7	70.288	-5.3523	-5.3523	71.165
Свойства подшипника № 2									
500	0.3703	2251.4	1760.4	-3956.9	2008.4	85.47	-43.38	-43.38	132.91
1000	0.2289	2364.4	3663.7	-5025.7	1504.7	75.68	-22.658	-22.658	102.74
1500	0.1624	2401.8	5527.7	-6496.4	1361.4	73.096	-15.318	-15.318	79.99
2000	0.1249	2417.7	7385.5	-8131.4	1303.3	72.096	-11.556	-11.556	76.079
2500	0.1012	2425.7	9237.4	-9842.1	1274.7	71.588	-9.2718	-9.2718	74.169
3000	0.0849	2430.2	11094	-11601	1258.6	71.337	-7.739	-7.739	73.142
3500	0.0731	2433.0	12944	-13381	1248.7	71.156	-6.6406	-6.6406	72.488
4000	0.0641	2434.9	14806	-15189	1242.2	71.069	-5.8144	-5.8144	72.118
4500	0.0571	2436.1	16655	-16997	1237.7	71.007	-5.1708	-5.1708	71.817
5000	0.0515	2437.1	18494	-18802	1234.5	70.901	-4.6553	-4.6553	71.558
5500	0.0469	2437.7	20330	-20611	1232.1	70.811	-4.2331	-4.2331	71.355
6000	0.0430	2438.3	22193	-22450	1230.3	70.823	-3.8811	-3.8811	71.281

С другой стороны, безразмерная жесткость была построена с модифицированным числом Зоммерфельда, ясно, что поперечная безразмерная жесткость и демпфирование имеют высокий процент изменений, как показано на рис. 4 и 5 соответственно. Используя компьютерную программу, которая находит динамические параметры с изменением скорости и Зоммерфельда с использованием MATLAB.

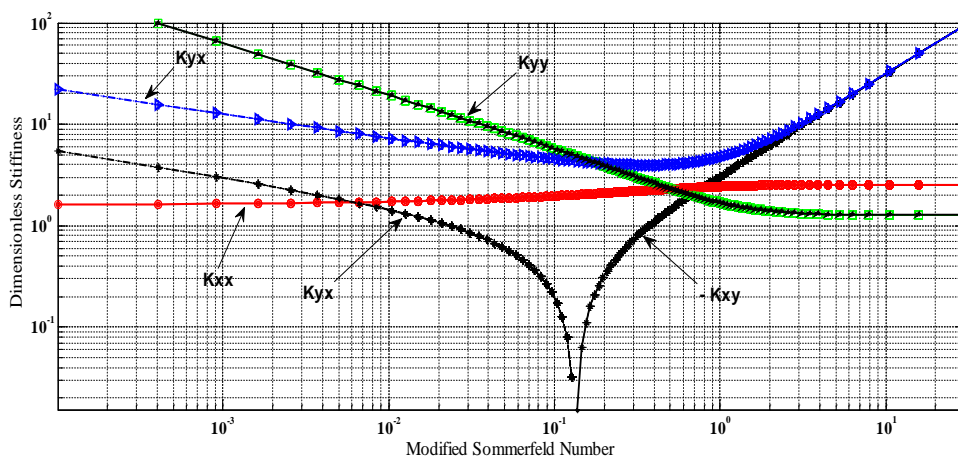


Рисунок 4

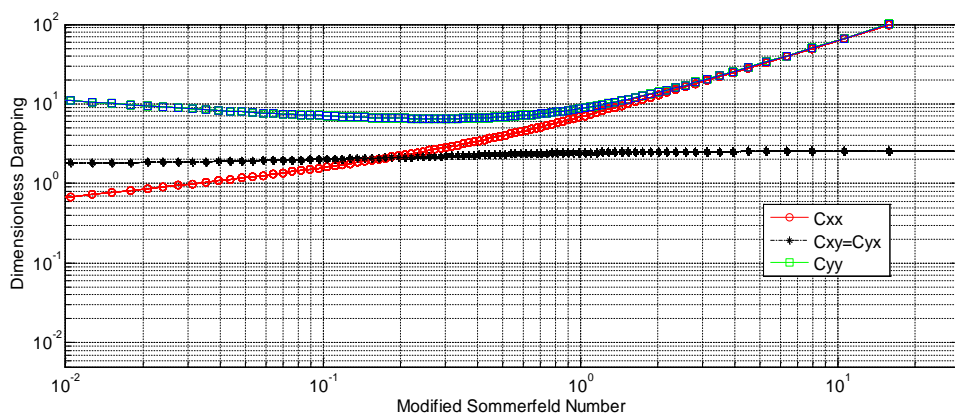


Рисунок 5

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

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

Обозначено: $\Gamma_1^2 = \frac{K1}{M}$; $\Gamma_2^2 = \frac{K2}{M}$; $\mu_1 = \frac{K12}{K1}$; $\mu_2 = \frac{K21}{K2}$ и M – эквивалентная масса ротора, $M = \frac{17}{35} m_s + m_d$, m_s – масса вала; m_d – масса диска.

В этом случае демпфирование не рассматривалось. Задача (2) решается с помощью компьютерной программой MATLAB. Результат эксцентриситета уменьшаются со скоростью показан на рис. 6.

Из задачи (2), основная собственная частота составляет 6600 об / мин.

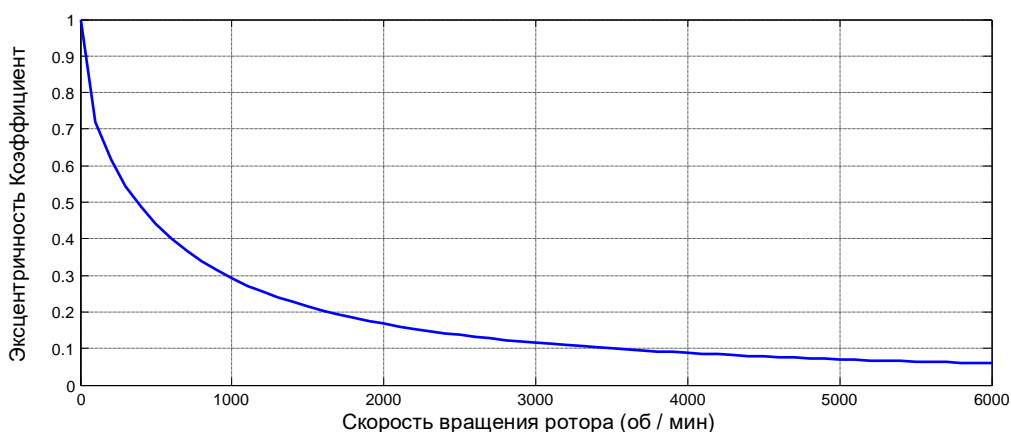


Рисунок 6

В п. 3.3 *Второй метод* для решения критической скорости ротора без трещин, альтернативный метод, из рис. 1, и применения второго закона Ньютона получили задачу (3).

$$\det \begin{pmatrix} (M\lambda_d^2 + K) & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -K & 0 & 0 \\ -K & \{(K + K_{xx1} + K_{xx2}) + (C_{xx1} + C_{xx2})\lambda\} & 0 & 0 \\ 0 & \{(K_{xy1} + K_{yx2}) + (C_{xy1} + C_{yx2})\lambda\} & (M\lambda_d^2 + K) & 0 \\ 0 & \{(K_{xy1} + K_{yx2}) + (C_{xy1} + C_{yx2})\lambda\} & 0 & -K \\ 0 & \{(K_{yy1} + K_{yy2}) + (C_{yy1} + C_{yy2})\lambda\} & 0 & -K \end{pmatrix} = 0 \quad .3$$

Предположение:

1. Эксцентриситет равен по обеим сторонам ротора в подшипнике.
2. Короткий подшипник, используемый для подшипников № 1 и 2.
3. $K_{xx1} \neq K_{xx2}; K_{yy1} \neq K_{yy2}; K_{xy1} \neq K_{xy2}; K_{yx1} \neq K_{yx2}$
4. $C_{xx1} \neq C_{xx2}; C_{xy1} \neq C_{xy2}; C_{yx1} \neq C_{yx2}$ и $C_{yy1} \neq C_{yy2}$

После открытия вышеуказанного определителя оценивается уравнение 6-го порядка в термине λ_d , характеристическое уравнение затухающей собственной частоты являются **новым уравнениям** и Решая новое уравнение путем поиска итерации λ_d затухающей, основная собственная частота составляет 6400 об / мин.

Без затухающей собственной частоты можно найти, заменив значения $C_{xy1}, C_{xy2}, C_{xx2}, C_{yy2}, C_{xy1}, C_{xy2}, C_{yx1}$ и $C_{yx2} = 0$ следует получили уравнение 4-го порядка как функция λ , **также новое уравнение**. Результат получили основной собственной частоте 6610 об / мин, и сравнивали результаты со значениями уравнения (2), собственная частота ротора без трещин находилась в хорошем согласии.

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), легко работать с координатами, лежащими на роторе. Ротор вращается вместе с ним.

Постановка уравнения 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 $[M]$ – матрица эквивалентной массы роторы, $[c]$ – 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 без трещин и с трещинами в роторе показаны на рис. 7.

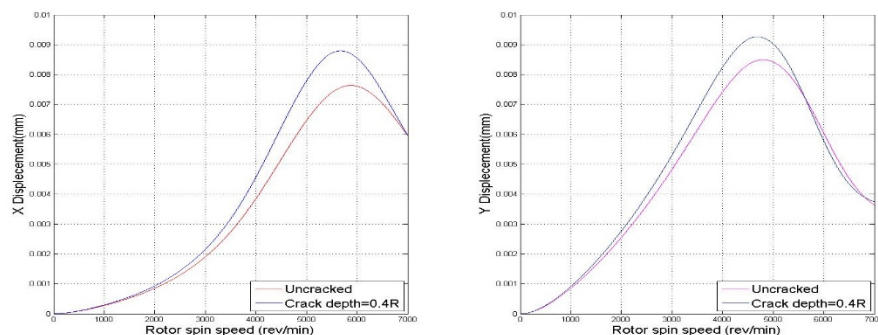


рисунок 7

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 $E' = \frac{ER^3}{1-\nu^2}$, 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 открывают трещину и так входят в значения KI . Соответствие как результат трещины на единицу ширины: $C_{55} = \frac{\partial U5}{\partial P5}$ и $C_{44} = \frac{\partial U4}{\partial P4}$, где $U5 = \frac{\partial}{\partial P5} [\int_{R-a}^2 J_5(y) \cdot dy]$ и $U4 = \frac{\partial}{\partial P4} [\int_{R-a}^2 J_4(y) \cdot dy]$

Интеграция на области трещины дает значения соответствия. Результат безразмерное соответствие \bar{C}_{55} и \bar{C}_{44} в зависимости от глубин трещины, как показано на рис. 8.

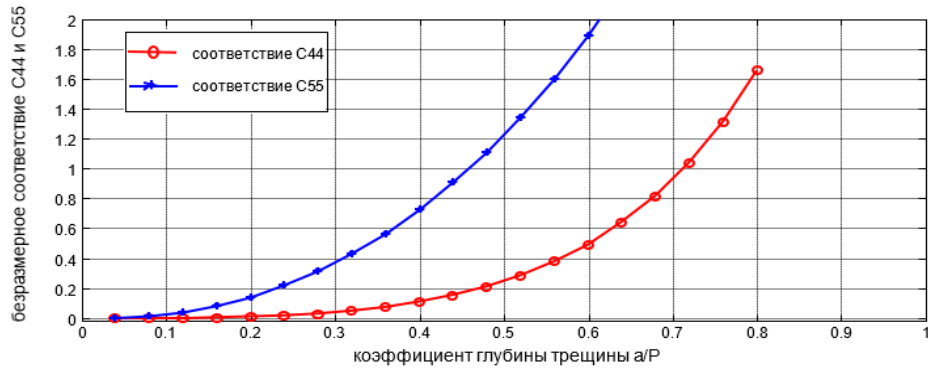


Рисунок 8

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

В п. 3.6 Чтобы найти критическую скорость и гармонический отклик из-за дисбаланса массы, можно рассчитать на диске места, где происходит максимальный отклик. 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 $x_j = Ve^{i\Omega t}$, $\dot{x}_j = i\Omega Ve^{i\Omega t} = i\Omega x_j$; $y_j = De^{i\Omega t}$, $\dot{y}_j = i\Omega De^{i\Omega t} = i\Omega y_j$;

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 $r^* = (x_r + iy_r)/u$. Результат на Рис. 9 показано что, динамическая амплитуда изменяется с массой дисбаланса. При увеличении массы дисбаланса смещение также будет увеличиваться в области диска, а критическая скорость не меняется.

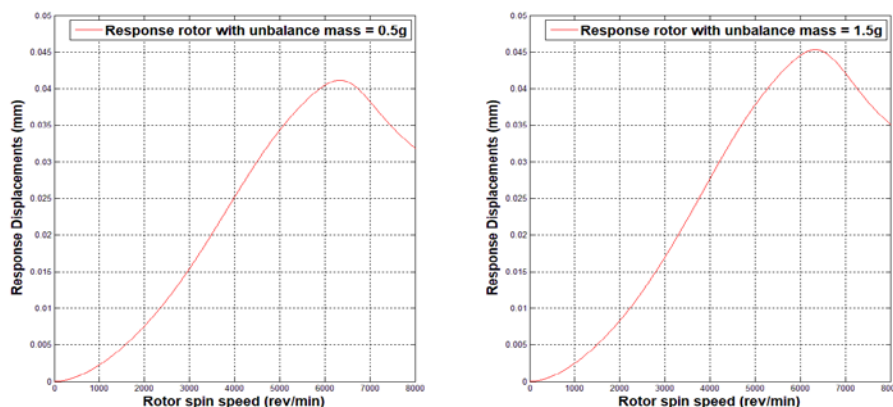


Рисунок 9

В п. 3.7 Трещины зависят от напряжений, действующих на край трещины. Коэффициент интенсивности напряжений SIF , 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 $KQ\zeta1^{(I)} = \sigma\zeta1 \sqrt{\pi\alpha} \times F$, $\sigma\zeta1 = \frac{(Q\zeta1 \times (L1-H)) \times \alpha'}{I}$, $KQ\eta1^{(I)} = \sigma\eta1 \sqrt{\pi\alpha} \times \tilde{F}$, $\sigma\eta1 = \frac{(Q\eta1 \times (L2-N)) \times w}{I} \sin \theta$, F и \tilde{F} - поправочные коэффициенты в направлениях ζ и η соответственно, и все остальные параметры показано на рис. 10.

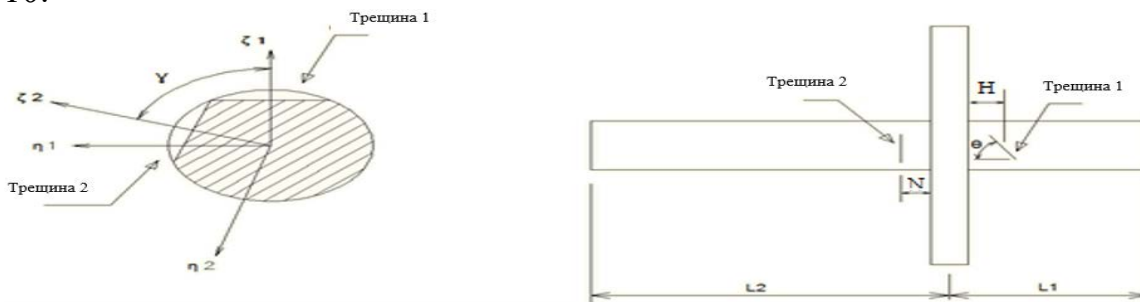


Рисунок 10

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 тогда получили прямые и кросс-связанные гибкости $g_{\zeta}, g_{\eta}, g_{\zeta\eta}, g_{\eta\zeta}$ из-за трещины в $\zeta_1 - \eta_1$ координат. Разработан новый вид уравнения гибкости. Значения гибкости зависят от значений угла γ , которые представляют собой ориентацию между двумя трещинами, угол θ , который является наклонным углом первой трещины и на глубинах трещин. Потом можно получили жесткость K_{ζ}, K_{η} 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. Результаты показаны на Рис. 11 для двух трещин в роторе, глубины трещины $0.2R, 0.4R$ и $\theta_2 = 90^\circ, \theta_1 = 90^\circ$ и $\gamma = 0^\circ$, и показано, что жесткость в направлениях K_{ζ}, K_{η} 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.

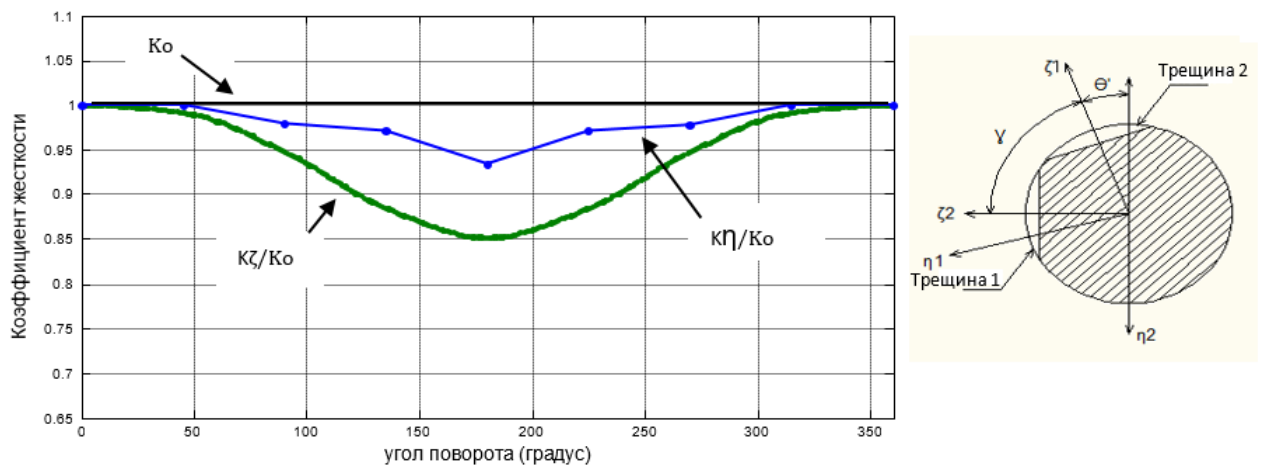


Рисунок 11

В п. 3.8 Уравнения движения, объясняющие динамическое поведение системы, можно найти 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 масс (симметричная матрица), $[G]$ - гироскопическая матрица, которая известна как кососимметрическая матрица, K_s - матрица жесткости структуры исходила из энергии деформации, (симметричная и консервативная). Матрицы C_b и K_b для линейных подшипников демпфирования и жесткости матрицей в соответствии с фактом, что подшипники являются неконсервативными, f - вектор силы которые состоят из всех вынуждающих сил. Уравнение (9) обыкновенных дифференциальных уравнений (ОДУ) решается в MATLAB встроенной функцию метода Дормана-Принса или обычного аналитического решения общим решением и частным решением. Смещение отклика против скорости для ротора с одной трещиной

показано на Рис. 12 (сверху) и на Рис. 12 (снизу) показано смещение отклика против скорости для ротора с двумя трещинами.

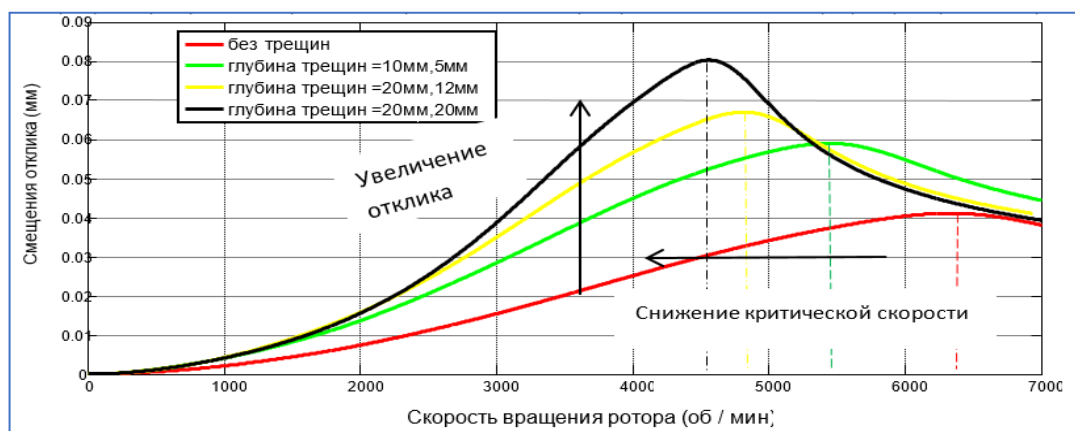
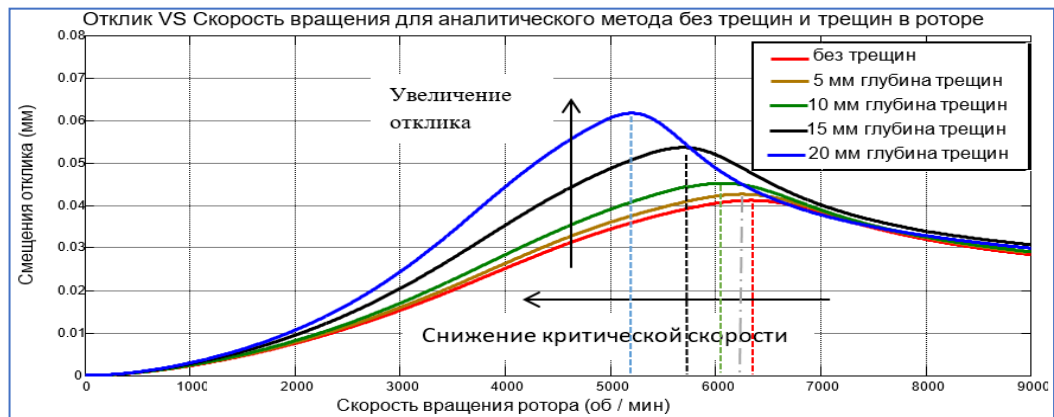


Рисунок 12

Также в результатах показаны на рис. 13, эффект изменения угла наклона первой трещины на отклике и критической скорости. И на рис. 14, эффект изменения угла ориентации между трещинами на отклике и критической скорости.

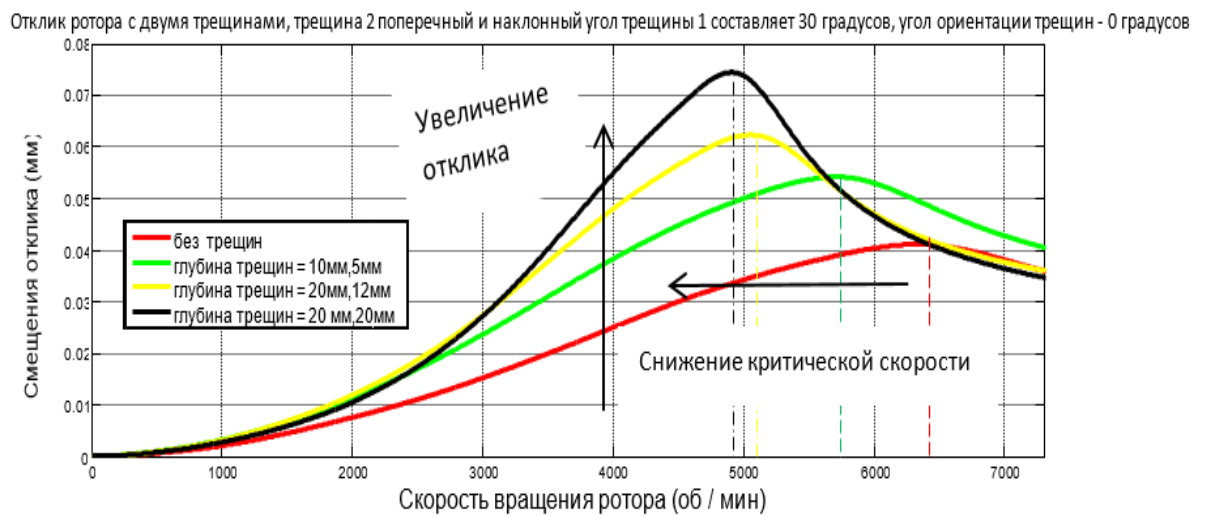


Рисунок 13

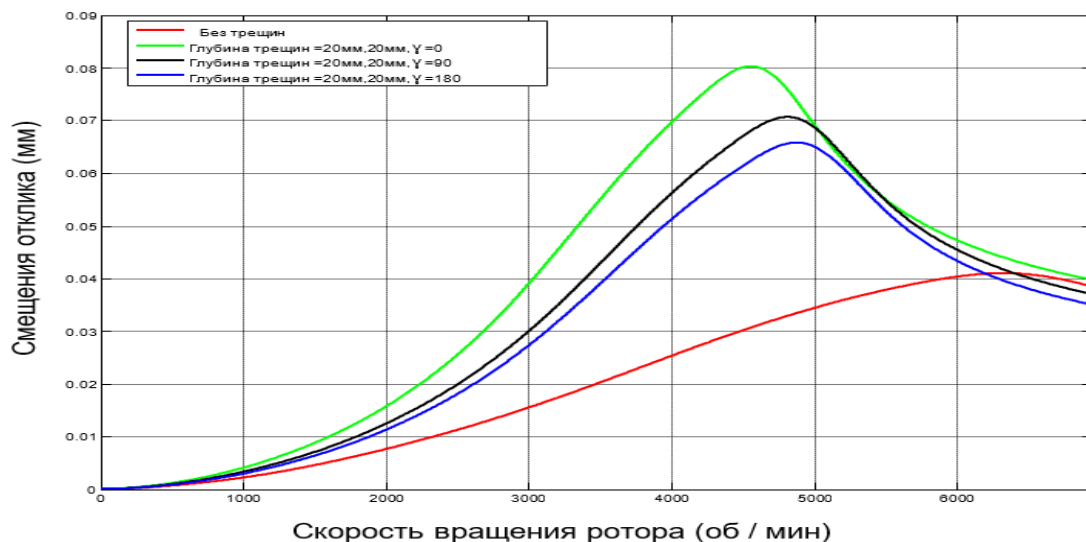


Рисунок 14

С другой стороны, в результатах, можно было бы получить орбиту, построив x-отклик против y-отклика во временной области. Орбиты были нанесены на ротор без трещин и с одной трещиной с разными глубинами, а также с двумя трещинами различной глубины были изучены как поведение орбит ротора с трещиной для анализа при 1500 об/мин. Результаты показаны на рис. 15 и 16.

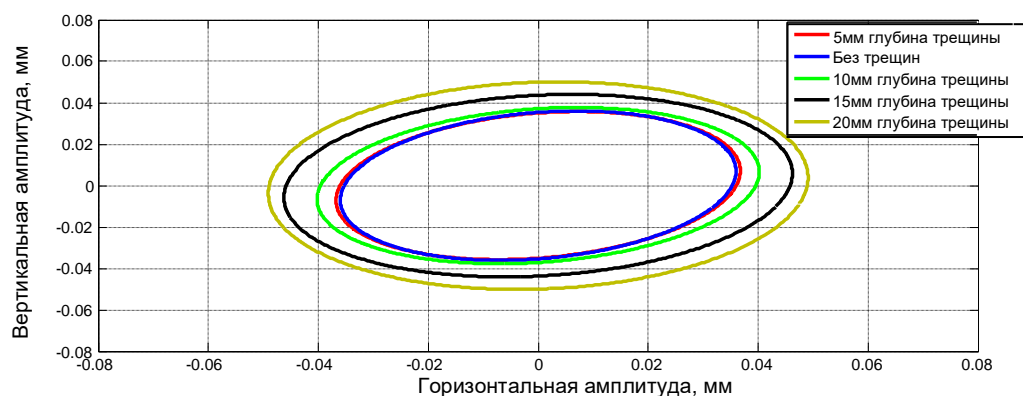


Рисунок 15

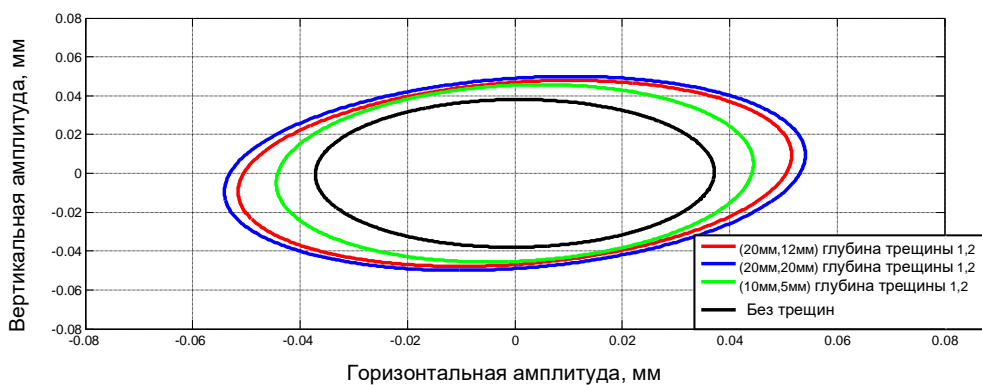


Рисунок 16

В п. 3.9 Ротор был смоделирован методом конечных элементов МКЭ, как, **численный метод**, и 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. Этот элемент представляет собой линейный имеет 2 узлы. Элемент beam188 имеет шесть или семь степеней свободы в каждом узле как показано на рис. 17. 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.

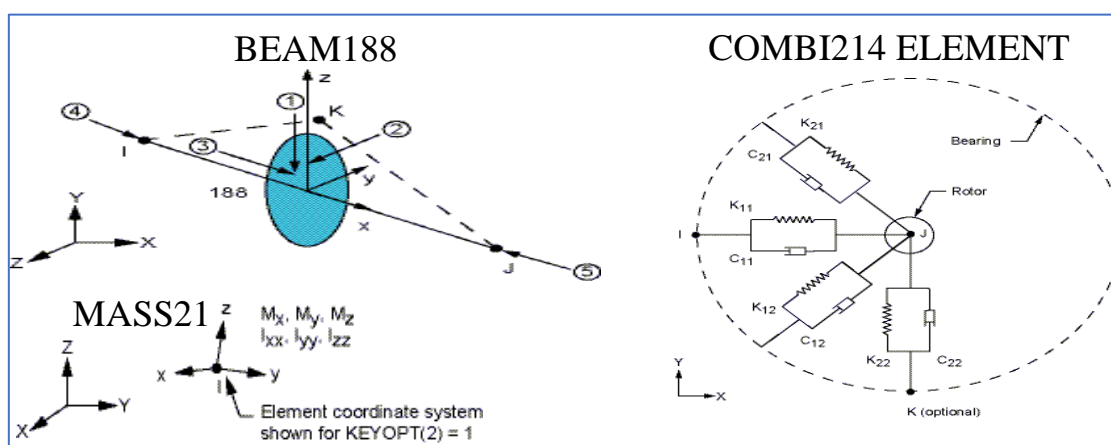


Рисунок 17

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 в MATLAB и численного решения в ANSYS для амплитудного отклика и критической скорости, как показано на рис. 18 и 19. На рис. 18 показана отклика против скорости вращения ротора с двумя трещинами модели, где $L_1 \neq L_2$ и $\theta_1 = 60^\circ$, $\theta_2 = 90^\circ$, $\gamma = 0^\circ$ с глубиной трещин 12 мм, 20 мм, и на рис. 19 показана отклика против скорости вращения ротора с двумя трещинами модели и $\theta_1 = 90^\circ$, $\theta_2 = 90^\circ$, $\gamma = 180^\circ$ с глубиной трещин 12 мм, 20 мм.

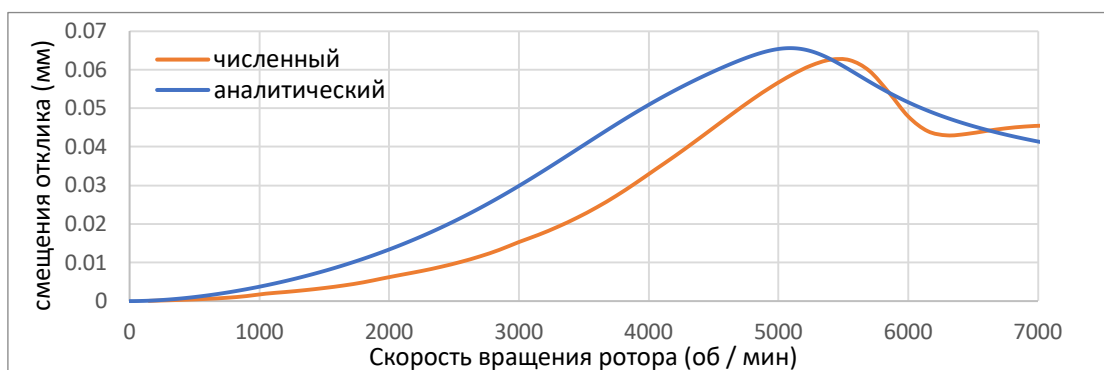


Рисунок 18

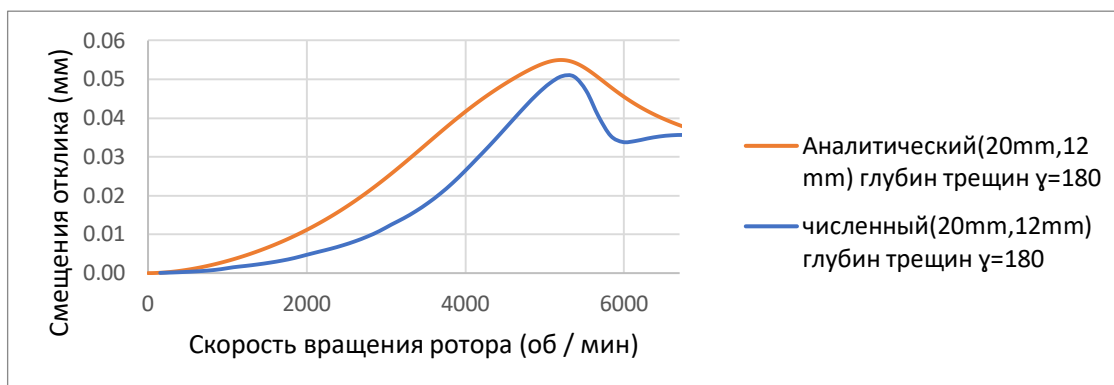


Рисунок 19

Отношения между критической скоростью, откликом и глубиной трещины, показаны на рис. 20 и 21. На рис. 20 показана максимальная амплитуда по сравнению с отношением глубины трещины для одной трещины в роторе модели $L_1 \neq L_2$, и на рис. 21 показана критическая скорость по

сравнению с отношением глубины трещины для одной трещины в роторе модели $L_1 \neq L_2$.

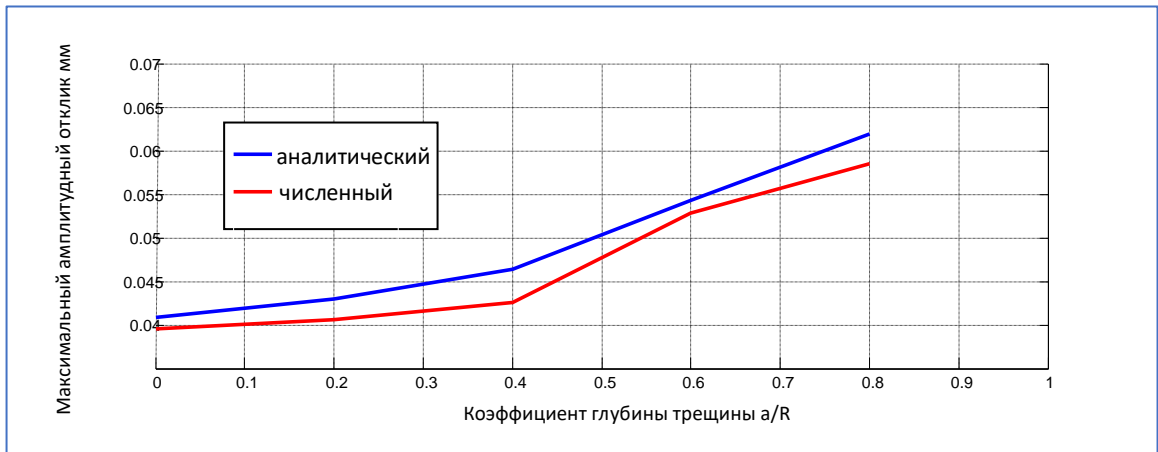


Рисунок 20

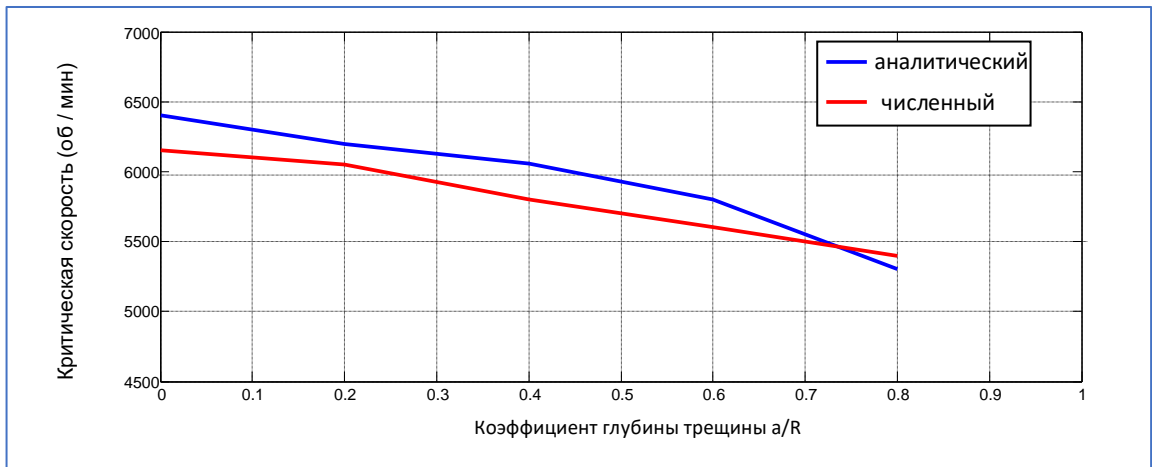


Рисунок 21

Эффект изменения угла наклона первой трещины на отклике и критической скорости был выполнен с фиксацией глубин трещин для каждого случая показан на рис.22 и 23.

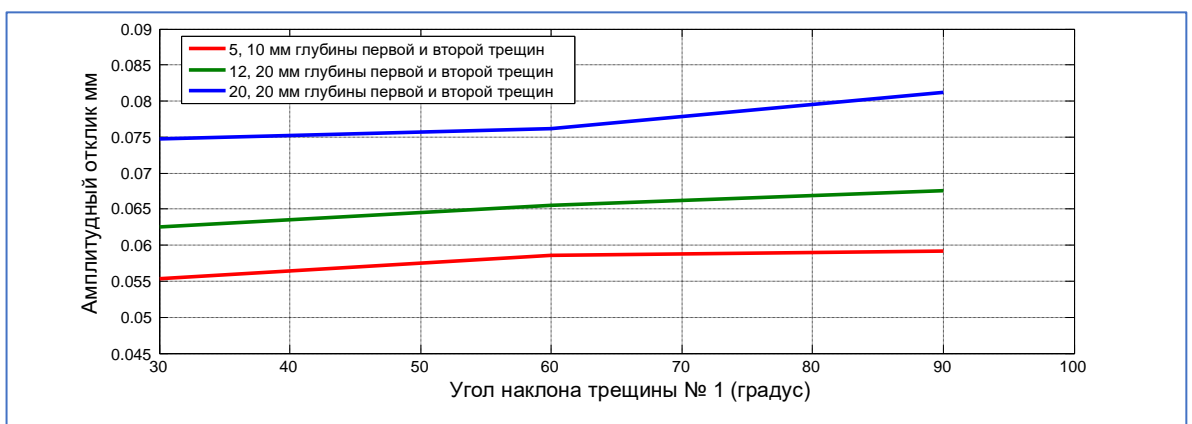


Рисунок 22

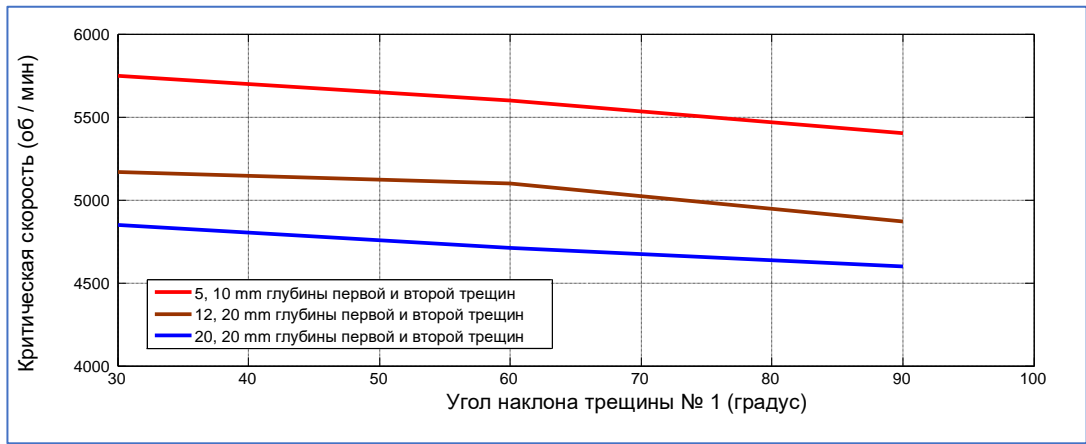


Рисунок 23

Эффект изменения угла ориентации между двумя трещинами на отклике и критической скорости был выполнен с фиксацией глубин трещин для каждого случая показан на рис.24 и 25.

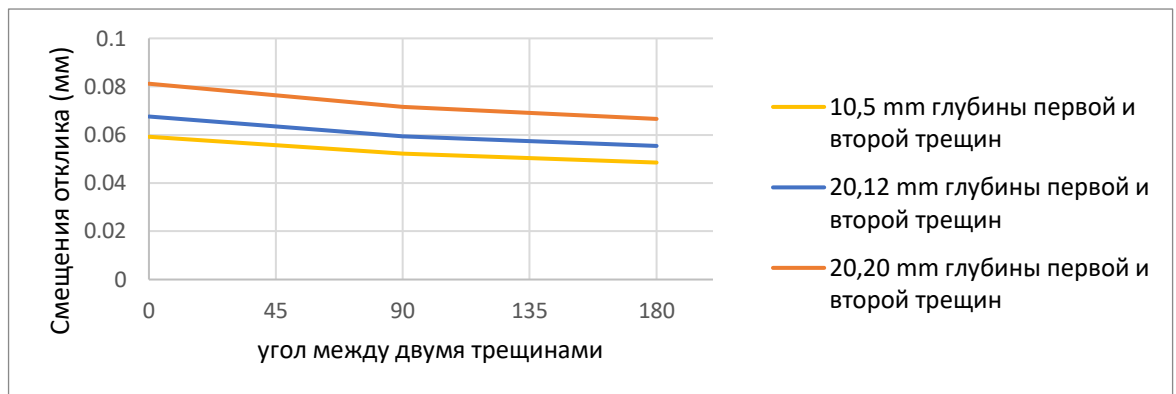


Рисунок 24

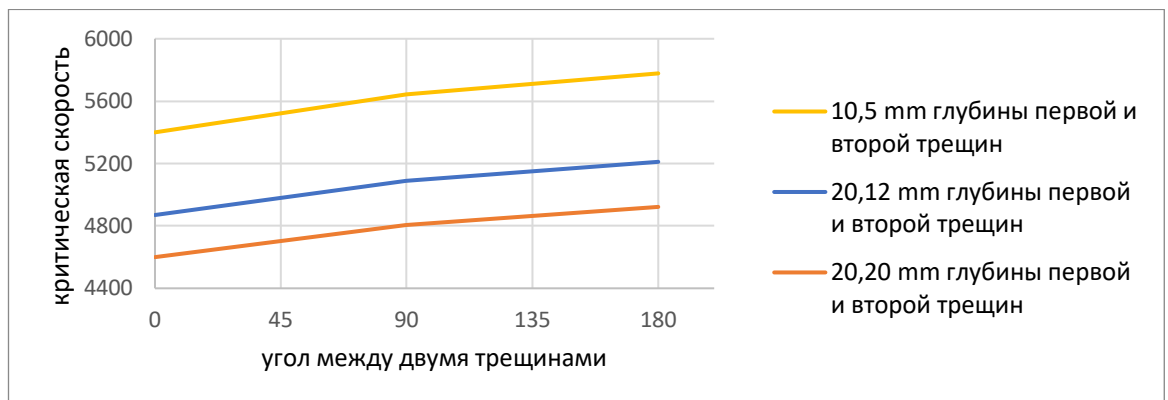


Рисунок 25

В п. 3.10 Рассматривается Джеффкотт ротора модель $L_1 \neq L_2$ для изучения устойчивости. После открытия задачи (3) получили новое уравнение 6-го порядка и путем поиска итерации решается. Результаты двух значений для безразмерной скорости, 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. Эти коэффициенты зависят от эксцентриситета поскольку уравнение (10) показывает, что эксцентриситет зависит от Зоммерфельда числа как показано рис. 26. 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%.

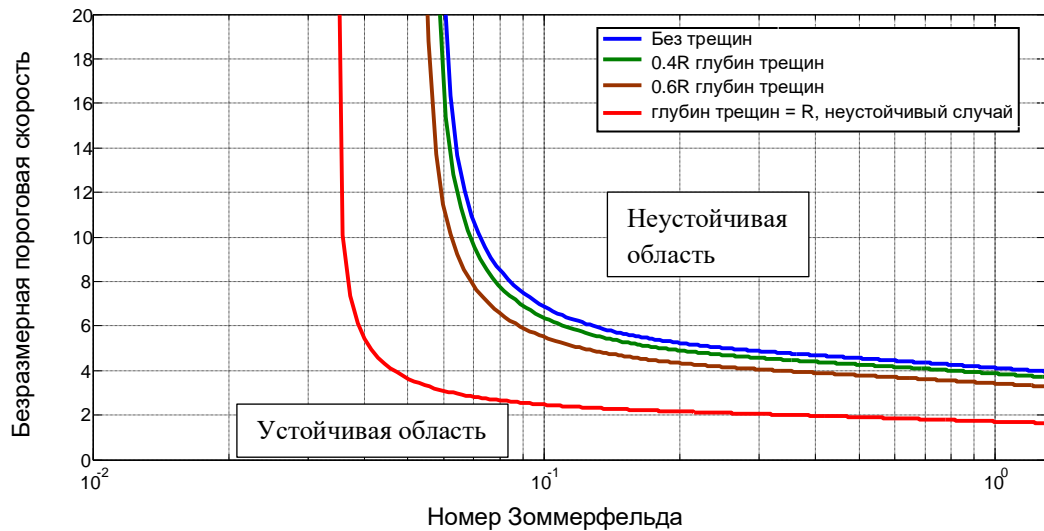
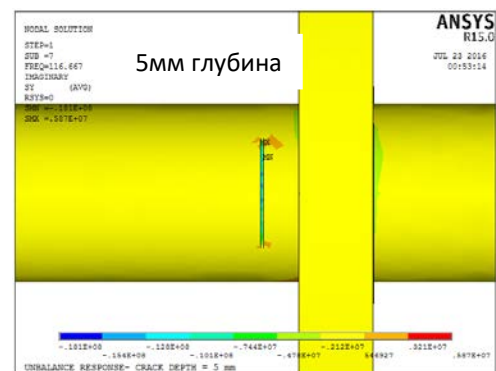
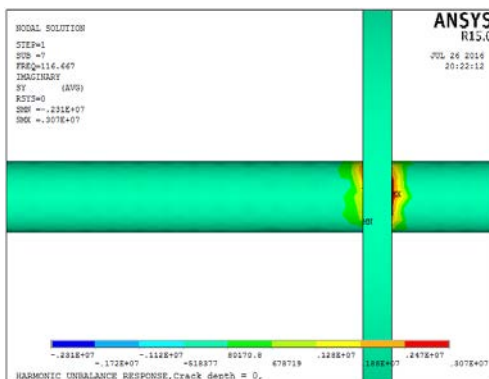


Рисунок 26

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. После выполнения граничных условий и применяя скорость вращения, можно найти напряжения: напряжение изгиба, напряжение сдвига и напряжение фон Мизеса. Но важным 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 показан на рис. 27 для напряжения изгиба.



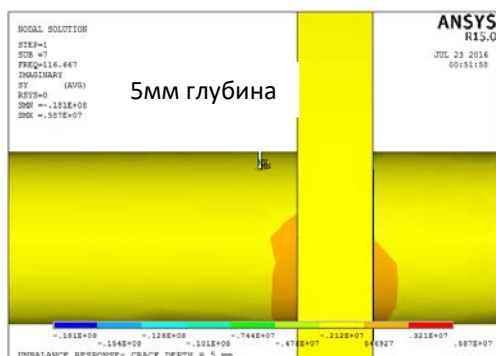


Рисунок 27

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 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 $\frac{N}{m^2}$	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 могут быть сделаны для будущей работы по совершенствованию аналитических, численных и экспериментальных работ динамической системы трещиноватого ротора.

Выводы перечислены основные результаты работы:

1. Исследование трех типов трещин в роторе осуществляется следующим образом:
 - i. Поперечная трещина в роторе.
 - ii. Две трещины, одна из которых поперечная, а другая имеет наклонные углы.
 - iii. Две поперечные трещины между ними, углы ориентации.
2. Исследование Джеффкотта ротора следующим образом:
 - i. 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.
 - ii. 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).
3. Исследование Поперечной трещиной в роторе следующим образом:
 - i. 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.
 - ii. На глубине трещины от (0 до 0.2R) влияние трещины на динамическое поведение может быть незначительным, а для (0.8R) является глубиной опасности.
4. Исследование двух трещин в роторе следующим образом:

- i. 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.
 - ii. 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° до 45°), а влияние на критическую скорость и отклик оказывает значительный эффект, когда значение угла наклона от (45° до 90°). Под углом 90° , это означает, что две трещины становятся параллельными и поперечными.
6. При увеличении значений угла ориентации между двумя трещинами в роторе:
- i. 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.
 - ii. 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. Исследование устойчивости системы ротор – подшипника:
- i. Коэффициент жесткости кросс-сцепления $K_{ху}$ масляной пленки с подшипником скольжения изменяется с отрицательного на положительный до 1000 об / мин. Коэффициент жесткости кросс-сцепления связи $K_{ух}$ становится отрицательным для всего диапазона скорости вращения ротора и для различных глубин трещины. Это хороший результат для стабильности роторного подшипника.
 - ii. 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.

Список работ, опубликованных по теме научно-квалификационной работы (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-bearings 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, Андриющенко Е. А., Абед С.А.// Конференция "современное машиностроение" 2017. С 325 -334.
2. Елисеев, В.В., Андриющенко 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/RIJE/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 ММЕСЕ-2019» – № 8. июня 2019. С. 365-376.