РЕФЕРАТ

УСТОЙЧИВОСТЬ РОТОРОВ С ТРЕЩИНАМИ

Первая проблема, с которой приходится сталкиваться при создании математической модели - это определение закономерности влияния глубины трещины на жесткость ротора. Однако в процессе вращения ротора трещина "дышит", так как на участок с трещиной действует знакопеременный изгибающий момент. Следовательно, данная задача распадается на две составляющие:

* определение максимальной потери жесткости при наличии трещины в статическом положении;
* определение закономерности изменения жесткости в процессе вращения ротора.

Очевидно, что максимальная потеря жесткости соответствует полностью раскрытой трещине. Определить эту потерю жесткости можно с помощью 3-х мерной конечно-элементной модели участка ротора с трещиной. Однако такой подход потребует создания достаточно сложной программы. Чтобы упростить эту задачу, и свести зависимость между потерей жесткости и глубиной трещины к одной формуле или достаточно простому алгоритму из нескольких формул, авторы работ [1,2.3,4,5,7,8,] прибегали к различным методам, которые можно разделить на две категории:

1) аналитическое

2) полуэмпирическое

В работе [1] представлен чисто аналитический метод, где проблема потери жесткости решается с позиций механики трещин. A. D. Dimarogonas и С.А. Papadopoulos приводят выражение для расчета дефицита жесткости одномассового двухопорного ротора.

 (1.1)

где Сζ и Сη определяются путем численного решения интегральных уравнений.

Следует отметить, что такой подход не может дать точных результатов, так как напряженное состояние участка ротора рассматривается как сумма плоских напряженных состояний в бесконечно тонких слоях dε, что не учитывает взаимодействия между этими слоями. Таким образом, соотношение можно рассматривать только как приближенное.

Формула, отражающая зависимость между дополнительным прогибом и глубиной трещины, представленная А.З. Зиле, Ю.Л. Израилевым и М.Н. Руденко в работах [2,3], была получена с помощью метода, основанного на численном решении двумерной осесимметричной задачи теории упругости для тела с трещиной и методов сопротивления материалов. Для трещины серповидной формы в двухопорном роторе эта зависимость имеет вид

 (1.2)

где δ - прогиб вала,1(ϕ) - глубина трещины, ϕ - угловая координата, - номинальное напряжение, Е - модуль Юнга,L1 и L2 – расстояние между опорой и трещиной, RВ, RН –внутренний и наружный радиусы ротора, Р - эмпирический коэффициент.

В [3] проведена экспериментальная проверка данной методики. Сравнение показывает удовлетворительное соответствие расчетных и экспериментальных.

В [4] трещина рассматривается как сосредоточенный шарнир и характеризуется шестью степенями свободы (два линейных смещения и четыре угла поворота)

Uy, Uz, ΦLy, ΦLz, Φry, Φrz

Дополнительное угловое перемещение, обусловленное влиянием трещины, определяется как разность между значениями угла поворота слева и справа от трещины:

 (1.3)

где индекс r означает справа, L – слева

Сравнивая различные подходы определения потери жесткости ротора из-за наличия в нем трещины, можно сделать следующие выводы: формулы (1.1), (1.2), (1.3) описывают поведение трещины, как поведение сосредоточенного шарнира (т.е. в месте расположения трещины под действием момента возникает дополнительная угловая деформация). В то время как подход, предложенный в [5] учитывает конечную протяженность зоны влияния трещины.

Как уже отмечалось выше, в процессе вращения ротора знакопеременный изгиб приводит к “дыханию трещины”. В процессе “дыхания” трещина переходит из открытого в закрытое состояние, так как изгибающий момент при вращении ротора меняет свою ориентацию относительно трещины. Если в области трещины имеют место отрицательные напряжения, то трещина влияния на жесткость ротора не оказывает. Кроме того, возможны промежуточные положения, когда часть трещины сомкнута, а другая ее часть разомкнута.

В [6] рассмотрен ротор с развитой трещиной, занимающей значительную часть сечения. Размеры трещины характеризуются углом раскрытия . Следовательно, состояние трещины от угла поворота ϕ, (где t-время, n-0,1,2…-число оборотов) зависит следующим образом: при - полностью закрыта, при 0 - полностью раскрыта, при < ϕ < π и 2 < < 2π - частично раскрыта. Для каждой из указанных 4х фаз в [6] приведены данные для моментов инерции Iu, Iv, Iuv сечения с трещиной.

В работах [7,8,9,10,11,12] авторы выбрали упрощенный механизм “дыхания трещины”. Так, соответственно модели, предложенной в [1,8,11,12,], трещина способна принимать только два положения: либо полностью открыта, либо полностью закрыта (в зависимости от изгибающего момента). Никаких промежуточных положений не рассматривается. В работах [1,11] в процессе изменения изгибающего момента происходит скачкообразное изменение момента инерции Iξ и Iη В работе [8] изменяется только Iξ В [11] у H. D. Nelson и C. Nataray поведение трещины описывает “переключающая” функция, которая способна принимать два значения

 (1.4)

где к – изгиб в месте трещины, ω - частота вращения, t – время, σ - безразмерный “фактор трещины”.

Как известно, динамическая система, возбуждаемая параметрически, может иметь зоны неустойчивости. Ротор с трещиной является именно такой системой, поскольку жесткость его изменяется параметрически пропорционально мгновенной площади поверхности трещины.

Относительно вопроса устойчивости мнения различных авторов расходятся. Так, в [1] этой проблеме уделено большое внимание. A. D. Dimaragonas и C. A. Papadopoulos приводят диаграмму устойчивости для основного и побочных резонансов в случае одномассового ротора. В [4] рассмотрена математическая модель свободно опертого ротора диаметром 18 мм и длиной 1м с трещиной посередине пролета. Задача решалась модифицированным методом Ньюмарка – Уилсона. По мнению авторов, полученные результаты позволяют дать полную картину вибрации ротора с трещиной. Значительное внимание уделено проблеме устойчивости. Отмечено, что устойчивость ротора с поперечной трещиной находится в зависимости от размеров трещины. При малой трещине область неустойчивости удается обнаружить только в зонах скорости вращения чуть ниже критической 0, а так же в зоне 0 / 2. Причем вторая из этих областей оказывается более узкой, чем первая. По мере роста глубины трещины эти области расширяются, и одновременно появляется новая более узкая область неустойчивости в районе ω0/3. При дальнейшем росте трещины такие области появляются на скоростях 2ω0, 2ω0/3, 2ω0/5. Следует отметить, что математическая модель ротора, используемая авторами в [4] была нелинейной (то есть типа (1.10)), и поэтому более полно описывала поведение ротора с трещиной, чем параметрическая модель, в основе которой лежит больше допущений. Однако на нелинейной модели были получены области неустойчивости в окрестностях скоростей Ω = =2ω0/n где n – целое число, что означает наличие параметрических резонансов (если судить по соответствующему уравнению Матье). Отсюда авторы делают вывод: вибрация горизонтального ротора с трещиной является преимущественно параметрической, т.е. главным значащим фактором является параметрическое изменение жесткости во времени, а не нелинейные эффекты.

В [7] W. G. R. Davies и I. W. Mayes отрицают необходимость построения диаграммы устойчивости для ротора реального турбогенератора, так как с проблемой потери устойчивости, вследствие параметрического изменения жесткости ротора, можно столкнуться только при очень большой (более 50% от диаметра) глубины трещины. Если глубина трещины находится в пределах половины диаметра, то эффект жесткости ротора мал, а демпфирование в подшипниках жидкого типа достаточно велико. Если динамика ротора с трещиной анализируется с целью создания системы диагностики трещин, то, по-видимому, не имеет смысла решать проблему потери устойчивости, так как она может возникнуть только при очень глубоких трещинах, в то время как задачей системы диагностики является не допустить развитие трещин до такого размера, при котором возможна потеря устойчивости или внезапное разрушение.

Расчетные результаты, представленные в работах [2,5,6,8,9,10,11] можно отнести к двум возможным моделям ротора с трещиной:

а) одномассовый ротор,

б) ротор с распределенными параметрами.

Математическая модель ротора в виде сосредоточенной массы на невесомом валу является наиболее простой, но позволяет проследить основные закономерности динамики ротора и определить диагностические появления трещины.

Результаты расчета вибрации одномассового ротора с трещиной и небалансом подробно представлены в [10]. В расчетной схеме J. Schmied и E. Kramer варьировали двумя параметрами: глубиной трещины и фазой небаланса. Авторы отмечают наличие ультрагармонических резонансов на частотах 0,33ω0, 0,5ω0, где ω0 – собственная частота модельного ротора. Спектр вибрации ротора помимо оборотной частоты содержит кратные гармоники. В [10] рассмотрены только 1z, 2z, и 3z гармонические составляющие. Отмечено заметное влияние фазы небаланса на амплитуду первой гармоники. При совпадении фаз небаланса и трещины амплитуда первой гармоники оказывается значительно больше по сравнению со случаем, если трещина и небаланс находятся в противофазе. Имеются определенные различия амплитудно-частотных характеристик (АЧХ) для случаев а) синфазного и б) противофазного расположения небаланса и трещины. В случае а), по мере роста частоты вращения от нуля до резонанса, амплитуда первой гармоники растет монотонно, достигая максимума при , а в случае б) амплитуда между и сначала падает, а затем растет, и достигает максимума при Фазо-частотные характеристики (ФЧХ) также имеют различия для случаев а) и б). Для а) при переходе ротора через резонанс фаза изменяется на π радиан (как в случае обычного ротора без трещины). В случае б) фаза совершает скачек на 2π радиан в точке, расположенной между и , а в окрестности = фаза плавно изменяет свое значение на радиан. Амплитуда 2 й и 3 й гармоник от фазы небаланса не зависят.

В [2] авторы также отмечают, что вибрация, вызываемая трещиной, проявляется в основном на критических частотах вращения (оборотной составляющей и частотах равных половине и трети от оборотной составляющей и частотах равных половине и трети оборотной частоты). На рабочей частоте вращения, если она отстроена от критической, амплитуды колебаний будут невелики при трещинах достигающих половины сечения вала. Чем больше жесткость и выше собственная частота ротора, тем менее интенсивны будут его колебания. Авторы также отмечают, что при глубине трещины 15-20% механизм “дыхания’ проявляет себя достаточно слабо даже для гибких роторов. Авторы представляют результаты, из которых видно, что на критической частоте вращения амплитуды вибросмещения идеально отбалансированного ротора могут достигать существенных величин при глубинах трещины менее 10% от диаметра. В качестве диагностических признаков в работе предложено использовать амплитуды 1й и 2й гармоник. Наиболее вероятной причиной их устойчивого роста, а так же изменения фазы, является развивающаяся трещина. Дополнительные признаки трещины в [2] предлагают определять при выбеге (развороте) ротора на критических частотах 1-го и 2-го рода в виде значительного возрастания амплитуд и изменения фаз 1й и 2й гармоник по сравнению с первоначальным уровнем.

В [11] представлены результаты расчетов двухопорного ротора с распределенными параметрами на анизотропных упруго-демпферных опорах. Авторами был использован метод конечных элементов (МКЭ). Присутствие трещины моделировалось с помощью КЭ переменной жесткости. Дефицит жесткости КЭ с трещиной определялся некоторой величиной σ, которую авторы называют “фактором трещины”. Однако, в работе [11] σ никак не связана с конкретной глубиной трещины, что не дает возможность проводить сравнение полученных результатов с экспериментом и результатам, полученными другими авторами. При расчетах σ меняется в пределах 0-0,3 (большая величина σ соответствует большей глубине трещины). В [11] приведены расчетные графики АЧХ и АФХ ротора с трещиной во вращающейся системе координат. Из графиков видно, что в спектре вибрации присутствуют различные гармоники. (от первой до третьей), для 2 й и 3 й гармоник существуют параметрические резонансы. АФХ для первой гармоники по мере роста частоты вращения изменяется хаотичными скачками. В работе проводится сравнение с экспериментальными данными из другой статьи. Отмечено их качественное совпадение.

В [6] расчетные исследования проведены для ротора с равномерно распределенными параметрами. Н.Г. Шульженко рассматривал абсолютно уравновешенный ротор турбоагрегата мощностью 500 МВт. Расчеты показали, что соотношение между амплитудами гармоник существенно зависит от угла раскрытия трещины γ. При γ < 0,05π с ростом номера гармоники уменьшается их амплитуда. При значительных размерах трещин эта закономерность не сохраняется. Автор отмечает, что, как правило, амплитуды всех гармоник растут при увеличении γ до 0,25π, а затем некоторые из них уменьшаются, достигая минимума при γ = 0,5 π, а другие при этих γ достигают относительного максимума. Относительные минимума и максимума амплитуд наблюдается также при γ = 0,75π, а при дальнейшем росте γ амплитуды одних гармоник растут, других уменьшаются. В целом результаты [6] плохо согласуются с результатами приведенными в других работах [5,10,11,12]. Так график АЧХ для каждой из пяти гармоник в диапазоне частот от 0 рад/с, до 300 рад/с изменяются хаотично. В указанном диапазоне частот АЧХ имеет много пиков и впадин. График зависимости между углом раскрытия трещины γ и амплитудами гармоник также носит хаотичный (немонотонный) характер. При росте γ на постоянной частоте вращения амплитуды всех рассматриваемых гармоник претерпевают существенные скачки. Кроме того, амплитуды гармоник достаточно велики по сравнению с амплитудой первой гармоники даже на частотах существенно отличающихся от частот параметрических резонансов. В других работах [5,10,11,12] соотношение амплитуд носит другой характер. Амплитуды высших гармоник почти всегда существенно меньше амплитуды первой оборотной составляющей, исключение составляют лишь зоны ультрагармонических резонансов.

В работе [8] рассматривался ротор с двумя дисками, которые расположены на небольшом расстоянии друг от друга, симметрично относительно центра ротора. Трещина находилась между дисками, то есть строго в центре ротора, и была выполнена электроискровым методом. Ротор опирался на шариковые подшипники. Между подшипниками и станиной находился слой резины. Авторами была составлена математическая модель данного ротора. В [8] представлены как расчетные, так и экспериментальные результаты. В представлены как расчетные, так и экспериментальные результаты. Полученные данные авторы приводят в виде годографов, т.е. на одном графике приводятся как АЧХ, так и ФЧХ. Данные представлены для 1й и 2й гармоник. Остановимся на расчетных результатах. При фиксированной глубине трещины T. Inagaki, H. Kanki и K. Shiraki варьировали фазу небаланса и сопоставляли годографы для ротора с трещиной и без нее, а также для постоянно раскрытой трещины. Рассмотрены как случай идеально отбалансированного ротора с трещиной, так и влияние небаланса. Полученные данные свидетельствуют, что фаза небаланса существенно влияет на амплитуду первой гармоники. Что касается второй гармоник, то на нее фаза оказывает незначительное влияние. Амплитуда второй гармоники в случае “дышащей“ трещины вдвое меньше, по сравнению со случаем постоянно раскрытой трещины. Изменение фазы при выбеге ротора происходит монотонно без скачков, что, по-видимому, обусловлено малым весовым прогибом модельного ротора и, вследствие этого, относительно малым влиянием трещины на вибрацию по сравнению с небалансом.

В [5] B. Grabowski приводит расчетные результаты для одномассового двухопорного ротора, двухопорного ротора с распределенными параметрами, на анизотропных опорах, системы турбина-генератор на 3-х опорах. Отмечено, что при росте трещины критическая частота для первой гармоники снижается, а амплитуда ее возрастает или снижается (в зависимости от фазы небаланса). Для одномассового ротора, на частоте вращения =, амплитуда первой гармоники растет монотонно с ростом трещины, в то время как амплитуда второй гармоники сначала медленно растет, а затем, приняв максимальное значение при глубине трещины ≈ 35% от диаметра, начинает уменьшаться. Для двухопорного ротора с распределенными параметрами представлены графики амплитуд в вертикальном и горизонтальном направлении в зависимости от глубины трещины для правого, левого подшипников и для центра ротора (трещина находится ближе к правому подшипнику). Вторая гармоника при росте трещины сохраняет ту же тенденцию, что в случае с одномассовым ротором. В центре ротора амплитуда второй гармоники оказывается меньше, чем на подшипниках. Поведение же первой гармоники в центре ротора и на подшипниках существенно разнятся. Автор заключает, что амплитуды гармоник зависят от месторасположения трещины. Амплитуды тем выше, чем ближе находится трещина к месту максимального изгиба ротора. Так как ротор с распределенными параметрами имеет бесконечное множество собственных частот форм (на практике нас интересует лишь несколько первых), то каждой собственной форме соответствует свой закон изменения изгиба вдоль ротора. Амплитуда колебаний по некоторой собственной форме будет тем выше, чем больше величина ротора в месте трещины для этой собственной формы. Если же изгиб по данной форме трещины равен нулю, то колебания по этой форме не возбуждаются. Проведенные расчеты для ротора с распределенными параметрами позволяют проанализировать влияние на спектр вибрации не только глубины трещины и фазы небаланса, но и место расположения трещины вдоль оси ротора.

Анализ экспериментальных результатов В [13] представлены экспериментальные результаты, полученные на двухпролетном роторе, состоящем из двух валов, соединенных жесткой муфтой. Весь валопровод экспериментальной установки опирался на подшипники жидкого трения (всего 4 подшипника), суммарная длина валопровода составляла 2800 мм. На каждом пролете расположено по 3 диска, два из которых использовались для балансировки. На одном из пролетов был выполнен вырез, который инициировал развитие трещины. Далее трещину развивали, прикладывая статическую нагрузку к пролету. Диаметр ротора в месте трещины составлял 25 мм. Ротор с начальным вырезом принимался за эталон. Он назван авторами “ротор без трещины”. В [13] получены важные экспериментальные данные, показывающие влияние фазы небаланса на резонансные амплитуды гармоник для трещин разной глубины. Из приведенных результатов видно, что первая гармоника на первой критической скорости зависит от фазы небаланса. Зависимость эта тем сильнее, чем глубже трещина (где номер кривой соответствует определенной глубине трещины: 1 - вырезу глубиной h = 0,42 (h = h/R), 2 – трещине h=0,524, 3 - h = 0,622, 4 – h = 0,788, 5 – h = 0,905). Амплитуда второй гармоники от фазы небаланса не зависит для любой глубины трещины.

Многие авторы отмечают, что амплитуда второй, а тем более третьей гармоники вне зоны их резонанса чрезвычайно мала, и не может быть измерена штатной вибрационно-измерительной техникой. Трещины, расположенные вблизи подшипников, приводят к пропорционально меньшим изменениям вибрации, чем удаление трещины. Авторами работ [12,14] предложен “метод гистограмм”, позволяющий в процессе вращения ротора обнаружить трещину глубиной 1-2% от диаметра. Суть метода состоит в следующем. На первом этапе анализа происходит суммирование и осреднение большого числа исходных вибрационных сигналов, полученных при одинаковых условиях. При большом количестве реализаций, участвующих в процессе осреднения, суммирование позволяет устранить шумовой фон, имеющий случайную природу. В качестве одной реализации авторы предлагают рассмотреть сигнал, зарегистрированный в пределах одного оборота. Вибросигналы необходимо зацифровать. Проводится синхронное суммирование для ротора без трещины (эти данные будут храниться в качестве эталона). Операция суммирования периодически повторяется в целях контроля появления трещины. К усредненным данным, полученным таким методом, применяется преобразование Фурье. Полученный набор гармоник называют гистограммой гармоник. Данный метод, по мнению авторов, позволяет не только уменьшить шумовой фон, но и устранить те гармоники, которые присутствуют при работе ротора без трещины. Следовательно, полученный сигнал обусловлен трещиной. Результаты, полученные авторами, свидетельствуют о большой чувствительности метода. На основе данного подхода была создана система контроля трещин в роторах, которая успешно прошла испытания.

# Выводы

Анализируя материалы, приведенные в рассмотренных источниках можно заключить, что ряд проблем не нашел в них достаточного освещения.

Например.

В рассмотренных работах приведены различные методики расчета дефицита жесткости для ротора с трещиной.

Расчетные методики, как правило, моделируют трещину как шарнир с угловой податливостью, то есть не учитывают тот факт, что трещина распространяет свое влияние в некоторой окрестности.

Различие между результатами, полученными по предложенным методикам весьма существенны.

Механизм “дыхания“ трещины в ряде работ рассмотрен по упрощенной модели (трещина либо полностью раскрыта, либо полностью закрыта), что приводит к значительной ошибке (особенно при большой глубине трещины).

Нет никаких данных о сопоставлении результатов, полученных для линейной и нелинейной моделей. То есть не известно, в какой мере справедлива замена нелинейной модели на параметрическую, и как это отразится на поведении разных гармонических составляющих.

В большинстве работ авторы уделяют основное внимание высшим гармоникам как диагностическим признакам трещины, в то время как поведение первой гармоники не изучено достаточно полно.

# Список литературы

1. Papadopoulos С. A., Dimarogonas A. D. Vibration of Cracked (Shafts in Bending. // J. of Sound and Vibration 1983, Vol 91, N4, р.583-593.
2. Зиле А.3., Иэраилев K.Л., Руденко М. H. Особенности вибрационного проявления трещины ротора турбогенератора. // Электрические станции. – 1985. – № 4. – С.26-29.
3. Фролов К.В., Израилев Ю.Л., Махутов Н.А. и др. Расчет термо-напряжений и прочности роторов и корпусов турбин.М. Машиностроение, 1988, 240 с.
4. Changh Li, Bernschoni 0., Xenophotidis N. A General Approach of the Dynamic of Cracked Shaft // Trans of ASME J. of VIbr. – 1989. – July. – V.111. – P.527-263.
5. Grabowski B. The Vibrational Behaviour of a Turbine Rotor Containing– a Transverse Crack // Trans of ASME J. of Mech. – 1980. – V.102 Nl. – P.140-146.
6. Шульженко Г. H. Определение признака развитой трещина при изгибных колебаниях весомого ротора. // Проблемы машиностроения. 1990, том 34. ее.7-13.
7. Mayes LW.,Davies W. G. R. Analysis of the Response a Multi-Rotor Bearing System Containing a Transverse Crack in Rotor. // Trans of ASME J. of Vibration... - 1984 Vol 106, p.139-145.
8. Inagaki Т., Kanki H., Shiraki K. Transverse Vibrations of a General Cracked-Rotor Bearing System. // Trans of ASМЕ J. of Mech. 1982 Vol.104 april p.345-355.
9. Papadopoulos С. A., Dimarogonas A. D, Stability of Cracked Rotor in the Coupled Vibration Mode // Trans of ASME 1988 vol.1-10 July p.356-359.
10. Schmied J. Kramer E. Vibrational behaviour of a rotor with a crossectional crack // Int. conf. Vibr. Rot. Mach. Pap. Int. Conf-Heslidtion 11-13. Sept London, 1984. – P.183-192.
11. Nelson H. D., Natarai C. The Dynamic of Rotor System with a Cracked Shaft. // Trans of ASME J. of Vibr. 1986 april p.189-196.
12. Imam I., Azzaro 3. H., Bankert R. J., Schibel J. Development of an On-line Rotor Crack Detection and Monitoring System. // Trans of ASME J - of Vibr. july 1989 Vol.11-1 p.241-250.
13. Mayes I. W., Davies W. G. R. The Vibrational Behavior of a Multi-Shaft, Multi-Bearing System in the Presence of a Propagating Transverse Crack // ASME Paper 83–DET–82. –1983.
14. Imam I. Method for on-line Detection of Incipient Cracks in Turbine - Generators Rotors. // US Patent No 4,408,294 dated October 4, 1983.