

Анализ шлицевого соединения авиационного ГТД методом конечных элементов с учетом нагрузок и влияния перекоса

© И.В. Николаев¹, М.К. Леонтьев¹, В.В. Попов², Ф.Р. Низаметдинов³

¹Московский авиационный институт, Москва, 125993, Россия

²МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, 105005, Россия

³ООО «Альфа-Транзит», Химки, 141402, Россия

В конструкциях авиационных ГТД получили широкое распространение эвольвентные шлицевые соединения, что обуславливает определенные требования по учету разных факторов, оказывающих влияние на характеристики подобных соединений в процессе расчетов и анализа. Проводя анализ эвольвентного шлицевого соединения в составе роторной системы ГТД, необходимо учитывать такие явления, как радиальный и угловой перекосы, а также зазоры по боковым поверхностям шлицев, поскольку они могут приводить к различным нежелательным эффектам, например, к изменению силы зацепления, моментной и радиальной жесткостей, к росту амплитуд вибраций. Это, в свою очередь, может оказывать значительное влияние на динамическое поведение системы, частью которой является шлицевое соединение. В работе проанализировано эвольвентное шлицевое соединение с зазором по боковым поверхностям, отмечена необходимость учета зазора при действии различных нагрузок. Проведены также исследования работы шлицев при возникновении перекоса.

Ключевые слова: шлицевые соединения, перекося, зазор, конечно-элементная модель, центрирование.

Введение. Рассматривая методы расчета эвольвентных шлицевых соединений авиационных ГТД с использованием конечно-элементного анализа, следует отметить важность учета зазора по боковым поверхностям как фактора, приводящего к изменению различных характеристик. Влияние может быть оказано на распределение нагрузок на шлицы, контактное давление, изменение пятна контакта. Подтверждение таких изменений можно найти в работах [1–4]. В исследованиях, представленных в работах [5, 6], отмечено влияние величины зазора на положение критической частоты системы, что подтверждает необходимость учета влияния зазора при проектировании и анализе систем со шлицевым соединением [7].

Изучая вопросы анализа шлицев, следует также отметить возникновение перекося как еще одного фактора, оказывающего влияние на соединение. Рассматривая работу шлицев в условиях перекося, необходимо обратить внимание на причины возникновения несоосности. Ими могут являться допуски на геометрию, наличие зазоров подшипников, допуски на эксцентриситеты валов или подшипников, а также смещение вследствие разности температур наружного кольца

подшипника и корпуса [8]. Поскольку каждая из соединяемых деталей испытывает различные внешние нагрузки, направление смещения каждого может быть разным. Результирующее направление можно определить путем суммирования векторов смещения каждого из валов.

Во многих работах отмечается влияние перекоса шлицевого соединения на различные параметры роторных систем. Например, в работе [9] указывается на возрастание сил, действующих в зацеплении, вместе с ростом величины перекоса, а также увеличение динамического коэффициента нагрузки. В работе [10] отмечается корреляция между несоосностью и хаотическим движением роторной системы, приводящим к росту нагрузок и величины вибраций. Такие результаты свидетельствуют о важности учета шлицевых соединений в проектировании и при анализе вибрационных характеристик авиационных двигателей. Подобные выводы также находят подтверждение в экспериментальных исследованиях [11, 12].

Цель данной работы — представить результаты анализа конечно-элементной модели авиационного ГТД, созданной с учетом зазоров по боковым поверхностям шлицев, для демонстрации влияния зазора на нагрузочные характеристики при разных видах нагружения. В результатах также приведены данные о возникающем эффекте центрирования при появлении перекоса в шлицевом соединении.

Исследование шлицевого соединения при различных конфигурациях нагрузок. Для анализа была создана конечно-элементная модель эвольвентного шлицевого соединения [11] в программном комплексе ANSYS с параметрами, представленными ниже:

Модуль упругости E , МПа	210 000
Коэффициент Пуассона μ	0,3
Плотность ρ , кг/м ³	7850
Модуль шлицев m , мм	2,5
Число шлицев z	52
Длина шлицев l , мм	55

Конечно-элементная сетка модели (рис. 1) состоит из гексагональных и призматических элементов. Размер сетки: количество элементов — 431230, количество узлов — 507166. В качестве метрики сетки использовался Jacobian Ratio (MAPDL). Между боковыми поверхностями зубьев шлицевой пары задается контакт с коэффициентом трения, равным 0,01.

Кинематические и силовые граничные условия модели представлены на рис. 2. Поверхность закрепления фиксируется абсолютно жестко по всем степеням свободы, а нагружение системы происходит по внутренней поверхности шлицев через центральный узел, соединенный с узлами поверхности нагружения интерполяционным элементом (RBE3).

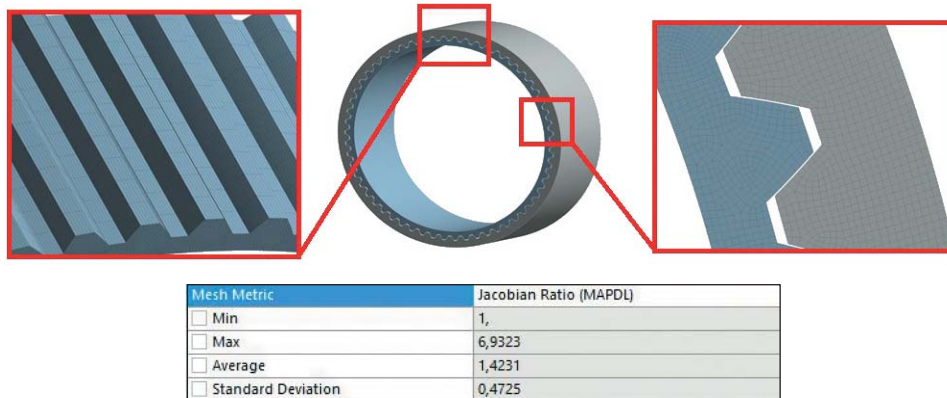


Рис. 1. Общий вид геометрической и конечно-элементной модели шлицевого соединения

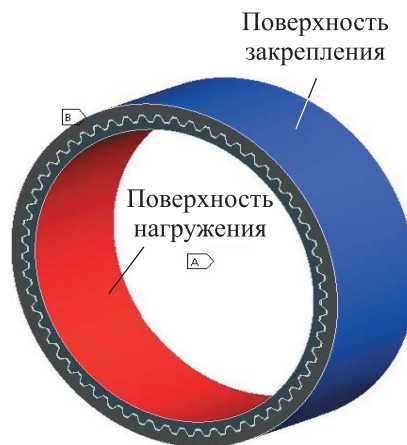


Рис. 2. Кинематические и силовые граничные условия модели

Для анализа рассматриваются следующие расчетные случаи:

- 1) модель без зазора, нагруженная радиальной силой $F_x = 1000$ Н;
- 2) модель без зазора, нагруженная изгибающим моментом $M_y = 300$ Н·м;
- 3) модель с боковым зазором 160 мкм (по 80 мкм с каждой стороны), нагруженная радиальной силой $F_x = 1000$ Н;
- 4) модель с боковым зазором 160 мкм (по 80 мкм с каждой стороны), нагруженная изгибающим моментом $M_y = 300$ Н·м;
- 5) модель с боковым зазором 160 мкм (по 80 мкм с каждой стороны), нагруженная радиальной силой $F_x = 1000$ Н и крутящим моментом $M_{кр} = 30900$ Н·м;
- 6) модель с боковым зазором 160 мкм (по 80 мкм с каждой стороны), нагруженная изгибающим моментом $M_y = 300$ Н·м и крутящим моментом $M_{кр} = 30900$ Н·м.

Поля контактных давлений для расчетных случаев 1 и 3 показаны на рис. 3, для случаев 2 и 4 — на рис. 4. По представленным результатам можно заключить, что учет зазора в системе приводит к перераспределению типов контакта для зубьев в соответствии с направлением действующей силы или момента, а также увеличению на порядок максимального значения контактного давления.

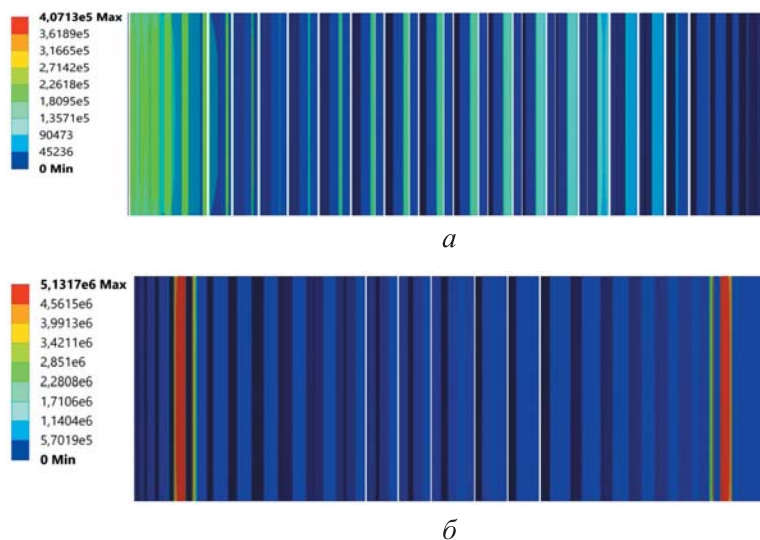


Рис. 3. Поля контактных давлений для расчетных случаев 1 (а) и 3 (б)

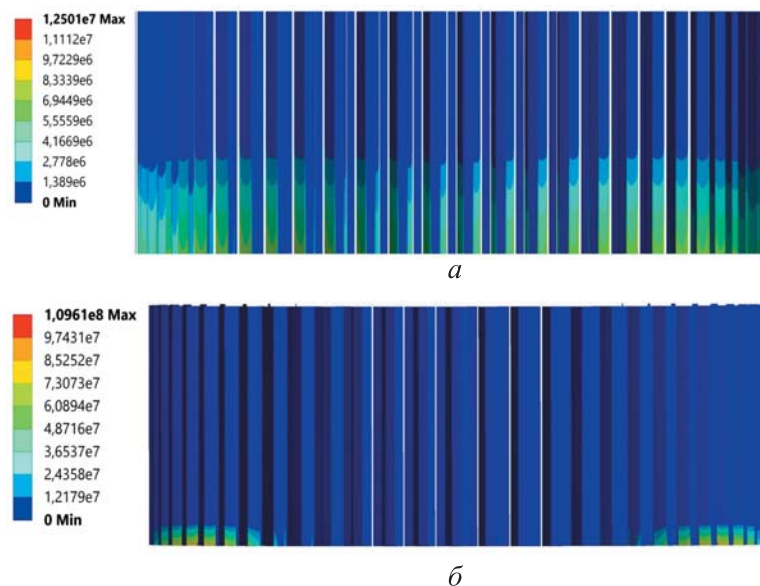


Рис. 4. Поля контактных давлений для расчетных случаев 2 (а) и 4 (б)

Поля контактных давлений для расчетных случаев 5 и 6 приведены на рис. 5. По результатам можно заключить, что действие крутящего момента компенсирует наличие зазора в модели и более равномерно загружает все зубья шлицов.

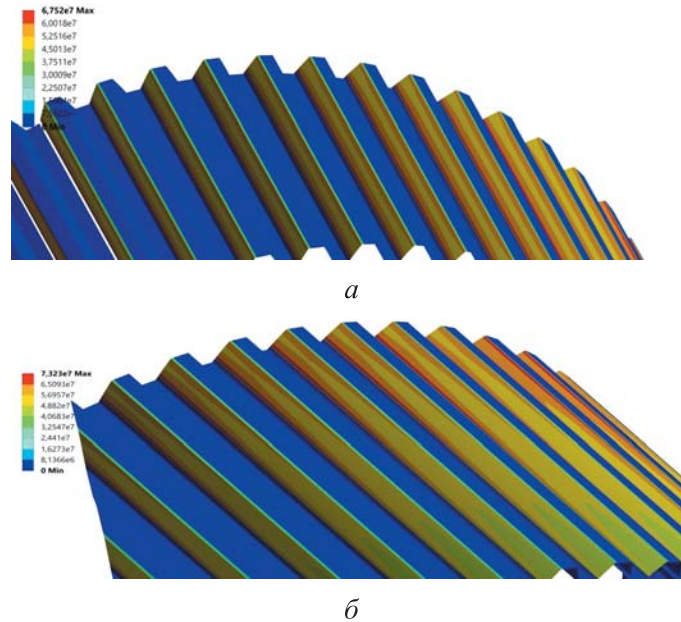


Рис. 5. Поля контактных давлений для расчетных случаев 5 (а) и 6 (б)

Нагрузочные характеристики для расчетных случаев 1, 3, 5 показаны на рис. 6, а, для случаев 2, 4, 6 — на рис. 6, б. Из полученных данных можно заключить, что учет зазора в шлицевом соединении оказывает значительное влияние на жесткость соединения. Для радиальных коэффициентов жесткости разница между вариантами с учетом зазора и без него составляет более порядка — $3,58 \cdot 10^9$ Н/м (при учете зазора) и $6,06 \cdot 10^{10}$ Н/м (без учета зазора) при нагрузке 600 Н. Аналогичная разница наблюдается и для моментной жесткости — $1,16 \cdot 10^6$ Н·м/рад (при учете зазора) и $1,4 \cdot 10^7$ Н·м/рад (без учета зазора) при нагрузке 240 Н·м. Полученные результаты подтверждают важность учета зазоров в шлицах и их влияние при определении жесткости соединения.

При дополнительном действии крутящего момента влияние зазоров на жесткость соединения становится менее значимым. Для радиальных коэффициентов отличие составляет 15 % ($6,06 \cdot 10^{10}$ Н/м без учета зазора и $5,15 \cdot 10^{10}$ Н/м при его учете), для моментных — 13 % ($1,4 \cdot 10^7$ Н·м/рад без учета зазора и $1,21 \cdot 10^7$ Н·м/рад при его учете).

На основе полученных результатов можно сделать вывод, что учет зазора в соединении приводит к изменению реакции и делает

его более податливым, а действие крутящего момента одновременно значительно уменьшает разницу между беззазорным вариантом и моделью с зазором. Данный эффект обусловлен вхождением большего количества зубьев в контакт и, как следствие, быстрым ростом жесткости шлицевого соединения.

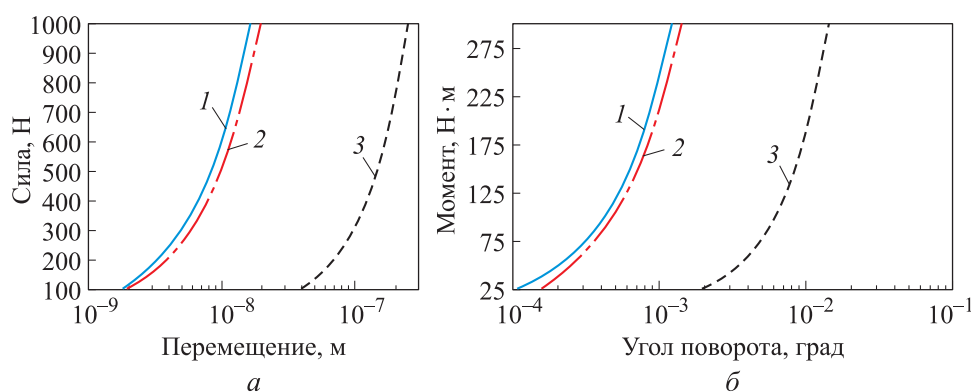


Рис. 6. Нагрузочные характеристики для расчетных случаев 1, 3, 5 (а) и 2, 4, 6 (б):
1 — без зазора; 2 — с зазором и крутящим моментом; 3 — с зазором

Исследование шлицевого соединения при наличии перекоса.

Проведем анализ поведения шлицевого соединения, описанного выше, при радиальном или угловом перекосе под действием крутящего момента. Рассмотрим следующие расчетные случаи:

А) модель соединения с радиальным перекосом 69 мкм при воздействии крутящего момента $M_{кр} = 64$ Н·м;

Б) модель соединения с угловым перекосом $0,15^\circ$ при воздействии крутящего момента $M_{кр} = 64$ Н·м;

В) модель соединения с дополнительными участками вала при действии радиальной силы $F_x = 500$ Н и крутящего момента $M_{кр} = 100$ Н·м.

Для моделирования заданных значений перекосов в расчетных случаях 1 и 2 модели изначально нагружались радиальной силой $F_x = 1000$ Н и изгибающим моментом $M_y = 100$ Н·м соответственно.

На рис. 7 показаны изменения конфигурации шлицевого соединения для случаев А и Б из начального состояния (т. е. при наличии перекоса) по мере возрастания крутящего момента. Для лучшего визуального эффекта относительные перемещения в модели продемонстрированы в масштабе. С увеличением нагрузки от крутящего момента происходит постепенное уменьшение величины перекоса вплоть до центрирования внутреннего кольца относительно внешнего. Аналогичный эффект проявляется при моделировании углового перекоса под действием крутящего момента. На рис. 8 представлены кривые уменьшения величины перекоса от действия крутящего момента.

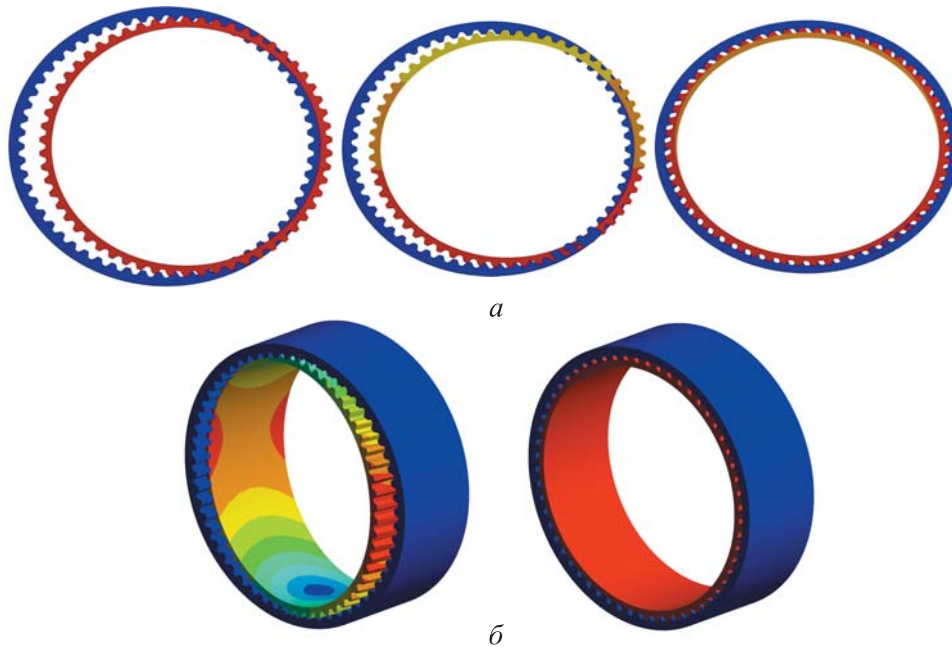


Рис. 7. Конфигурация шлицевого соединения в случаях А (а) и Б (б) по мере возрастания крутящего момента

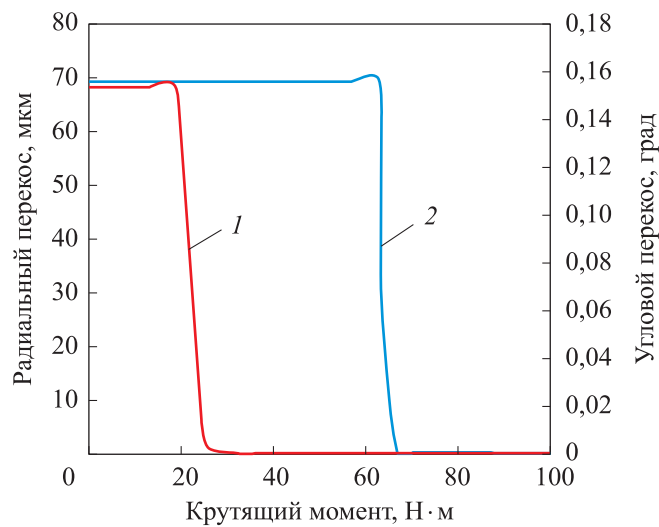


Рис. 8. Кривые уменьшения перекоса от действия крутящего момента:
1 — углового; 2 — радиального

При анализе случая В рассмотрим модель с дополнительными участками вала (рис. 9). Для создания дополнительных участков, имитирующих вал, использовались балочные элементы. Схема граничных условий представлена на рис. 10. Система опирается на две шарнирные опоры, расположенные на концах валов и имеющие радиальные

жесткости $k_x = k_y = 2 \cdot 10^7$ Н/м. В осевом направлении одна из опор имеет жесткость, равную $k_z = 1 \cdot 10^9$ Н/м, другая — $k_z = 1 \cdot 10^3$ Н/м. Радиальная сила $F_x = 500$ Н прикладывается к внутренней поверхности шлицевого соединения через центральный узел.

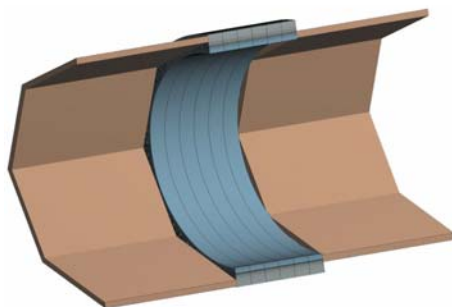


Рис. 9. Модель шлицевого соединения с участками вала

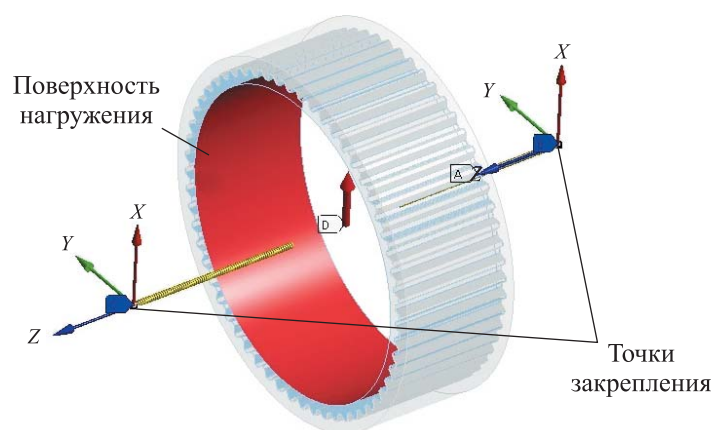


Рис. 10. Граничные условия модели с участками вала

Под действием радиальной силы 500 Н в модели с участками вала наблюдается возникновение как радиального, так и углового перекоса (рис. 11). Под действием крутящего момента, увеличивающегося линейно $M_{кр} = 0 \dots 100$ Н·м, перекосы исчезают, и соединение возвращается к центрированному состоянию (рис. 12). Подтверждение данного явления можно найти в работах [14, 15]. На рис. 13 представлены кривые уменьшения величин перекоса от действия крутящего момента.

Из полученных результатов можно заключить, что действие крутящего момента в соединении с перекосом приводит к процессу самоцентрирования. Данный эффект отслеживается как на модели изолированного шлицевого соединения, так и на модели с участками вала.

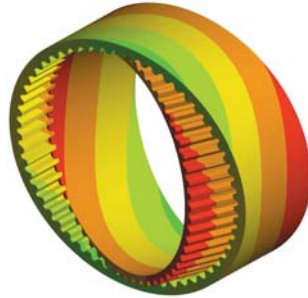


Рис. 11. Шлицевое соединение под действием комбинированного перекоса

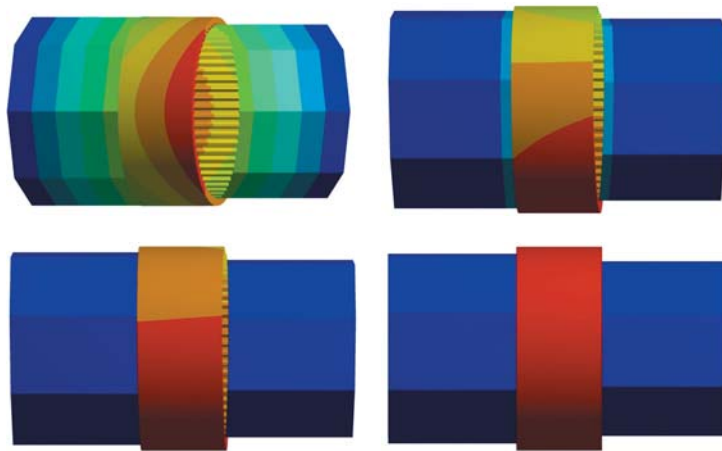


Рис. 12. Процесс центрирования перекошенной системы под действием крутящего момента

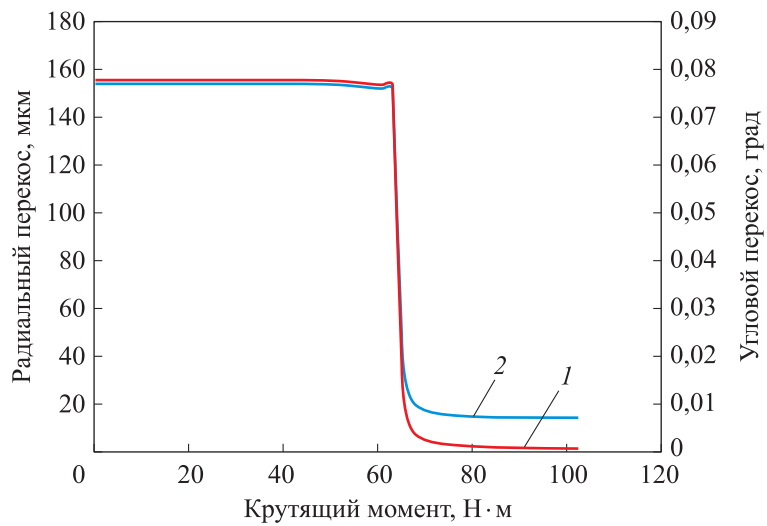


Рис. 13. Кривые уменьшения углового (1) и радиального (2) перекоса для шлицевого соединения с участками вала

Заключение. В работе проведен анализ эвольвентного шлицевого соединения авиационного ГТД с учетом зазора по боковым поверхностям шлицев при разных видах нагружения с использованием конечно-элементного подхода. Из полученных результатов можно сделать вывод, что учет зазора в системе приводит к изменению нагрузочной характеристики шлицев, делая систему более податливой. Следует также отметить перераспределение контактирующих зубьев и рост контактного давления в зацеплении при наличии зазора. Учет зазора в шлицах является необходимым условием при анализе роторных систем авиационных двигателей в связи со значительным влиянием на характеристики соединения.

В работе также проанализировано поведение соединения при учете радиального или углового перекоса. Из полученных результатов можно заключить, что воздействие крутящего момента приводит к центрированию соединения, что подтверждается на модели с участками вала.

ЛИТЕРАТУРА

- [1] Cura F., Mura A., Gravina M. Load distribution in spline coupling teeth with parallel offset misalignment. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science*, 2012, vol. 227, pp. 2195–2205. DOI: 10.1177/0954406212471916
- [2] Yunbo Hu1, Huibin Wang, Yuanqiang Tan, Likuan Jiang, Shengqiang Jiang. Study on the meshing force of misaligned gear coupling. In: *International Forum on Mechanical, Control and Automation (IFMCA 2016)*, vol. 113, pp. 452–458.
- [3] Jinyi Bai, Wenjing Wang, Pingyu Zhou, Yuguang Wang. Dynamic simulation analysis on axle spline of high-speed train gauge-change system. *Shock and Vibration*, 2021 (4), pp. 1–19. DOI: 10.1155/2021/8866405
- [4] Cura F., Mura A. Analysis of a load application point in spline coupling teeth. *Journal of Zhejiang University-SCIENCE A*, 2014, vol. 15 (4), pp. 302–308.
- [5] Jianping Jing, Teng Gao, Changmin Chen. The study on spline coupling dynamic coefficients and its impact on rotor stability. *ICSV23*, 2016, pp. 3390–3398.
- [6] Zezeng Dai, Jianping Jin, Changmin Chen, Jiqing Cong. Extensive experimental study on the stability of rotor system with spline coupling. *ASME Turbo Expo*, 2018, 11 p.
- [7] Cuffaro V., Cura F., Mura A. Analysis of the pressure distribution in spline couplings. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science*, 2012, vol., 226, pp. 2852–2859. DOI: 10.1177/0954406212440670.
- [8] Хронин Д.В. *Теория и расчет колебаний в двигателях летательных аппаратов*. Москва, Машиностроение, 1950, 359 с.
- [9] Xiangzhen Xue, Qixin Huo, Jian Liu, Jipeng Jia. Nonlinear dynamic load analysis of aviation spline coupling with mass eccentricity and misalignment. *Advances in Mechanical Engineering*, 2021, vol. 13 (2), 19 p.
- [10] Xiangzhen Xue, Qixin Huo, Jian Liu. Nonlinear vibration characteristic of the involute spline coupling in aeroengine with the parallel misalignment. *International Journal of Aerospace Engineering*, vol. 2021, 19 p.
- [11] Gupta T.C., Gupta K. Modeling of flexible coupling to connect misalignment flexible rotors supported on ball bearing. *Proceedings of ASME Turbo Expo 2014*, 2014, 14 p.

- [12] Xiangang Su, Hong Lu, Xinbao Zhang, Wei Fan, Yongquan Zhang. Analysis of dynamic characteristic for misalignment-spline gear shaft based on whole transfer matrix method. *Journal of Vibroengineering*, May 2018, vol. 20, issue 3, pp. 1392–1408.
- [13] ОСТ 1-00086–73. Соединения зубчатые (шлицевые) эвольвентные. 32 с.
- [14] Cura F., Mura A. Experimental and theoretical investigation about reaction moments in misaligned splined couplings. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 2014, vol. 45, 504–512 p.
- [15] Luciano D.I. Analisi F.E.M. *Su accoppiamenti scanalati: Tilting Moment e Friction Moment*. Politecnico di Torino, 2020, 106p.

Статья поступила в редакцию 27.10.2023

Ссылку на эту статью просим оформлять следующим образом:

Николаев И.В., Леонтьев М.К., Попов В.В., Низаметдинов Ф.Р. Анализ шлицевого соединения авиационного ГТД методом конечных элементов с учетом нагрузок и влияния перекоса. *Инженерный журнал: наука и инновации*, 2023, вып. 11. <http://dx.doi.org/10.18698/2308-6033-2023-11-2315>

Николаев Илья Витальевич — аспирант кафедры «Конструкция и проектирование двигателей» Московского авиационного института. e-mail: nikolka831@mail.ru

Леонтьев Михаил Константинович — д-р техн. наук, профессор кафедры «Конструкция и проектирование двигателей» Московского авиационного института. e-mail: lemk@alfatran.com

Попов Валерий Васильевич — старший преподаватель кафедры «Прикладная механика» МГТУ им. Н.Э. Баумана. e-mail: vvprov.bmstu@gmail.com

Низаметдинов Фярит Ринатович — канд. техн. наук, инженер-программист ООО «Альфа-Транзит». e-mail: fnizametdinov@list.ru

Analysis of the aircraft gas turbine engine spline coupling with the finite element method and taking into account the loads and the misalignment influence

© I.V. Nikolaev¹, M.K. Leontiev¹, V.V. Popov², F.R. Nizametdinov³

¹Moscow Aviation Institute (National Research University), Moscow, 125993, Russia

²Bauman Moscow State Technical University, Moscow, 105005, Russia

³Alfa-Transit LLC, Khimki, 141402, Russia

Widespread use of the involute spline couplings in design of the aircraft gas turbine engines leads to certain requirements to be taken into account, for example, various factors influencing characteristics of such couplings in calculation and analysis. When considering the involute spline coupling as part of the gas turbine engine rotor system, the analysis should consider a number of phenomena. They include radial and angular misalignments, as well as gaps on the coupling side surfaces, since they could lead to various undesirable effects, i.e. alterations in the engagement force, moment and radial stiffness, and in the increasing vibrations amplitude. These factors are able to significantly influence the dynamic behavior of a system with a spline being a part. The work analyzes the involute spline coupling with a gap along the side surfaces and notes the need to take into account the gap under the action of various loads. Besides, the spline operation at a misalignment was studied.

Keywords: spline couplings, misalignment, gap, finite element model, centering

REFERENCES

- [1] Cura F., Mura A., Gravina M. Load distribution in spline coupling teeth with parallel offset misalignment. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science*, 2012, vol. 227, pp. 2195–2205. <https://doi.org/10.1177/0954406212471916>
- [2] Yunbo Hu1, Huibin Wang, Yuanqiang Tan, Likuan Jiang, Shengqiang Jiang. Study on the meshing force of misaligned gear coupling. In: *International Forum on Mechanical, Control and Automation (IFMCA 2016)*, vol. 113, pp. 452–458.
- [3] Jinyi Bai, Wenjing Wang, Pingyu Zhou, Yuguang Wang. Dynamic simulation analysis on axle spline of high-speed train gauge-change system. *Shock and Vibration*, vol. 2021 (4), pp. 1–19. <https://doi.org/10.1155/2021/8866405>
- [4] Cura F., Mura A. Analysis of a load application point in spline coupling teeth. *Journal of Zhejiang University-SCIENCE A*, 2014, vol. 15 (4), pp. 302–308.
- [5] Jianping Jing, Teng Gao, Changmin Chen. The study on spline coupling dynamic coefficients and its impact on rotor stability. *ICSV23*, 2016, pp. 3390–3398.
- [6] Zezeng Dai, Jianping Jin, Changmin Chen, Jiqing Cong. Extensive experimental study on the stability of rotor system with spline coupling. *ASME Turbo Expo*, 2018, 11 p.
- [7] Cuffaro V., Cura F., Mura A. Analysis of the pressure distribution in spline couplings. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science*, 2012, vol., 226, pp. 2852–2859. <https://doi.org/10.1177/0954406212440670>
- [8] Khronin D.V. *Teoriya i raschet kolebaniya v dvigatelyakh letatelnykh apparatov* [Theory and calculation of vibrations in the aircraft engines]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1950, 359 p.

- [9] Xiangzhen Xue, Qixin Huo, Jian Liu, Jipeng Jia. Nonlinear dynamic load analysis of aviation spline coupling with mass eccentricity and misalignment. *Advances in Mechanical Engineering*, 2021, vol. 13 (2), 19 p.
- [10] Xiangzhen Xue, Qixin Huo, Jian Liu. Nonlinear vibration characteristic of the involute spline coupling in aeroengine with the parallel misalignment. *International Journal of Aerospace Engineering*, vol. 2021, 19 p.
- [11] Gupta T.C., Gupta K. Modeling of flexible coupling to connect misalignment flexible rotors supported on ball bearing. *Proceedings of ASME Turbo Expo 2014*, 2014, 14 p.
- [12] Xiangang Su, Hong Lu, Xinbao Zhang, Wei Fan, Yongquan Zhang. Analysis of dynamic characteristic for misalignment-spline gear shaft based on whole transfer matrix method. *Journal of Vibroengineering*, May 2018, vol. 20, issue 3, pp. 1392–1408.
- [13] OST 1-00086–73. *Soedineniya zubchatye (shlitsevye) evolventnye* [Tooth (spline) involute couplings]. 32 p.
- [14] Cura F., Mura A. Experimental and theoretical investigation about reaction moments in misaligned splined couplings. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 2014, vol. 45, pp. 504–512.
- [15] Luciano D.I. Analisi F.E.M. *Su accoppiamenti scanalati: Tilting Moment e Friction Moment*. Politecnico di Torino, 2020, 106p.

Nikolaev I.V., Postgraduate, Department of Engine Structure and Design, Moscow Aviation Institute (National Research University). e-mail: nikolka831@mail.ru

Leontiev M.K., Dr. Sc. (Eng.), Professor, Department of Engine Structure and Design, Moscow Aviation Institute (National Research University). e-mail: lem@alfatran.com

Popov V.V., Senior Lecturer, Department of Applied Mechanics, Bauman Moscow State Technical University. e-mail: vvppov.bmstu@gmail.com

Nizametdinov F.R., Cand. Sc. (Eng.), Software Engineer, Alfa-Transit LLC. e-mail: frnizametdinov@list.ru