Math-Net.Ru

Общероссийский математический портал

А. В. Игнатушин, О. А. Логинов, Конечно-элементная модель манжетного уплотнения вала лопасти турбины, *Вестн. Сам. гос. техн. ун-та. Сер. Физ.-мат. науки*, 2001, выпуск 12, 104–108

DOI: <https://doi.org/10.14498/vsgtu68>

Использование Общероссийского математического портала Math-Net.Ru подразумевает, что вы прочитали и согласны с пользовательским соглашением

<http://www.mathnet.ru/rus/agreement>

Параметры загрузки:

IP: 54.80.97.219

26 апреля 2023 г., 16:43:22

КОНЕЧНО - ЭЛЕМЕНТНАЯ МОДЕЛЬ МАНЖЕТНОГО УПЛОТНЕНИЯ ВАЛА ЛОПАСТИ ТУРБИНЫ

Предложена конечно-элементная модель для описания функционирования манжетного уплотнения вала турбины. Приведены результаты по определению напряженно- деформируемого состояния элементов конструкций. Показана возможность использования полученной модели для прогнозирования долговечности работы манжетного уплотнения.

Моделирование поведения элементов конструкций, входящих в состав манжетного уплотнения (МУ), представляет собой достаточно сложную математическую задачу [1-3]. Описание контактного взаимодействия твердых тел с учетом больших деформаций, возникающих в результате нагружения резинового лепестка, представляет собой основную сложность в рассматриваемой модели. Для решения подобной задачи требуется наряду с определением граничных условий для тел, участвующих в контактном взаимодействии, задать реологические соотношения для всех материалов, входящих в состав контактирующих тел.

Для моделирования подобных по сложности задач, как правило, используют численные методы. При выборе конкретного метода необходимо учитывать не только эффективность самой математической процедуры вычисления, но и возможности самого программного продукта по обеспечению должного уровня контроля за точностью расчета и проведения верификационных (тестовых) испытаний.

Всем вышеперечисленным требованиям отвечает пакет для конечно-элементного анализа ANSYS (ANSYS, Inc), который уже в течение четверти века входит в группу мировых лидеров в этой области (NASTRAN, ADAMS, LS-DYNA) и широко используется для расчетов различных конструкций. В настоящей работе для моделирования поставленной задачи использовалась версия ANSYS 5.5.2 (1999 г.).

Построение конечно-элементной модели и задание физико- механических свойств. Геометрические размеры исследуемой модели полностью соответствовали геометрическим размерам реального манжетного уплотнения (МУ) (рис. 1). Толщина манжеты составляла 6 мм, внешний диаметр - 1898 мм, внутренний диаметр - 1718 мм. Следует отметить, что на рис.1 представлены только те области конструкции, которые непосредственно участвуют в контактном взаимодействии и обеспечивают работоспособность МУ. Ввиду осевой симметрии (ось Z) возможно решение плоской двумерной задачи, а при выборе опции: "Вид напряженного состояния" активизировался вариант: "Осесимметричное напряженное состояние".

В связи с тем, что модуль Юнга материала зеркала (сталь) имеет значения на несколько порядков выше, чем для резины, то стальные элементы конструкций моделировались как твердое тело. Величина коэффициента трения в расчете принималась равной 0.2.

Построение конечно-элементной модели проводилось с использованием осесимметричных элементов PLANE 42. Следует отметить, что контактное взаимодействие приводит к значительным неравномерностям в распределении напряжений, что, в свою очередь, требует построения соответствующей сетки конечных элементов - в зоне с высоким значением градиента напряжений следует генерировать более мелкие конечные элементы. Общий вид конечно-элементного разбиения показан на рис.2. Следует отметить, что все элементы, в том числе и в зоне наибольшего сгущения, имеют форму, близкую к квадрату, что является оптимальным в смысле сходимости вычислительного процесса.

Моделирование контактного взаимодействия в процессе нагружения проводилось с использованием контактных элементов CONTAC48, CONTAC171, CONTAC172 и TARGET169. Общее количество элементов составило более 2000.

Моделирование процесса сборки и функционирования МУ. Процесс нагружения МУ монтажными усилиями, а также приложения давления, моделирующих условия функционирования, производился в несколько шагов. На первом шаге нагружения к опорному кольцу прилагалось вертикальное смещение, при этом принималось, что перемещения на нижней границе манжеты равно нулю. На втором шаге нагружения к внутреннему радиусу манжеты прилагалось смещение, моделирующее монтажное натяжение. На третьем шаге моделировалось поджатие манжеты центральным телом. На последнем, четвертом шаге, производилось приложение давления к поверхности манжеты.

Р и с. 1. Геометрическая модель уплотнительного соединения

Р и с. 2. Конечно - элементное разбиение манжеты (контактные элементы не показаны). Контактные поверхности показаны линиями

Весь процесс компьютерного моделирования нагружения МУ на ПК Celeron 366 64 MB RAM занимал 1 - 3ч.

Анализ полученных результатов. В результате проведенных расчетов получены распределения полей напряжений и деформаций как в текстовом, так и в графической формах. Результаты расчетов представлены на рис 3 -7. Как видно из рис.5, контактные напряжения имеют максимум на некотором расстоянии от края манжеты, а ширина зоны контакта составляет от 6 до 15мм.

Важное значение для обеспечения герметичности соединения играет ширина зоны контакта. Проведенный расчет дает следующую картину: сразу после монтажа и приложения гидростатического давления ширина зоны контакта составляет порядка 6.1 мм; затем она постепенно увеличивается и после 12 лет эксплуатации составляет величину 14.8 мм. Причина этого заключается во взаимодействии нескольких факторов, таких, как процесс накопления необратимых деформаций, уменьшение величины модуля Юнга с течением времени (старение материала).

Р и с. 3. Распределение нормальных контактных напряжений в МУ сразу после монтажа. Величина нормального давления приведена в 0.1 МПа

Р и с. 4. Распределение контактных нормальных напряжений в МУ сразу после монтажа в зоне контакта манжета -зеркало. Величина нормального давления приведена в 0.1 МПа

Р и с. 5. Распределение нормальных контактных напряжений в МУ сразу после монтажа в зоне контакта манжета - шнур-набивка. Величина нормального давления приведена в 0.1 МПа

Р и с. 6. Распределение суммарных смещений МУ сразу после монтажа. Величина смещения приведена в мм

Распределение контактных напряжений для различных моментов времени (с учетом приложенного давления) приведено на рис. 7. Как видно из рис. 7, в процессе эксплуатации происходит заметное снижение прижимных усилий в МУ. Как было указано выше, для оценки работоспособности МУ важное значение имеет величина прижимных усилий без учета приложенного давления. Результаты расчетов показывают снижение величины максимального давления с 0.96 МПа в начальный момент до величины 0.72 МПа через 6 лет и 0.49 МПа через 12

лет. Следует указать, что кромка манжеты изменяет свое положение с течением времени. Величина смещения в направлении оси Y для края манжеты имеет следующий вид: 30.6мм в момент приложения нагрузки; 31.4 мм через 6 лет и 30.9 мм через 12 лет эксплуатации (декартова система координат XOY - стандартная).

Р и с. 7. Распределение нормальных контактных давлений σ_n в МУ с течением времени. Величина давления приведена в МПа (1 - сразу после приложения нагрузки; 2 - через 6 лет эксплуатации; 3 - через 10 лет эксплуатации)

Принимая во внимание процесс релаксации напряжений, происходящий в материале манжеты, можно заключить, что процесс уменьшения прижимных напряжений приведет к тому, что в определенный момент времени (зависящий от механических свойств материала манжеты) величина контактного давления не будет обеспечивать герметичность соединения. Поэтому полученная зависимость контактных давлений от времени может служить основой для определения срока надежной работы МУ по критерию герметичности.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Справочник по триботехнике/ Под общ. Ред. М.Хебды, А.В.Чичинадзе. Т1.Теоретические основы. М.: Машиностроение. 1989. 400 с.
2. Галин Л.А. Контактные задачи упругости и вязко упругости.М.: Наука.1980. 304 с.
3. Джонсон К. Механика контактного взаимодействия. М.: Мир. 1989. 510 с.