

- каркаса вращающегося дискового теплообменника и устройство для его осуществления”.
2. Мухачев Г.А., Шукин В.К. Термодинамика и теплопередача. М.: Высш. шк., 1991.
 3. Михайлов-Михеев П.Б. Справочник по металлическим материалам турбино- и моторостроения. М.: Машгиз, 1961.
 4. Каплун А.Б., Морозов Е.М., Олферьева М.А. Ansys в руках инженера. Едиториал УРСС, 2003.
 5. Кустарев Ю.С., Костюков А.В., Елисеев С.Ю., Плыкин М.Е., Общероссийский научно-технический журнал “Полет” №1 2005год.(стр.38).

Пути повышения ресурса подшипниковых узлов высокооборотных турбомашин с фитильной смазкой

Посвящается 40-летию кафедры “Транспортные газотурбинные двигатели”
д.т.н., проф. Кустарев Ю.С., к.т.н., проф. Костюков А.В., Валеев А.Р., Плыкин М.Е.
МГТУ «МАМИ»

Рассмотрено эффективность фитильной смазки и тепловое состояние подшипника качения высокооборотного ротора турбохолодильника. Показано, что внутренняя беговая дорожка подшипника турбохолодильника перегревается из-за наличия на ней зон сухого трения. Получено, что при установке перед подшипником конической вставки, обеспечивающей направление потока масловоздушной смеси в сторону внутренней беговой дорожки подшипника, зоны сухого трения на ней исчезают.

В конструкциях высокооборотных авиационных турбохолодильников применяется фитильный способ смазки подшипников качения [1]. В отличие от методов смазки с применением форсунок, при фитильной системе смазки поток масляно-воздушной смеси не направлен на внутреннее кольцо подшипника. Вследствие этого возможно недостаточное попадание масла на беговую дорожку внутреннего кольца подшипников, что может привести к перегреву и, как следствие, к понижению твердости (отпуску) материала и снижению ресурса подшипника.

Проведенные измерения твердости материала на беговых дорожках внутренних колец шарикоподшипников после ресурсных испытаний турбохолодильника показали, что твердость материала снизилась до 52-55 HRC (табл. 1). Это говорит об их нагреве до температур 300-350°C. Экспериментальные данные показали, что, в отличие от внутренних, перегрев наружных колец подшипников практически отсутствует.

Таблица 1.

Твердость материала на беговой дорожке внутреннего кольца.

Точка	1	2	3	4
Твёрдость HRC после ресурсных испытаний	50	53	57	51

Для выяснения причин перегрева было выполнено математическое моделирование тепловых потоков в роторе турбохолодильника с учетом тепла, выделяемого при трении в подшипниках. Расчет теплового состояния ротора производился на режиме $n=90000$ об/мин. Температуры воздуха на входе и выходе турбомашин и воздухомасляной смеси брались в соответствии с экспериментальными данными:

$t_{\text{вх}}=120^{\circ}\text{C}$, $t_{\text{вых}}=200^{\circ}\text{C}$ (вентилятор);

$t_{\text{вх}}=90^{\circ}\text{C}$, $t_{\text{вых}}=-20^{\circ}\text{C}$ (турбина);

$t_{\text{м}}=110^{\circ}\text{C}$ – температура воздухомасляной смеси.

В расчетах принималось, что на внутреннее кольцо приходится около 35% всей работы трения в подшипнике, что соответствует 15 Вт. Также принималось, что это тепло стекает по кольцевой поверхности шириной 0.2 мм на беговой дорожке внутреннего кольца подшипника. Расчет производился в программном комплексе ANSYS.

Полученное распределение температур в роторе турбохолодильника приведено на ри-

сунке 1.

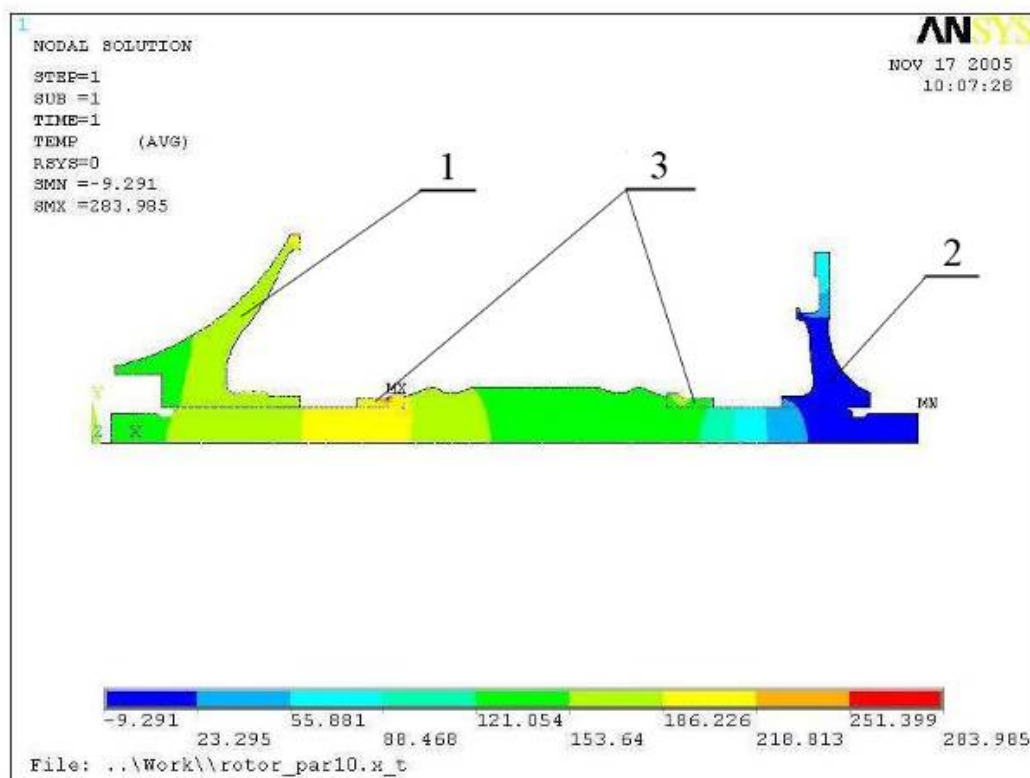


Рис. 1. Температурное поле в роторе турбохолодильника.

1 – вентилятор, 2 – турбина, 3 – внутренние кольца подшипников.

Из рисунка видно, что температура беговой дорожки вентиляторного подшипника достигает 280°C , температура турбинного подшипника тоже превышает 200°C , несмотря на существенно более низкую температуру турбинной стороны вала. В расчете не учитывалось наличие на беговой дорожке масляной пленки, снижающей трение и плотность теплового потока. Следовательно, можно предположить, что основной причиной перегрева подшипников является отсутствие масла на беговых дорожках их внутренних колец.

Для подтверждения этой гипотезы было проведено численное моделирование течения смазки в масляно-воздушных каналах узла подшипника турбохолодильника.

Для расчёта использовалась конечно-элементная программа CFX.

Расчётная модель включала входной участок перед подшипником, каналы в подшипнике, межлопаточные каналы вентилятора и выходную (из вентилятора) полость. Течение масляно-воздушной смеси вязкое, объемное, турбулентное. Используемая модель турбулентности - SST.

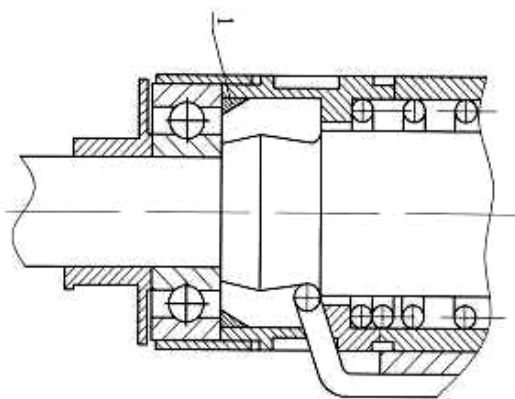
Расчет течения смазки проводился для двух конструкций узлов подшипника. Первая – исходная, а во второй перед подшипником установлена коническая вставка, обеспечивающая течение масляно-воздушной смеси в направлении беговой дорожки внутреннего кольца подшипника (рис. 2).

Исходные данные, принятые в расчёте:

- частота вращения вала- 90000 об/мин;
- процентное содержание масла на входе в расчетную область (перед фитилем) – 5%;
- максимальный диаметр капель масла – 0.5 мм;
- давление на входе и выходе расчетной модели – 101300 Па.

Результаты расчетов приведены на рисунках 3, 4. Хорошо видно, что в исходной конструкции (рис. 3) на беговой дорожке внутреннего кольца имеются зоны с пониженной концентрацией масла. Установка конической направляющей существенно повышает попадание масла на беговую дорожку внутреннего кольца (рис. 4.). Средние значения концентрации масла на беговой дорожке внутреннего кольца: исходная конструкция – 2.6%, конструкция с

конической вставкой – 3.2% .



**Рис. 2. Конструкция подшипникового узла с конической вставкой.
1- коническая вставка**

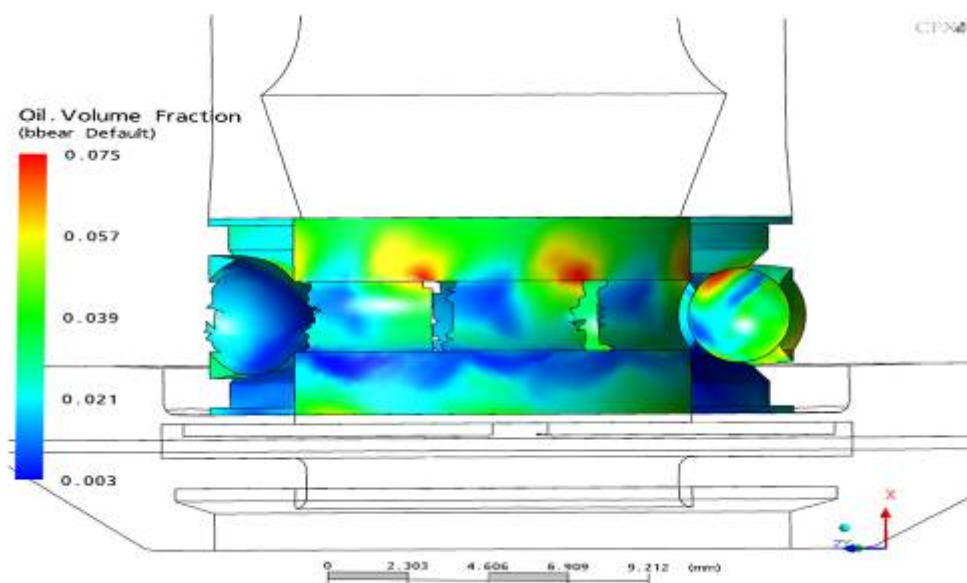


Рис. 3. Концентрация масла на беговой дорожке внутреннего кольца в исходном подшипниковом узле.

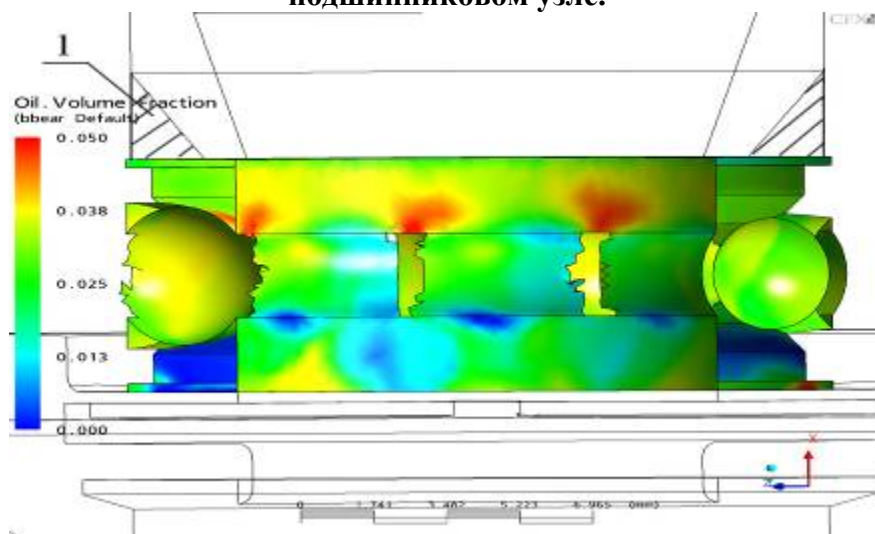


Рис. 4. Концентрация масла на беговой дорожке внутреннего кольца в подшипниковом узле с конической вставкой. 1 – коническая вставка

Выводы

1. Проведённое моделирование теплового состояния ротора турбохолодильника показало, что причиной перегрева внутренних колец является отсутствие масла на беговой дорожке колец подшипников.

2. Установка конической вставки, направляющей поток масляно-воздушной смеси на беговую дорожку внутреннего кольца подшипника, позволяет существенно повысить концентрацию масла на нём, и тем самым увеличить ресурс подшипников.

Литература.

1. Мазырин И.В. Смазочные устройства машин. – М.: ГНТИ машиностроительной литературы, 1963.

Идентификация работы двигателя самоходной машины для использования в математической модели её движения (на примере двигателя DT466)

к.т.н., проф. Лепешкин А.В., Курмаев Р.Х., Катанаев Н.К.
МГТУ «МАМИ»,

В данной публикации предлагается метод получения математической идентификации характеристики двигателя на основании имеющихся характеристик, полученных экспериментально. Особенность предлагаемого метода заключается в том, что в результате получается зависимость момента, создаваемого двигателем, от двух переменных: частоты вращения его вала и параметра регулирования его режима работы. Предлагаемый метод раскрывается на примере получения указанной характеристики для дизельного двигателя DT466.

Математическое моделирование движения самоходных машин, как правило, предполагает изучение процессов в существенно изменяющихся условиях эксплуатации этих машин. При этом часто необходимо учитывать как ограничения, которые накладывает на изучаемые процессы двигатель машины, так и результат управляющего воздействия, поступающий на него со стороны водителя. В некоторых случаях целью исследований является оценка потребляемого машиной топлива в моделируемых ситуациях. Очевидно, что во всех этих случаях в состав математической модели машины должны быть включены уравнения, характеризующие работу ее двигателя. Простейшим вариантом такого уравнения является следующее:

$$J_e \frac{d\omega_e}{dt} = M_e - M_T, \quad (1)$$

где: J_e - суммарный приведенный к валу двигателя момент инерции вращающихся частей;

ω_e - угловая скорость вращения вала двигателя;

M_e - крутящий момент, развиваемый двигателем;

M_T - суммарный момент сопротивления вращению, возникающий на валу двигателя со стороны потребителей.

Настоящая публикация посвящена способу определения величины момента M_e , являющегося функцией угловой скорости вращения ω_e и количества потребляемого двигателем топлива, зависящего от управляющего воздействия (поворот дроссельной заслонки или перемещение рейки топливного насоса) со стороны водителя.

Для этой цели предлагается использовать методы математической идентификации, позволяющие определить математическую зависимость искомой величины (M_e) от влияющих на нее параметров на основании известных экспериментальных зависимостей, характеризующих соответствующие изменения.