

УДК 621.438:621.822

С.В. МОТЬ*ОАО «Сатурн – Газовые турбины», Рыбинск, Россия***ПРИМЕНЕНИЕ МОДИФИЦИРОВАННОЙ МОДЕЛИ ПРИ РАСЧЕТЕ КРИТИЧЕСКИХ СКОРОСТЕЙ ВРАЩЕНИЯ СБОРНОГО ВАЛОПРОВОДА**

В данной статье автором рассматривается проблема анализа динамических характеристик сборных валопроводов газотурбинных агрегатов. Предложен подход для оценки влияния фланцевого соединения и определения необходимой жесткости фланцевого участка соединяемых элементов на этапе проектирования валопровода агрегата. Решение построено на основе метода конечных элементов (МКЭ).

Статья ориентирована на специалистов в области динамики роторов, а также будет полезна для студентов и аспирантов соответствующих специальностей, использующих математическое моделирование на основе МКЭ в задачах инженерного анализа.

сборный валопровод, критическая скорость вращения, резонансная область, жесткость деформирования, контактная жесткость, метод конечных элементов

Использование конструкций многокаскадного типа, а также применение модульных конструкций валов ГТД и валопроводов ГТА решает проблему компоновки, упрощает монтаж агрегата в целом и повышает технологичность изготовления узлов. Добиться этого можно при использовании сборных роторов, которые имеют различные разъемы.

Роторы с разъемами обладают физическими характеристиками, отличающимися от монолитных роторов. Особенно это относится к жесткости деформирования, которая не только изначально отличается, но уменьшается в процессе работы сборного вала [1].

Определение достоверной оценки жесткости деформирования сборного вала является одной из важных и сложных задач анализа работоспособности и долговечности агрегатов, включающих в свою конструкцию сборные роторы.

Проектирование и создание сборных роторных систем основаны на исследовании реальных физических прототипов, где определяющее значение отводится данным натурного эксперимента и последующей работе в условиях доводки опытных образцов.

Расчетно-аналитические методы построены с достаточно грубым приближением, и основаны на ана-

лизе либо монолитного аналога сборного ротора, либо анализе его отдельных деталей. На начальных стадиях проектирования недостатком таких методологий является отсутствие полной информации об объекте проектирования.

Проблема повышения точности расчетно-аналитического метода может быть преодолена с переходом к современной концепции инженерного анализа, которая характеризуется усилением роли математического и компьютерного моделирования с применением высокоэффективных численных решений.

При проектировании сборных роторов уместен учет контакта между элементами. Тогда в роторе, наряду со сложностью его конструктивных форм и внешнего воздействия, моделируются условия контактного сопряжения деталей. Использование контактной задачи, обусловлено сложностью определения жесткости сборного ротора, по отношению к его монолитному аналогу.

Проблема заключается в том, что контактная жесткость сборного ротора, в сравнении с конструктивной жесткостью отдельных деталей, имеет более высокую степень влияния на параметры деформирования ротора. По некоторым экспериментальным

данным, контактные деформации в сборной роторной конструкции могут составлять 80% и более от величины ее общих деформаций.

Попытки решения задач по определению жесткости сборного ротора с учетом контактной жесткости представлены в работе [2]. Но такой подход к решению очень сильно усложняет расчетную модель и, соответственно, приводит к затрате большого количества времени. А это непозволительная роскошь, особенно на этапе компоновки и проектирования сборных роторных систем.

При проектировании газотурбинных установок (газоперекачивающих и энергетических агрегатов) скорость вращения приводного вала определена потребителем (нагнетателем или турбогенератором), а длина соединительной трансмиссии – безопасностью применения того или иного потребителя. Для снижения воздействия температурного расширения в соединительную трансмиссию вводят пружинные элементы, а для предохранения газотурбинного двигателя – муфты предельного момента.

Таким образом, задача сводится к определению диаметральных размеров соединительной трансмиссии обеспечивающих необходимую жесткость всей роторной системы.

Часто, в пользу экономии времени, расчетную модель «вал ГТД – трансмиссия - вал потребителя» представляют в виде балочных элементов, а опоры - в виде элементов типа упругий демпфер. Для учета масс используются элементы сосредоточенной массы; упругие элементы трансмиссии моделируются пружинными элементами, работающими на растяжение-сжатие в осевом направлении; места сочленения принимаются монолитными. Такая модель является быстросчетной, но имеет низкую точность.

Чтобы повысить точность подобной расчетной модели предлагается ее модифицировать с учетом работы [2]. Для этого исследуются в отдельности каждое сочленение элементов роторной системы, определяется их жесткость с учетом контактной жесткости и внешних воздействий. После чего со-

членение элементов моделируется как упругие элементы. Такая модель является быстросчетной, и имеет более высокую точность по сравнению с немодифицированной моделью.

Для определения резонансных областей работы агрегата проводится расчет критических скоростей вращения валопровода всего агрегата. Используя комплекс ANSYS была построена монолитная модель ротора из элементов PIPE16, MASS21 и COMBIN14.

Элемент PIPE16 является элементом, подобным стержню или балке, имеющим возможности поддержки растяжения – сжатия, изгиба и кручения [3]. В данном элементе имеется возможность вычисления несимметричной гироскопической матрицы демпфирования. Этот элемент применялся для моделирования упругих связей валопровода.

Элемент MASS21 является элементом точки [3]. Этот элемент применялся для моделирования масс элементов валопровода.

Элемент COMBIN14 является пружинным амортизатором, имеет продольные или крутильные свойства. Этот элемент применялся для моделирования опорных узлов вала и пружинных элементов трансмиссии [3].

На рис. 1 приведен результат расчета вибраций опор турбогенератора при использовании монолитной модели соединительной трансмиссии. По приведенным результатам видно, что резонансные области опор турбогенератора достаточно отстоят от рабочих режимов агрегата.

Второй расчет критических скоростей вращения валопровода проводился с использованием модифицированной модели соединительной трансмиссии.

Для создания модифицированной модели соединительной трансмиссии необходимо знать жесткость самого фланцевого соединения. Чтобы определить жесткость фланцевого соединения был проведен дополнительный расчет с использованием контактных элементов CONTA173, ответных элементов

TARGE170 и элементов предварительно нагруженного соединения PRETS179 [3]. Определив жесткость фланцевого участка соединительной трансмиссии, была построена модифицированная модель валопровода агрегата.

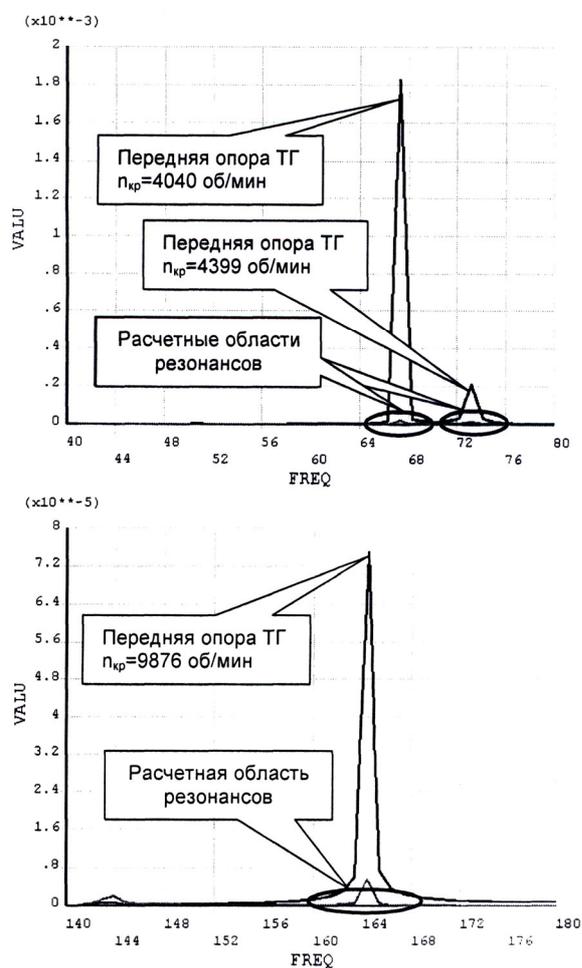


Рис. 1. Резонансные области опор турбогенератора монолитной модели соединительной трансмиссии

На рис. 2. приведен результат расчета вибраций опор турбогенератора при использовании модифицированной модели соединительной трансмиссии.

Из приведенных результатов видно, что уменьшение жесткости фланцевого участка соединительной трансмиссии приводит к «спуску» резонансной области в область рабочих режимов агрегата.

Расчеты с использованием модифицированной модели валопровода агрегата дали возможность оценить влияние фланцевого соединения и определить необходимую жесткость фланцевого участка соединительной трансмиссии.

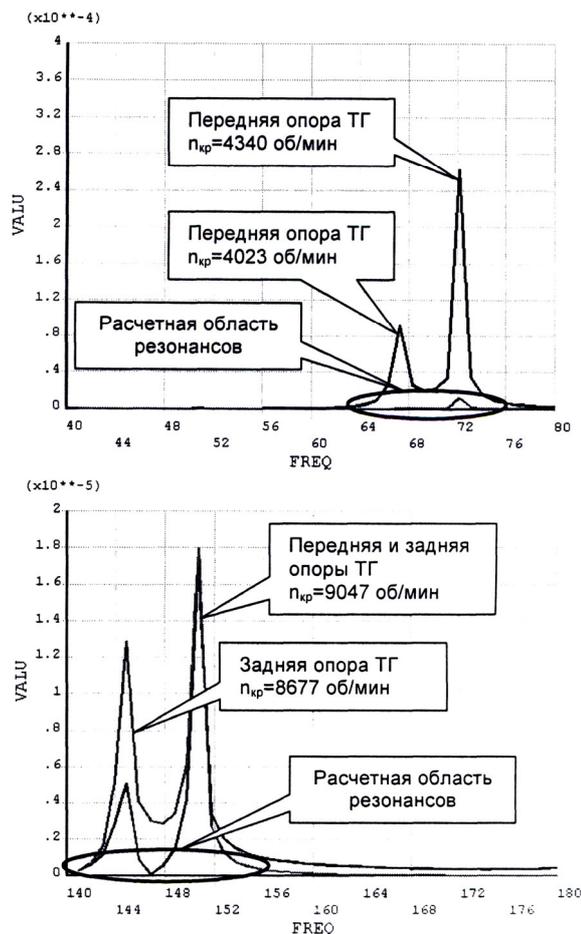


Рис. 2. Резонансные области опор турбогенератора модифицированной модели соединительной трансмиссии

Список литературы

1. Левина З.М., Решетов Д.Н. Контактная жесткость машин. – М.: Машиностроение. – 1971. – 264 с.
2. Пыхалов А.А., Милов А.Е. Контактная задача статического и динамического анализа сборных роторов турбомашин: Монография. – Иркутск: ИрГТУ, 2007. – 192 с.
3. Басов К.А. ANSYS: Справочник пользователя. – М.: ДМК Пресс, 2005. – 640 с.

Поступила в редакцию 23.05.2008

Рецензент: д-р техн. наук, проф. С.В. Елифанов, Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Харьков.