

ТЕХНИЧЕСКОЕ ОБОРУДОВАНИЕ, СРЕДСТВА АВТОМАТИЗАЦИИ И САПР

УДК 539.3

Журавков М.А., Босяков С.М., Пронкевич С.А.

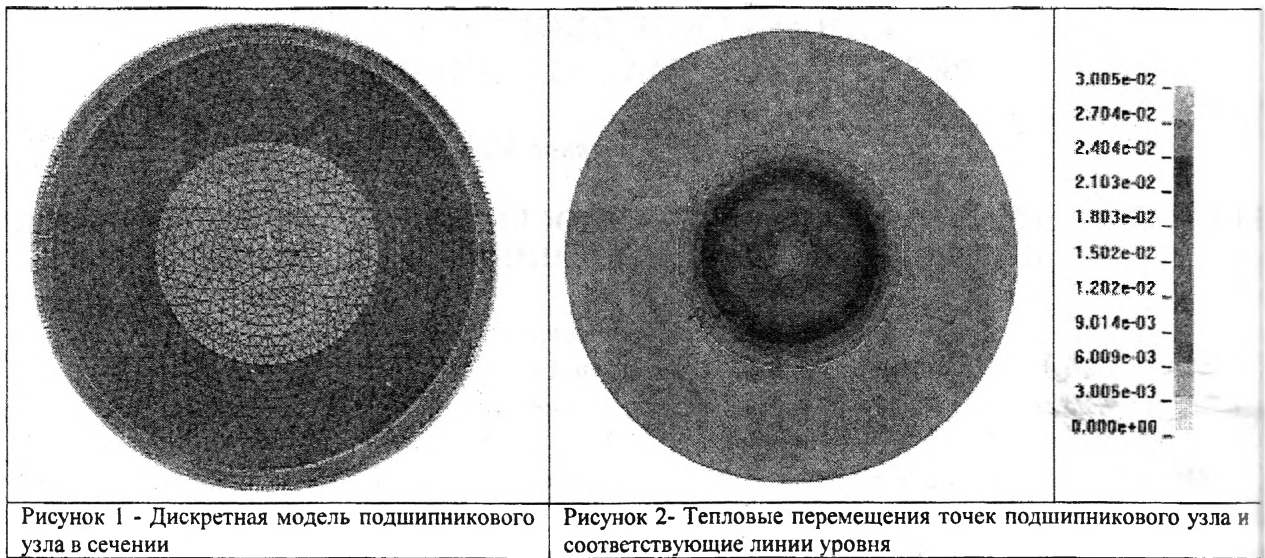
КОНЕЧНО-ЭЛЕМЕНТНЫЙ АНАЛИЗ ВЗАИМОСВЯЗАННЫХ ТЕПЛОВЫХ ПОЛЕЙ В СОПРЯЖЕНИИ РОТОРА С ПОДШИПНИКОМ СКОЛЬЖЕНИЯ

*Белорусский государственный университет
Белорусский национальный технический университет
Минск, Беларусь*

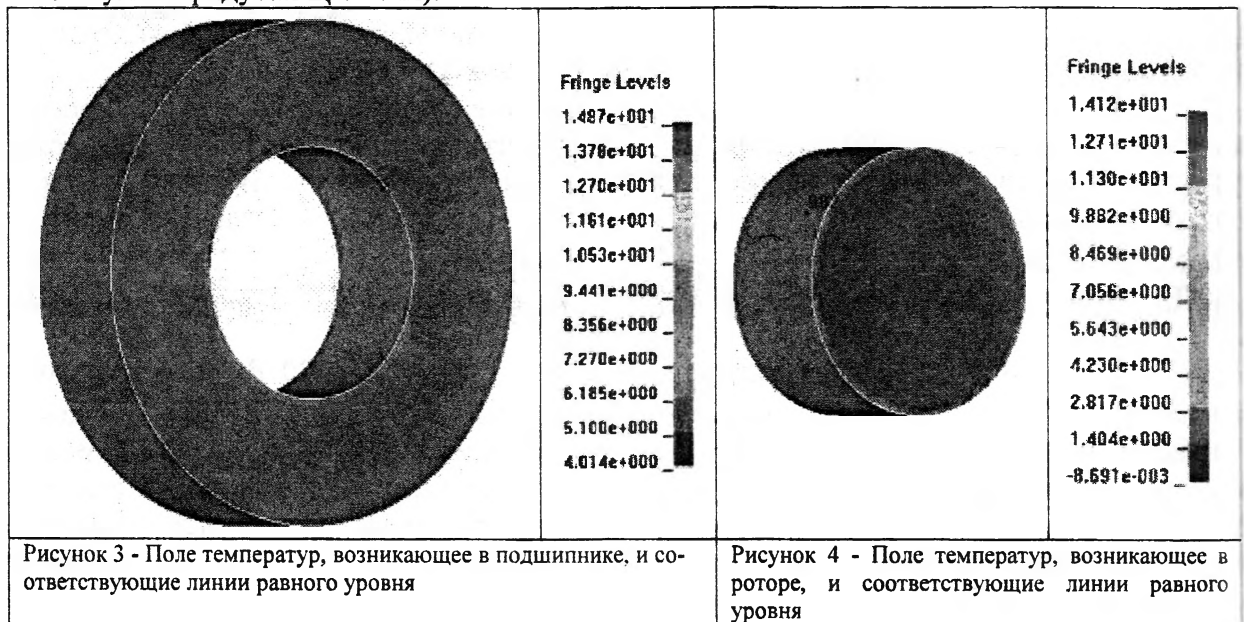
Определение изменения температуры элементов механических систем при трении контактируемых движущихся поверхностей является актуальной и практически важной задачей машиностроения и механики машин [3]. Поскольку ее решение связано с серьезными математическими и вычислительными трудностями, все более востребованным становится использование современных компьютерных конечно-элементных программ, функциональные возможности которых позволяют создавать математические модели, максимально приближенные к действительности, а также существенно ускорять проектирование и испытания элементов и узлов сложных механизмов. В настоящей работе представлены результаты определения температурных полей, возникающих в подшипниковом узле турбокомпрессора при вращении ротора, на базе конечно-элементного пакета ANSYS LS-DYNA.

В ходе проведения вычислительного эксперимента была разработана конечно-элементная модель подшипникового узла, состоящая из подшипника скольжения и ротора турбокомпрессора и включающая восемнадцать тысяч четырехузловых объемных элементов. Упругие и тепловые свойства ротора и подшипника описываются следующими константами: модуль упругости $E_1=210$ и $E_2=110$ ГПа, коэффициент Пуассона $\nu_1=0,27$ и $\nu_2=0,3$, плотность $\rho_1=7850$ и $\rho_2=8900$ кг/м³, удельная теплоемкость при постоянной деформации $C_1=9600$ и $C_2=5040$ Дж/(К·кг), теплопроводность $\lambda_1=102$ и $\lambda_2=220$ Вт/(К·кг) (числовые значения взяты из [1]). Константы с индексом 1 соответствуют ротору, константы с индексом 2 – подшипнику. Коэффициент жидкого трения принимаем равным 0,01. Граничные условия соответствуют случаю, когда подшипниковый узел жестко закреплен по внешней поверхности подшипника. Частота вращения ротора постоянна и составляет десять тысяч оборотов в минуту. Внешний и внутренний радиусы подшипника равны 0,02 и 0,01 м соответственно, радиус ротора равен 0,01 м.

Расчетная конечно-элементная модель в плоскости перпендикулярной оси ротора и граничные условия – закрепление внешней поверхности подшипника представлена на рис. 1. Расчет перемещений и температурных полей, возникающих в подшипниковом узле при вращении ротора, выполнялся в течении промежутка времени, равного одной секунде. Результат нахождения распределения перемещений, возникающих вследствие нагревания ротора и подшипника при вращении, а также линии уровня, указывающие абсолютную величину перемещений, показаны рис. 2 (числовые значения приведены в сантиметрах). Из рис. 2 видно, что наибольшие перемещения наблюдаются в точках, находящихся у поверхности ротора; величина максимальных перемещений составляет 0,03005 см.



Распределение температурных полей, возникающих на внутренней поверхности подшипника скольжения при вращении ротора, а также зависимость температуры t от времени для одного из узлов, находящегося на этой поверхности (начальная температура отсчитывается от нуля в градусах Цельсия).



Заметим, что минимальная и максимальная температура точек подшипника составляет 4,0142 °С и 14,868 °С соответственно. Для подшипника наименьшая температура приблизительно равна нулю, наибольшая температура, равная 14,122 °С, наблюдается в точках поверхности, соприкасающейся с внутренней поверхностью подшипника.

ЛИТЕРАТУРА

1. Кузьмин, А. В., Чернин, И. М., Козинцов, Б. С.. Расчеты деталей машин. Справочное пособие. Минск, Вышэйшая школа, 1986. 2. LS-DYNA keyword users manual, Livermore Software Technology Corporation, 2003. 3. John, O. Hallquest, LS-DYNA theoretical manual, Livermore Software Technology Corporation, 1998.