

ПОДБОР ДИСКРЕТНОСТИ КОНЕЧНО-ЭЛЕМЕНТНОЙ СЕТКИ ДЛЯ ВРАЩАЮЩИХСЯ ДЕТАЛЕЙ МЕЖРОТОРНОГО ПОДШИПНИКА ГАЗОТУРБИННОГО ДВИГАТЕЛЯ С УЧЕТОМ ШЕРОХОВАТОСТИ ПОВЕРХНОСТИ

Семенова А.С.* , Кузьмин М.В.**

*Опытно-конструкторское бюро им. А. Люльки –
филиал ОДК-Уфимского моторостроительного производственного объединения,
ОКБ им. А. Люльки, ул. Касаткина, 13, Москва, 129301, Россия*

** e-mail: anna.semenova.lulka@gmail.com*

*** e-mail: maxim.kuzmin@okb.umpo.ru*

Статья поступила в редакцию 27.12.2019

Статья посвящена разработке методики подбора размера конечно-элементной (КЭ) сетки контактирующих вращающихся деталей подшипника с учетом шероховатости поверхности для прочностного расчета. Для обеспечения точности расчета в статическом расчете принято сгущать конечные элементы в области контакта. Для динамического расчета, где детали вращаются, такой метод не подходит.

Выполнена сравнительная оценка напряжений и деформаций в контакте роликов с дорожками качения подшипника 5AB1002926P4, в 2D постановке двух вариантов:

- размер сетки выбран с учетом шероховатости поверхности контактирующих тел;
- размер сетки уменьшен в два раза по сравнению с первым вариантом.

Оценка дискретности сетки осуществлялась в программном комплексе LS-DYNA.

Разработанная методика подходит для всех видов плоских и твердотельных конечных элементов.

Ключевые слова: межроторный подшипник, шероховатость поверхности, область контакта, контактные напряжения.

Введение

Известно, что надежность работы машин и механизмов в значительной степени зависит от работоспособности их подшипниковых узлов. И это особенно важно для изделий авиационной техники, где подшипниковые узлы авиационных двигателей, редукторов, агрегатов и изделий воздушных судов (ВС) являются одними из самых ответственных узлов и, как правило, лимитирующих их ресурсы. К числу наиболее проблемных узлов двигателя относится межроторный подшипник. При выявлении признаков дефекта межроторного подшипника двигатель отстраняется от эксплуатации, так как это может привести к заклиниванию роторов и выходу из строя всего двигателя. Основной причиной отказа подшипников качения при нормальных условиях эксплуатации является возникновение контактных напряжений и как следствие износ поверхностей качения.

Большинство известных аналитических методов расчета контактных напряжений смятия в подшипниках основано на теории Герца о статическом контакте двух тел. Но для этой теории существует ряд упрощений:

- трение отсутствует;
- область контакта мала по сравнению с радиусами кривизны;
- материалы соприкасающихся тел однородны, изотропны и абсолютно упруги.

Численный расчет позволяет решать контактные задачи без упрощения теории Герца:

- моделирование трения;
- учет нелинейных свойств материала;
- учет шероховатости контактирующих поверхностей с помощью подбора размера конечно-элементной сетки.

Разработанная методика позволяет оценивать напряжения и деформации вращающихся деталей в подшипниках качения любой формы.

Цель работы заключается в определении оптимального размера конечных элементов для динамического расчета, где контактирующие детали вращаются.

Объект исследования — радиальный роликовый подшипник 5AB1002926P4, изготовленный по ТУ3900-А, сверхлегкой серии с габаритными размерами 130×180×24 мм и центровкой сепаратора по внутреннему кольцу (рис. 1).



Рис. 1. Радиальный роликоподшипник 5AB1002926P4

Подшипник предполагается установить в межроторной опоре. При этом внутреннее кольцо подшипника будет принадлежать ротору низкого давления, а наружное — ротору высокого давления. Вращение роторов в противоположные стороны.

Методика определения дискретности КЭ-сетки с учетом шероховатости поверхности

Шероховатость поверхности — это совокупность неровностей поверхности с относительно малыми шагами, выделенная с помощью базовой длины (рис. 2).

Параметры шероховатости (один или несколько) выбирают из приведенной номенклатуры:

R_a — среднее арифметическое отклонение профиля;

R_z — высота неровностей профиля по десяти точкам;

R_{max} — наибольшая высота профиля;

S_m — средний шаг неровностей;

S — средний шаг местных выступов профиля;

t_p — относительная опорная длина профиля, где p — значение уровня сечений профиля.

Параметр R_a является предпочтительным.

Схема шероховатости поверхности и ее элементы показаны на рис. 2, где l — базовая длина; m — средняя длина профиля; S_m — средний шаг неровностей профиля; S — средний шаг профиля; $H_{i\max}$ — отклонения пяти наибольших максимумов профиля; $H_{i\min}$ — отклонения пяти наименьших минимумов профиля; $h_{i\max}$ — расстояние от высших точек пяти наибольших максимумов до линии параллельной средней и не пересекающей профиль; $h_{i\min}$ — расстояние от низших точек пяти наибольших максимумов до этой же линии; p — уровень сечения профиля; R_{max} — наибольшая высота профиля; y — отклонение профиля от линии m ; t_p — относительная опорная длина профиля; b_i — длина отрезков, отсекаемых на заданном уровне p .

Согласно чертежу подшипника параметр шероховатости 25 мкм.

Для оценки влияния конечно-элементной сетки на результаты расчета было проведено два расчета. Так как модель подшипника занимает большой расчетный ресурс, расчеты проводились в 2D-постановке.

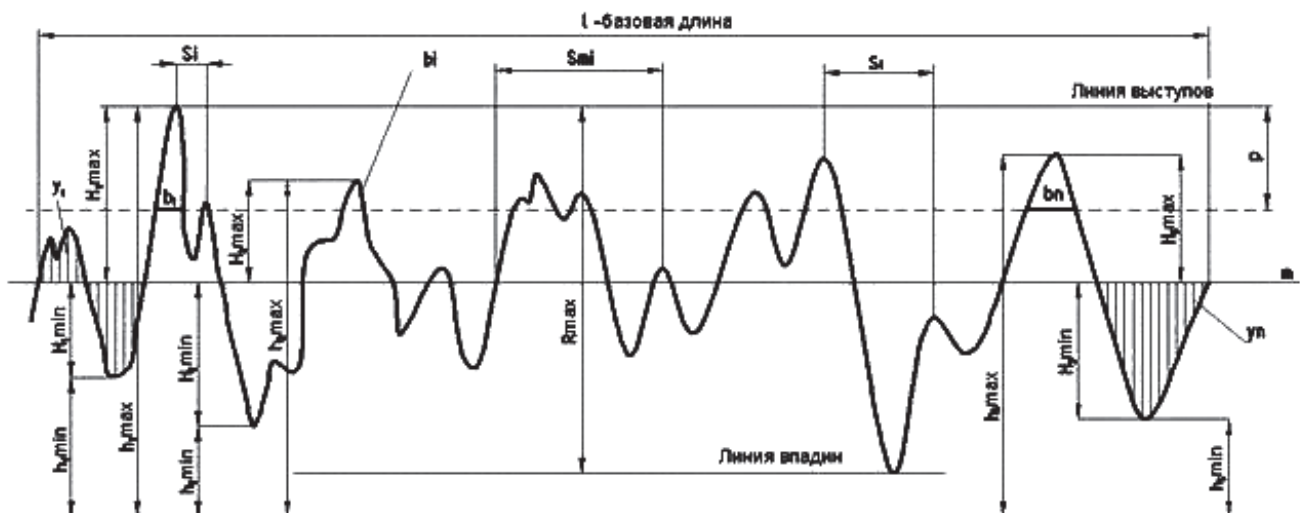


Рис. 2. Схема шероховатости поверхности и ее элементы

Первый расчет — крупная сетка. Размер КЭ-сетки выбирался следующим образом. Если разбить окружность на квадратные элементы, то она будет состоять из хорд. Величина хорды контактирующих поверхностей выбиралась по параметру шероховатости согласно рис. 3.

Конечно-элементная 2D-модель подшипника состоит из 51691 элементов типа QUAD. Размер элементов роликов — 0,34 мм, размер элементов наружного кольца — 1,03 мм, размер элементов внутреннего коль-

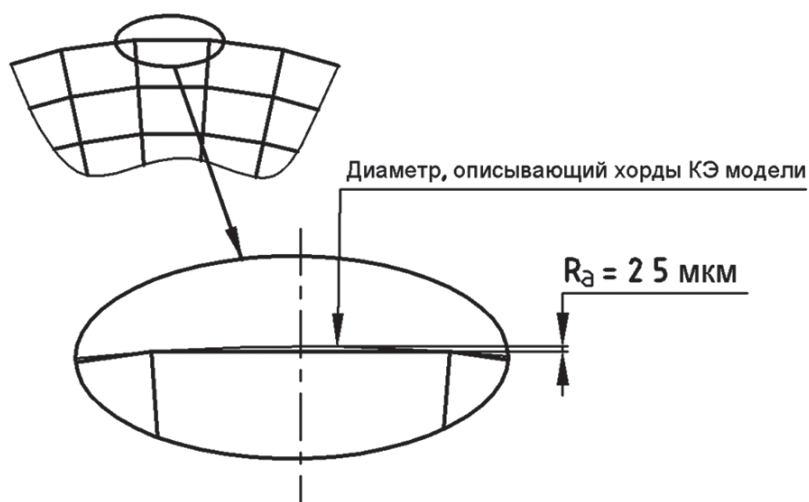


Рис. 3. Выбор величины хорды контактных поверхностей подшипника

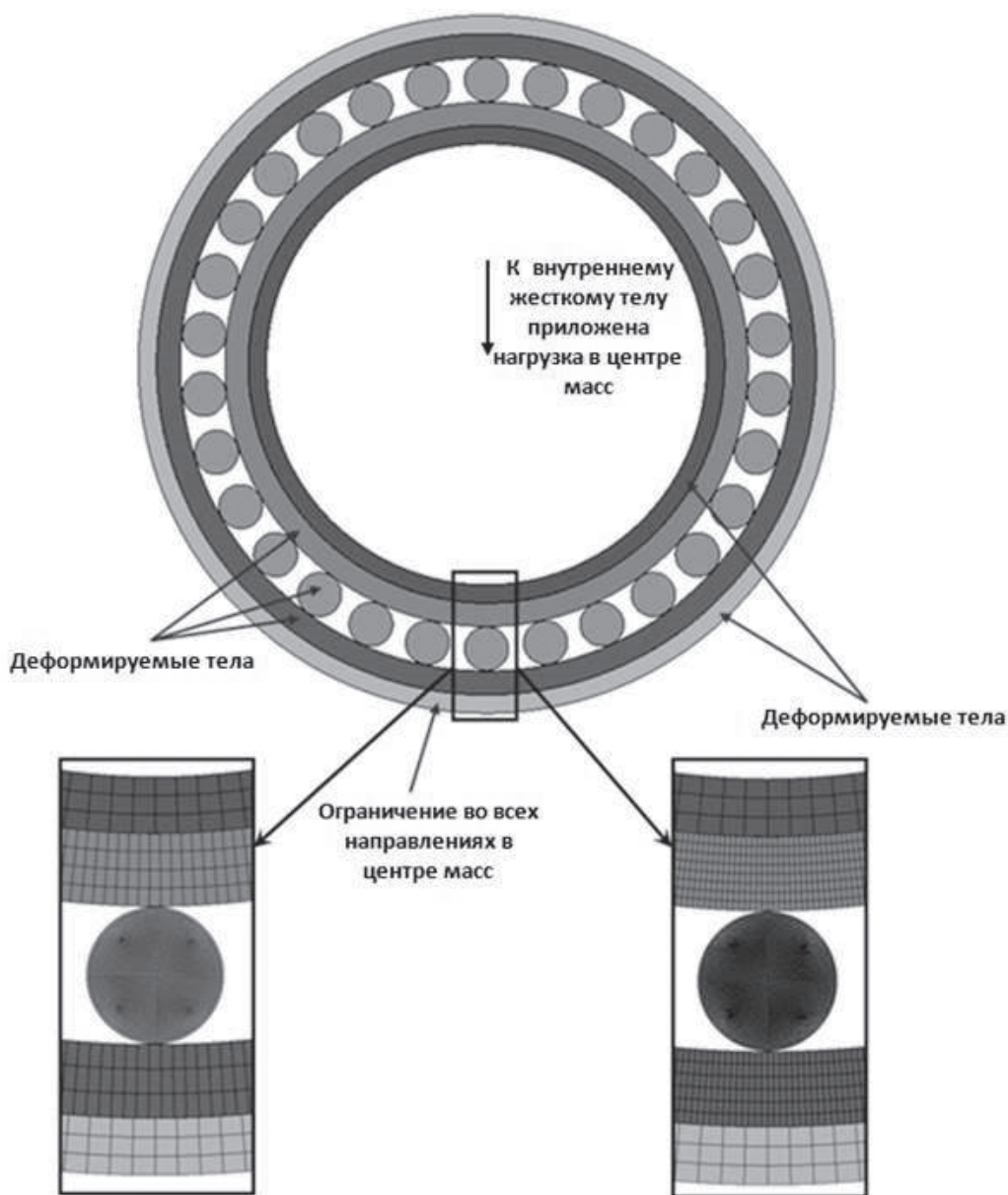
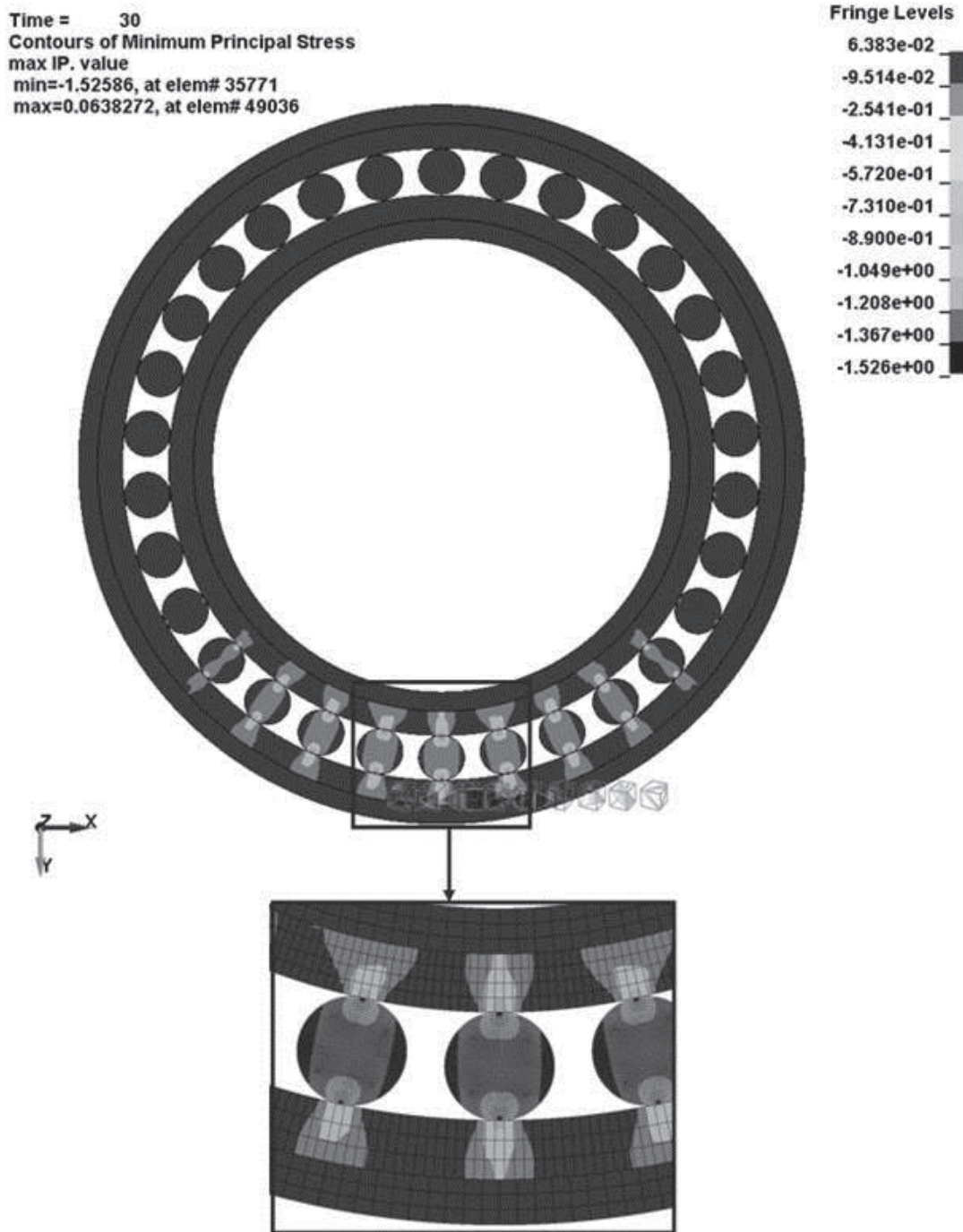


Рис. 4. Конечно-элементная модель подшипника



a)
Рис. 5 (начало)

ца — 1,00 мм, размер элементов жестких тел — 2,00 мм. Закрепление осуществлялось в центре масс наружного жесткого тела. Нагрузка прикладывалась в центр масс внутреннего жесткого тела от 0 до 1000 кгс.

Второй расчет — мелкая сетка. Чтобы проследить влияние размера КЭ-сетки на результаты расчета, был повторен предыдущий расчет с уменьшением сетки в два раза.

Конечно-элементная 2D-модель подшипника состоит из 189546 элементов типа QUAD. Размер

элементов роликов — 0,17 мм, размер элементов наружного кольца — 0,51 мм, размер элементов внутреннего кольца — 0,49 мм, размер элементов жестких тел — 2,00 мм. С учетом того, что первоначальной задачей являлось выполнение сравнительного анализа моделей, различающихся только параметрами дискретизации, к двум вариантам моделей прикладывались одинаковые граничные условия и нагрузки (рис. 4).

Моделирование КЭ-модели подшипника осуществлялось в программной среде MSC.PATRAN.

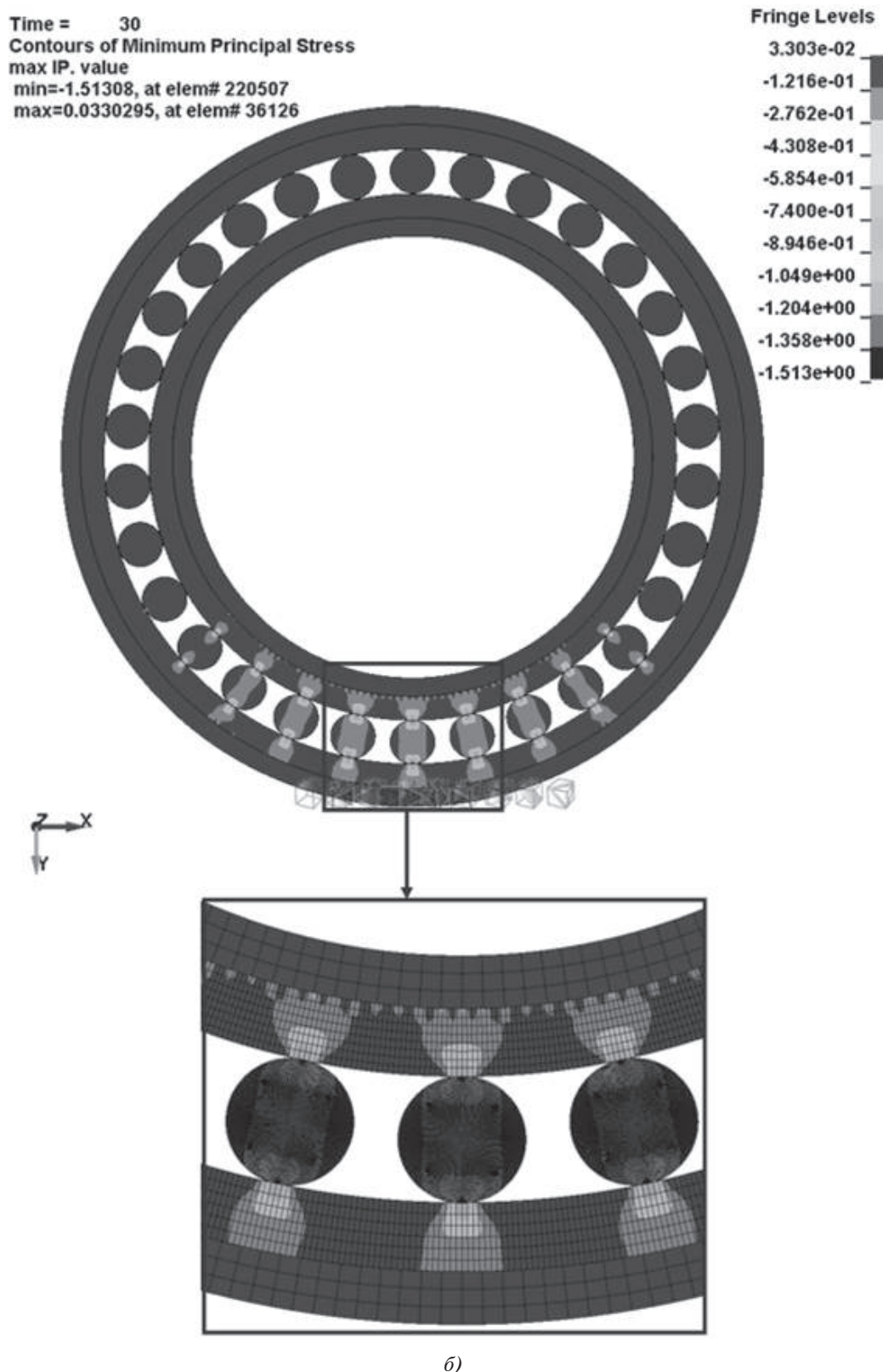


Рис. 5. Максимальные напряжения сжатия (3 главные): а — крупная сетка; б — мелкая сетка

Граничные условия, время расчета, материалы, тип и свойства элементов задавались в «.key» файле.

Упругопластический расчет выполнялся с использованием кода LS-DYNA/explicit.

Для удобства моделирования и обработки результатов в программе LS-Dуна принята следующая система единиц:

- Масса — [кг]
- Длина — [мм]

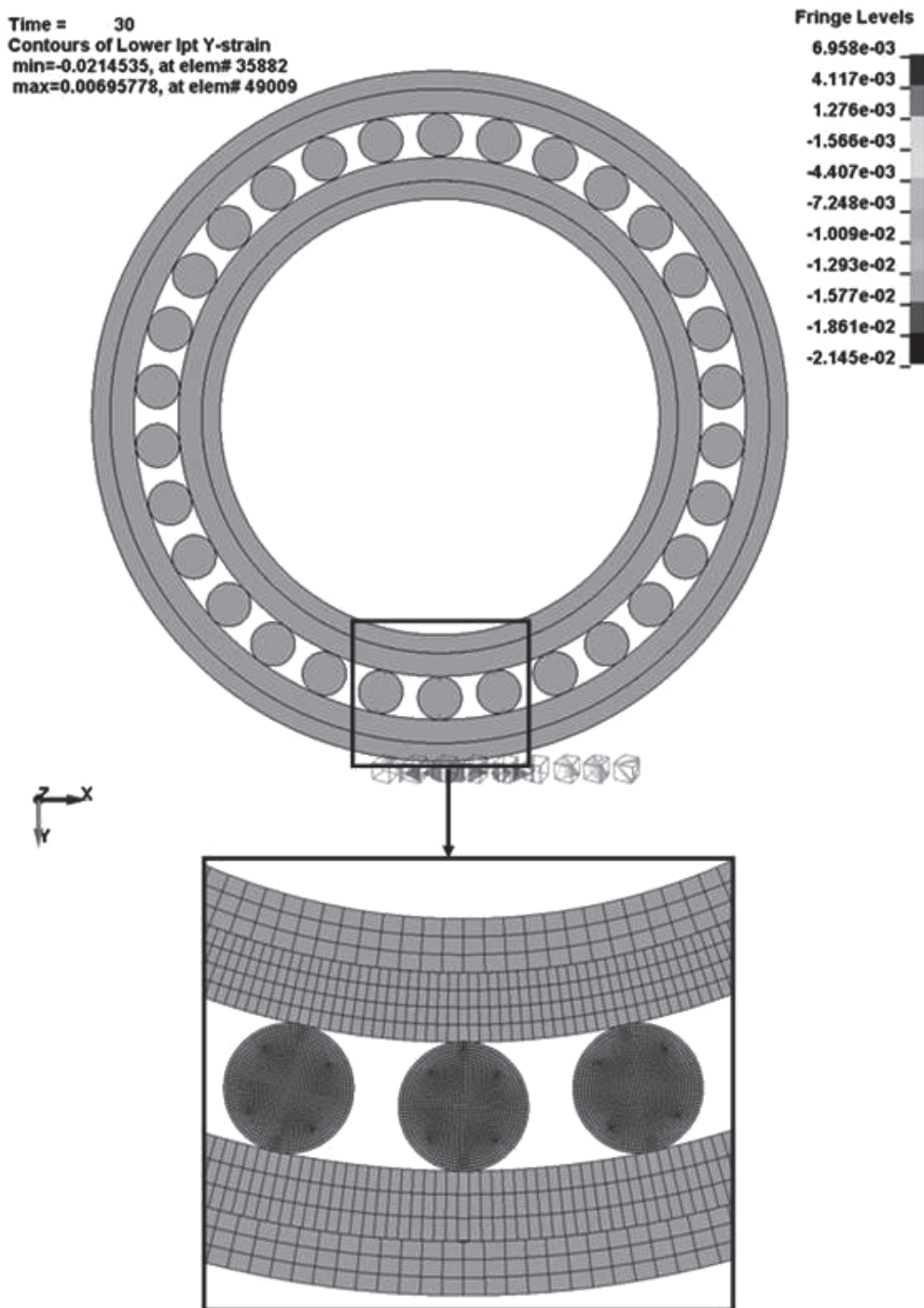
- Время — [мс]
- Сила — [кН]
- Напряжение — [кН/мм² = ГПа]
- Энергия — [(кг·мм²)/мс² = Дж]
- Плотность — [кг/мм³]
- Ускорение — [мм/мс² ~ 102g]
- Скорость — [мм/мс = м/с]

Результаты расчета представлены на рис. 5 и 6.

Выводы

Выполненное согласно методике уменьшение выбранной величины КЭ-сетки контактирующих поверхностей по параметру шероховатости не влияет на результаты расчета и позволяет использовать меньший расчетный ресурс.

Разработанная методика дает возможность оценивать напряжения и деформации вращающихся деталей подшипников качения любой формы.



a)

Рис. 6 (начало)

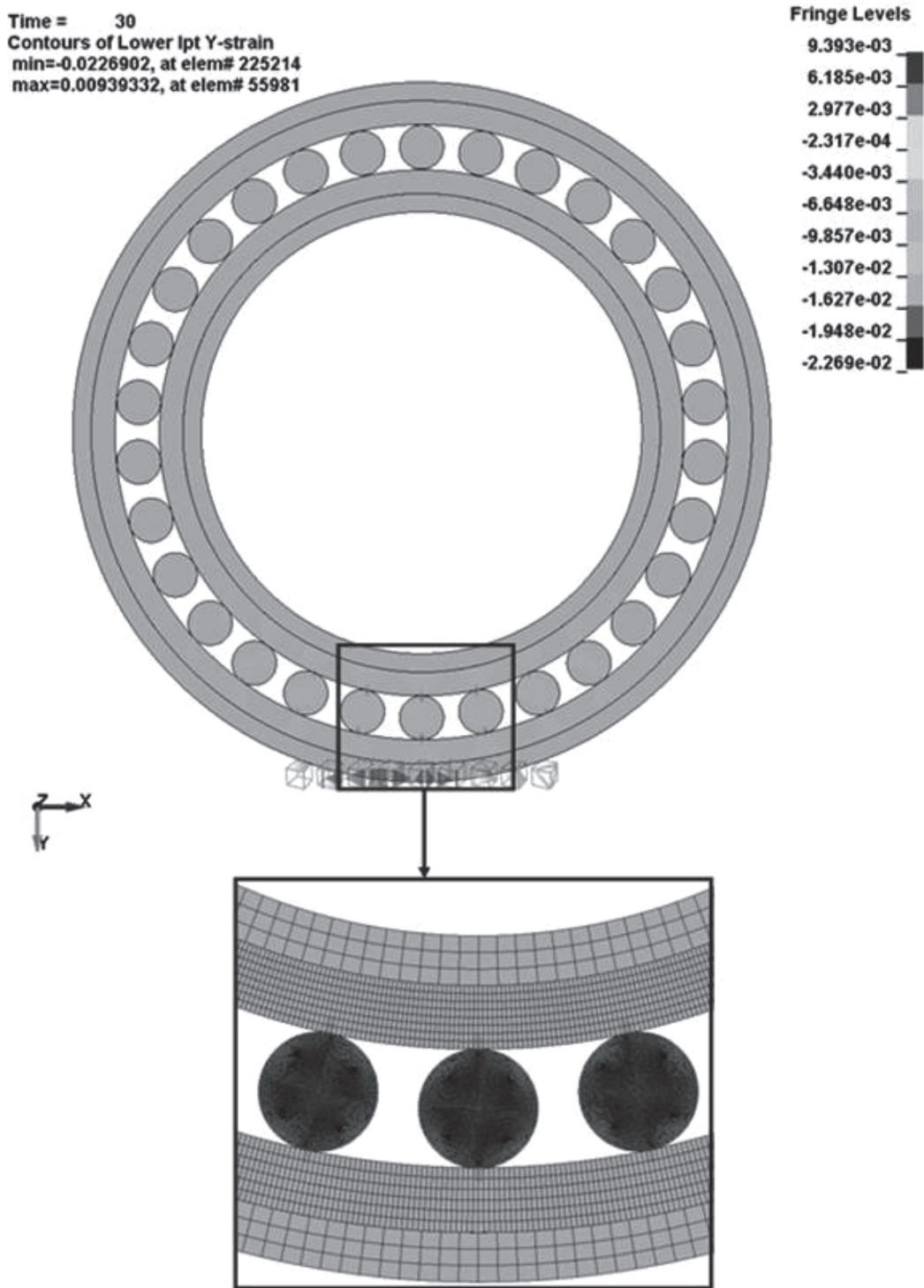


Рис. 6. Максимальная деформация: а — крупная сетка; б — мелкая сетка

Разработанная методика подходит для всех видов плоских и твердотельных конечных элементов.

Библиографический список

1. Семенова А.С., Гогаев Г.П. Оценка разрушающей частоты вращения дисков турбомашин с использованием деформационного критерия в программном комплексе LS-DYNA // Вестник Московского авиационного института. 2018. Т. 25. № 3. С. 134-142.
2. LS-DYNA keyword users manual (Version 971). — Livermore Software Technology Corporation (LSTC), 2012. Vol. 1. — 1953 p.
3. Августович В.Г., Шмотин Ю.Н. и др. Численное моделирование нестационарных явлений в газотурбинных двигателях. — М.: Машиностроение, 2005. — 523 с.

4. Яворский Б.М., Детлаф Ф.Ф. Справочник по физике. — 2-е изд., перераб. — М.: Наука, 1985. — 512 с.
5. Буше Н.А. Подшипники из алюминиевых сплавов. — М.: Транспорт, 1974. — 256 с.
6. Моралес-Эспехель Г.Э. Развитие разрушений подшипников качения вследствие контактной усталости при качении // Evolution, 18.12.2015.
7. Иосилевич Г.Б., Строганов Г.Б., Маслов Г.С. Прикладная механика: Учебник. — М.: Высшая школа, 1989. — 350 с.
8. Кикоть Н.В., Снеткова Е.И., Леонтьев М.К., Дегтярев С.А. Анализ динамических характеристик подшипников качения в опорах роторов // Вестник Рыбинской государственной авиационной технологической академии им. П.А. Соловьева. 2012. № 2(23). С. 94-102.
9. Повреждения подшипников качения и их причины. — СПб.: SKF АВ, 2002. — 47 с. URL: www.promshop.info/cataloguespdf/reasons_damage_bearings.pdf
10. Шабает В.М., Казанцев А.С., Леонтьев М.К., Гаранин И.В., Карасев В.А. Вибродиагностика повреждений подшипников качения при монтаже и сборке тяжелых роторных узлов // Контроль. Диагностика. 2007. № 11. С. 18-24.
11. Критский В.Ю., Зубко А.И. Исследование возможности использования керамических авиационных подшипников скольжения нового поколения в конструкциях опор газотурбинных двигателей // Двигатель. 2013. № 3(87). С. 24-26.
12. Костецкий Б.И., Колесниченко Н.Ф. Качество поверхности и трение в машинах. — Киев: Техніка, 1969. — 216 с.
13. Леонтьев М.К. Конструкция и расчет демпферных опор роторов ГТД. — М.: Изд-во МАИ, 1998. — 44 с.
14. Нечаев Ю.Н. Теория авиационных двигателей. — М.: ВВИА им. Н.Е. Жуковского, 1990. — 703 с.
15. Чернавский С.А. Подшипники скольжения. — М.: Машгиз, 1963. — 245 с.
16. Биргер И.А., Мавлютов Р.Р. Сопротивление материалов: Учебное пособие. — М.: Наука, 1986. — 560 с.
17. Биргер И.А., Шорр Б.Ф., Иосилевич Г.Б. Расчет на прочность деталей машин. — М.: Машиностроение, 1993. — 640 с.
18. Морозов Е.М., Никишков Г.П. Метод конечных элементов в механике разрушения. — М.: Наука, 1980. — 256 с.
19. Биргер И.А., Мавлютов Р.Р. Сопротивление материалов: Учебное пособие. — М.: Наука, 1986. — 560 с.
20. Назаренко Ю.Б., Потанов А.Ю. Устранение критических частот вращения роторов газотурбинных двигателей с помощью регулирования жесткости опоры // Двигатель. 2014. № 1(91). С. 14-16.

FINITE ELEMENT GRID DISCRETENESS SELECTING FOR ROTATING PARTS OF INTER-ROTOR BEARING OF A GAS TURBINE ENGINE CONSIDERING SURFACE ROUGHNESS

Semenova A.S.* , Kuz'min M.V.**

*A. Lyulka Design Bureau - a branch of the United Engine Corporation (Ufa) Engine Industrial Association,
13, Kasatkina str., Moscow, 129301, Russia*

** e-mail: anna.semenova.lulka@gmail.com*

*** e-mail: maxim.kuzmin@okb.umpo.ru*

Abstract

The presented work is devoted to the development of a technique for selecting the finite element grid size of the bearing rotating parts, contacting among themselves, with account for the surface roughness for strength calculation. It is customary in static calculation to thicken finite elements in the area of contact to ensure its accuracy. For the dynamic calculation, where parts are rotating, this technique does not work.

It is well known that reliability of machines and mechanisms operation depends substantially on their

bearing blocks operability. This is especially important for aircraft engineering products as bearing blocks for aircraft engines, reducers and other products are one of the most critical components and, as a rule, limiting their resources. The inter-rotor bearing is one of the most problematic parts of the aircraft engine. While revealing signs of defect of the inter-rotor bearing the engine is removed from operation since this can lead to rotors jamming and the engine failure. The main cause of the rolling bearings failure under normal conditions is occurrence of contact stresses and, consequently, the rolling surfaces wear-out.

Most of the known analytical calculating methods of the contact compacting stress in bearings are based on the Hertz theory of static contact of two bodies. However, there is a number of simplifications for this theory:

- no friction;
- the contact area is smaller compared to the curvature radius;
- the contacting bodies materials are homogeneous, isotropic and perfectly elastic.

Numerical calculation allows solving contact problems without the Hertz theory simplification:

- friction simulation;
- accounting for nonlinear properties of the material;
- accounting for the contacting surfaces roughness by selecting finite element grid size.

The developed technique allows estimating stresses and deformations of the rotating parts of rolling bearings of any shape.

The purpose of the presented work consists in determining the optimum size of finite elements for dynamic calculation where the contacting parts are rotating.

Comparative evaluation of stresses and strains in contact of rollers with raceways of the 5AV1002926R4 bearing in 2D statement of the two options was performed:

- the size of a grid was selected with account for the surface roughness of the contacting bodies;
- the grid size was reduce by half compared to the first option.

The grid discreteness evaluation was performed with the LS-DYNA software package.

The developed technique is suitable for all types of planar and solid-state finite elements.

Keywords: inter-rotor bearing, surface roughness, contact area, contact stresses.

References

1. Semenova A.S., Gogaev G.P. Evaluation of destructive rotation frequency of turbo-machine disks applying deformation criterion with LS-DYNA software. *Aerospace MAI Journal*, 2018, vol. 25, no. 3, pp. 134-142.
2. *LS-DYNA keyword users manual (Version 971)*. Livermore Software Technology Corporation (LSTC), 2012. Vol. 1, 1953 p.
3. Avgustovich V.G., Shmotin Yu.N. et al. *Chislennoe modelirovanie nestatsionarnykh yavlenii v gazoturbinnykh dvigatelyakh* (Numerical modeling of non-stationary phenomena in gas turbine engines), Moscow, Mashinostroenie, 2005, 523 p.
4. Yavorskii B.M., Detlaf F.F. *Spravochnik po fizike* (Handbook of physics), Moscow, Nauka, 1985, 512 p.
5. Bushe N.A. *Podshipniki iz alyuminiyevykh splavov* (Bearings of aluminum alloys), Moscow, Transport, 1974, 256 p.
6. Morales-Espekhel' G.E. Razvitie razrusheniya podshipnikov kacheniya vsledstvie kontaktnoi ustalosti pri kachenii. *Evolution*, 18.12.2015.
7. Iosilevich G.B., Stroganov G.B., Maslov G.S. *Prikladnaya mekhanika* (Applied mechanics), Moscow, Vysshaya shkola, 1989, 350 p.
8. Kikot' N.V., Snetkova E.I., Leont'ev M.K., Degtyarev S.A. *Vestnik Rybinskoi gosudarstvennoi aviatsionnoi tekhnologicheskoi akademii im. P.A. Solov'eva*, 2012, no. 2(23), pp. 94-102.
9. *Povrezhdeniya podshipnikov kacheniya i ikh prichiny*, St. Petersburg, SKF AB, 2002, 47 p. URL: www.promshop.info/cataloguespdf/reasons_damage_bearings.pdf
10. Shabaev V.M., Kazantsev A.S., Leont'ev M.K., Garanin I.V., Karasev V.A. *Kontrol'. Diagnostika*, 2007, no. 11, pp. 18-24.
11. Kritskii V.Yu., Zubko A.I. *Dvigatel'*, 2013, no. 3(87), pp. 24-26.
12. Kostetskii B.I., Kolesnichenko N.F. *Kachestvo poverkhnosti i trenie v mashinakh* (Surface quality and friction in machines), Kiev, Tekhnika, 1969, 216 p.
13. Leont'ev M.K. *Konstruktsiya i raschet dempfernykh opor rotorov GTD* (Structure and calculation of damping supports of GTE rotors), Moscow, MAI, 1998, 44 p.
14. Nechaev Yu.N. *Teoriya aviatsionnykh dvigatelei* (Theory of aircraft engines), Moscow, VVIA im. N.E. Zhukovskogo, 1990, 703 p.
15. Chernavskii S.A. *Podshipniki skol'zheniya* (Sliding bearings), Moscow, Mashgiz, 1963, 245 p.
16. Birger I.A., Mavlyutov R.R. *Soprotivlenie materialov* (Resistance of materials), Moscow, Nauka, 1986, 560 p.
17. Birger I.A., Shorr B.F., Iosilevich G.B. *Raschet na prochnost' detalei mashin* (Calculation of the strength of machine parts), Moscow, Mashinostroenie, 1993, 640 p.
18. Morozov E.M., Nikishkov G.P. *Metod konechnykh elementov v mekhanike razrusheniya* (Element method in fracture mechanics), Moscow, Nauka, 1980, 256 p.
19. Birger I.A., Mavlyutov R.R. *Soprotivlenie materialov* (Resistance of materials), Moscow, Nauka, 1986, 560 p.
20. Nazarenko Yu.B., Potapov A.Yu. *Dvigatel'*, 2014, no. 1(91), pp. 14-16.