

МЕТОДИКА ОЦЕНКИ И СНИЖЕНИЯ АЭРОДИНАМИЧЕСКОГО ДИСБАЛАНСА РАБОЧИХ КОЛЁС ВЕНТИЛЯТОРОВ ГАЗОТУРБИННОГО ДВИГАТЕЛЯ

© 2023

- Е. В. Кудашов** аспирант кафедры технологий производства двигателей;
Самарский национальный исследовательский университет
имени академика С.П. Королёва;
KEV-fantom@yandex.ru
- И. А. Грачев** аспирант кафедры технологий производства двигателей;
Самарский национальный исследовательский университет
имени академика С.П. Королёва;
grachmalek2602@gmail.com
- М. А. Болотов** кандидат технических наук, доцент кафедры технологий производства
двигателей;
Самарский национальный исследовательский университет
имени академика С.П. Королёва;
maikl.bol@gmail.com

Определены причины возникновения повышенной вибрации ротора двигателя вследствие аэродинамической неуравновешенности вентилятора первой ступени рабочего колеса. Предложена методика оценки аэродинамического дисбаланса рабочего колеса вентилятора газотурбинного двигателя при учёте влияния следующих факторов: геометрических погрешностей изготовления пера лопаток и их позиционирования в диске; деформации пера лопаток в ходе сборки рабочего колеса, а также факторов рабочего процесса, протекающего в лопаточном колесе. Использование методики позволяет выполнить оценку аэродинамического дисбаланса рабочего колеса на стадии его балансировки и существенно сократить величину аэродинамической неуравновешенности за счёт определения параметров снятия слоя материала или добавления корректирующих масс. Выполнены исследования влияния геометрических погрешностей лопаток на величину аэродинамического дисбаланса рабочего колеса. На основе результатов исследований определён вид зависимости неуравновешенных газовых сил от влияния технологических и эксплуатационных факторов рассматриваемого рабочего колеса вентилятора газотурбинного двигателя.

Рабочее колесо; аэродинамический дисбаланс; неуравновешенные силы; балансировка; конечно-элементная модель; геометрические отклонения; рабочие факторы; регрессионная зависимость

Цитирование: Кудашов Е.В., Грачев И.А., Болотов М.А. Методика оценки и снижения аэродинамического дисбаланса рабочих колёс вентиляторов газотурбинного двигателя // Вестник Самарского университета. Аэрокосмическая техника, технологии и машиностроение. 2023. Т. 22, № 1. С. 85-97. DOI: 10.18287/2541-7533-2023-22-1-85-97

Введение

Повышение топливной экономичности и эффективности турбовентиляторных двигателей является важной задачей мирового двигателестроения [1]. Они могут быть улучшены за счёт повышения степени двухконтурности двигателя, что может приводить к увеличению его габаритов, в частности вентилятора первой ступени. Увеличение лопаток вентилятора в диаметральном направлении значительно снижает их жёсткость. В процессе сборки и работы двигателя его маложёсткие детали изменяют свои линейные и угловые размеры относительно номинальных значений, заложенных конструкторской документацией. Изменение геометрических параметров маложёстких деталей может привести к возникновению повышенной вибрации первой ступени и двигателя в целом. Это связано с нарушением распределения масс ротора относительно его состояния, достигнутого в ходе балансировки рабочего колеса (РК).

В работах [2; 3] отмечено, что повышенная вибрация двигателя может быть вызвана не только механической, но и аэродинамической неуравновешенностью ротора газотурбинного двигателя (ГТД). Одной из причин возникновения аэродинамической неуравновешенности ступени вентилятора является изменение распределения течения газового потока относительно заложенного состояния на этапе проектирования. Изменение распределения течения газового потока может быть вызвано производственными геометрическими погрешностями и деформациями пера лопаток в ходе действия на них рабочих факторов двигателя.

Механический дисбаланс РК устраняют при помощи балансировочных стендов методом снятия или добавления корректирующих масс (грузов). Аэродинамический дисбаланс снижают за счёт использования стендов, имитирующих условия работы авиационного двигателя. Зачастую операция по снижению аэродинамической неуравновешенности отдельных узлов двигателя не предусмотрена в связи с высокой стоимостью работ.

В описании изобретения [4] представлен способ балансировки лопаточного колеса, который заключается в оценке воздействия лопаток на аэродинамический дисбаланс узла по величине амплитуд радиальных сил, которые определяются экспериментально продувкой межлопаточных каналов. Уравновешенное состояние лопаточного колеса достигается раскладкой лопаток в пазах диска. Балансировка лопаточного колеса с несъёмными лопатками выполняется путём их доработки. В работе [5] приведён способ низкооборотной балансировки массы высокооборотного лопаточного ротора, который заключается в балансировке ротора при помощи балансировочного станка. Существует способ [6] балансировки лопаточных колёс машин, который заключается в подборе лопаток с близкими углами хорд и попарной их установке во взаимно противоположные пазы диска. Описанные способы увеличивают трудоёмкость и стоимость доводочных работ, а также не учитывают температуру, давление и состав газовой среды при работе. В работе [7] отмечено, что при моделировании процесса течения газовой среды через ГТД необходимо учитывать изменения давления и температуры воздуха на входе в РК двигателя.

Как показывает проведённое исследование [8], аэродинамический дисбаланс рабочего колеса возможно уравновесить методом корректировки масс для одного из режимов работы. Связано это с тем, что возникающая сила прямо пропорциональна угловой скорости ротора, а для её компенсации используется центробежная сила корректирующей массы, которая пропорциональна квадрату угловой скорости. Проблема аэродинамического дисбаланса также встречается у ветряных турбин [9] вследствие деформации лопастей.

Моделирование различных конструкций перьев лопаток в САЕ-системах позволяет улучшить аэродинамические и аэроакустические характеристики перьев лопаток [10], а также оценить динамическую устойчивость лопаточных узлов компрессора ГТД [11]. Это позволяет на этапе проектирования конструировать геометрию лопаток под необходимые условия работы изделия. В работе [12] представлена аналитическая модель расчёта динамического и аэродинамического дисбаланса для ветрогенератора «Vestas V80-2MW». В статье [13] исследовалось влияние основных геометрических параметров осевой ступени на осреднённые и нестационарные аэродинамические нагрузки, действующие на рабочие лопатки. Аэродинамический дисбаланс также влияет на энергетические показатели двигателей [14].

Актуальной задачей является разработка методики оценки и снижения аэродинамического дисбаланса рабочих колёс первой ступени газотурбинных двигателей при учёте производственных погрешностей их изготовления и сборки, а также деформаций деталей, вызванных эксплуатационными факторами.

Методика оценки и снижения аэродинамического дисбаланса рабочего колеса

Предлагаемая методика основана на использовании параметризованной твёрдотельной и конечно-элементной модели (КЭМ) сборки РК. В методике предусмотрен учёт факторов, оказывающих сильное влияние на аэродинамический дисбаланс рабочего колеса, к которым относятся: 1) геометрические отклонения (погрешность) перьев лопаток; 2) погрешность установки лопаток в диск; 3) деформации пера лопаток в ходе сборки РК и эксплуатации; 4) рабочие факторы лопаточных колёс.

Выбор факторов обусловлен следующими причинами. Изготовленные лопатки характеризуются геометрическими отклонениями, которые соответствуют техническим требованиям на изготовление компрессора. Наиболее существенными геометрическими отклонениями являются угол разворота и смещение сечений от номинально заданных положений. Положение лопатки в ходе сборки РК определяется величинами зазоров в замковом соединении лопатки и диска, а также натягами по контактными поверхностям антивибрационных полок лопаток. Сборка РК приводит к тому, что формируется напряжённо-деформированное состояние системы диск-лопатки из-за наличия замкнутого контура. При этом лопатки испытывают деформацию кручения. В результате каждый профиль лопатки и межлопаточный канал в РК имеют уникальную форму и проходную площадь сечения. Кроме того, на РК в процессе его работы воздействуют центробежные и газовые силы, приводящие к изменению углов расположения профилей лопаток. Исходными параметрами, влияющими на рабочий процесс в РК, являются расход воздуха через него, температура, давление и параметры газовой среды. Все перечисленные факторы приводят к возникновению неравномерности течения газового потока через отдельные межлопаточные каналы РК, что ведёт к возникновению неуравновешенных газовых сил, вызывающих аэродинамический дисбаланс РК. При этом аэродинамический дисбаланс сложно выявить и устранить экспериментальным путём.

Методика оценки и снижения аэродинамического дисбаланса рабочих колёс вентиляторов ГТД включает следующие этапы расчёта: 1) давления и температуры, определяемых газовой средой на перо лопатки в процессе работы РК; 2) деформаций геометрии пера лопатки; 3) неуравновешенных сил, возникающих в результате течения газового потока через межлопаточный канал; 4) аэродинамического дисбаланса рабочего колеса и параметров, необходимых для его компенсации. Этапы реализации методики и их взаимодействие с процессом изготовления РК представлены на рис. 1 в виде блок-схемы.

На первом этапе методики производится расчёт распределения давления P_L и температурного воздействия газовой среды T_L^* по перу лопатки под воздействием рабочих параметров. Расчёт выполняется для заданной геометрии пера лопатки с учётом факторов, действующих в ходе работы изделия при максимальном режиме.

Параметрами, характеризующими работу рассматриваемого РК, являются: параметры рабочей среды, частота вращения ротора $n = 5400$ об/мин, газодинамические параметры (расход воздуха сектора $G = 0,195$ кг/с, контрольное давление $P = 101325$ Па и температура на входе $T^* = 288$ К). Для расчётов использован модуль «CFX» системы «ANSYS Workbench». Используемая в расчётах 3D-модель сектора РК образует объём, сквозь который проходит газ при работе изделия. Сектор ограничен сложнопрофильными поверхностями пера и двух соседних лопаток. Используемая на первом этапе 3D-модель представлена на рис. 2.

Полученные в результате расчёта картины распределения давления и температуры по лопатке представлены на рис. 3.

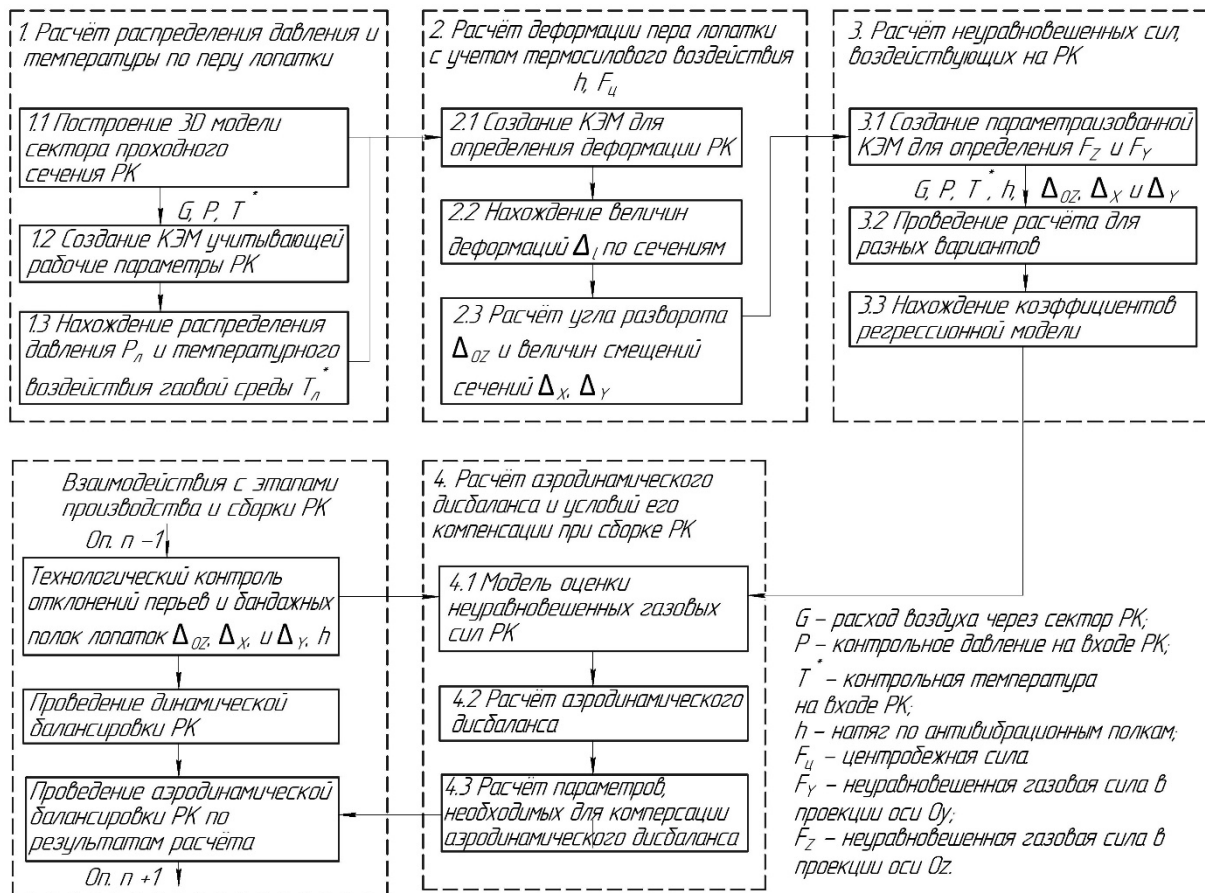


Рис. 1. Блок-схема методики оценки и определения условий компенсации аэродинамического дисбаланса рабочего колеса

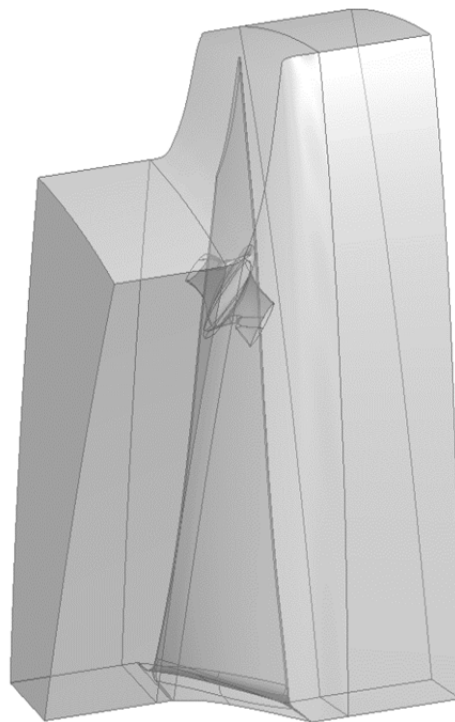


Рис. 2. 3D-модель сектора рабочего колеса

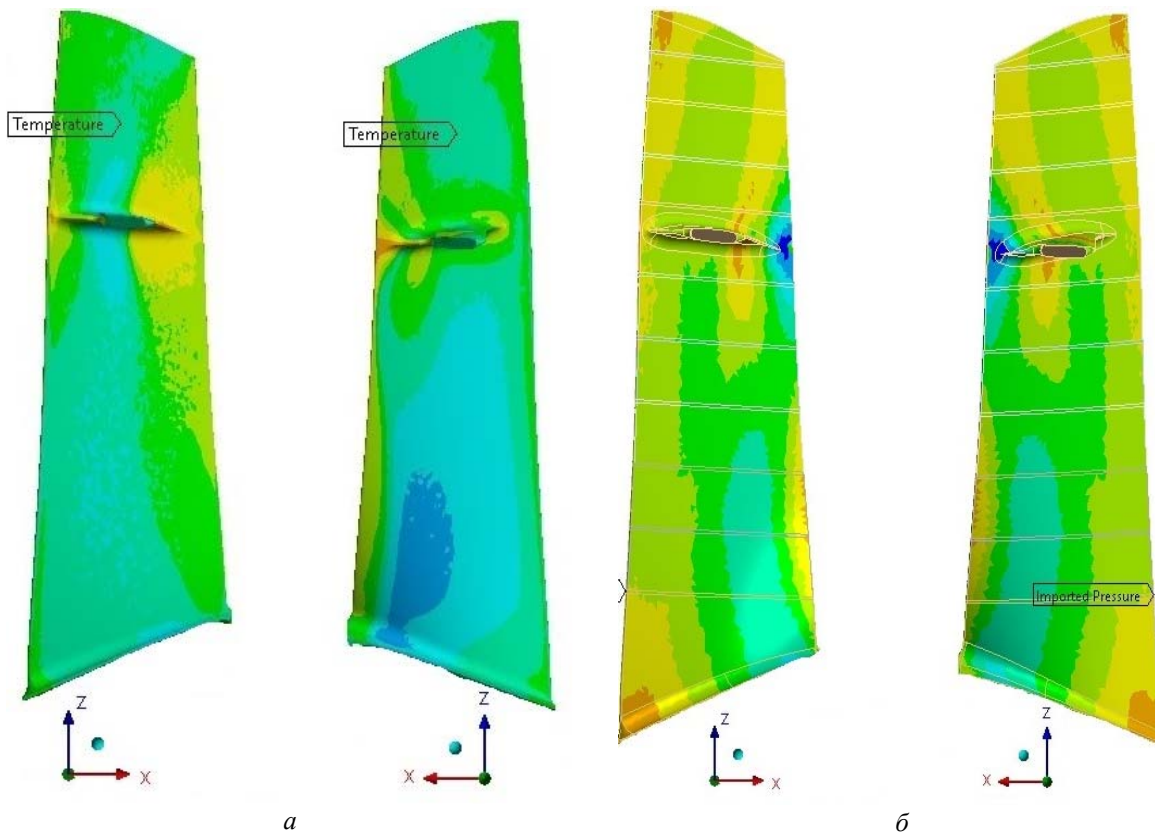


Рис. 3. Картины распределения по лопатке:
а – температуры; б – давления

Высоконагруженными элементами лопатки являются входная кромка в области нижней полки и концевая часть. Со стороны выходной кромки на уровне бандажной полки возникает отрицательное давление. В процессе сжатия воздуха лопатки РК совершают работу, вследствие чего происходит их нагрев. Наиболее нагретыми частями лопатки, согласно приведённым картинам распределения температуры, являются входная и выходная кромки пера лопатки в области бандажной полки.

На втором этапе выполняется расчёт деформации пера лопатки с учётом воздействия рабочих факторов. В состав расчётной модели входят лопатка и сектор диска. Расчёт проводился в модуле «Static Structural» системы «ANSYS Workbench».

В КЭМ сектора РК были заданы следующие нагрузки: центробежная сила $F_{ц}$, натяг по антивибрационным полкам h , распределение давления и температуры. Закрепление сектора диска выполнялось по его присоединительным поверхностям. Величина деформации оценивалась по контрольным точкам, которые расположены на кромках лопатки. Используемая 3D-модель при расчётах состояла из узла, включающего сектор диска, лопатки и части бандажных полок соседних лопаток. Перо лопатки разделено сечениями для дальнейшего контроля величин деформаций.

Контрольные точки пера лопатки показаны на рис. 4. Внешний вид 3D-модели сектора РК представлен на рис. 5, а. На рис. 5, б представлен внешний вид деформированной 3D-модели сектора РК в масштабе 10:1.

Величины деформаций пера лопаток в рассматриваемых точках, полученные в ходе расчёта с использованием КЭМ, представлены в табл. 1.

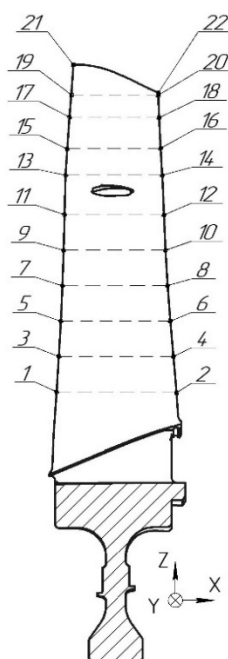


Рис. 4. Эскиз лопатки с точками для контроля деформации

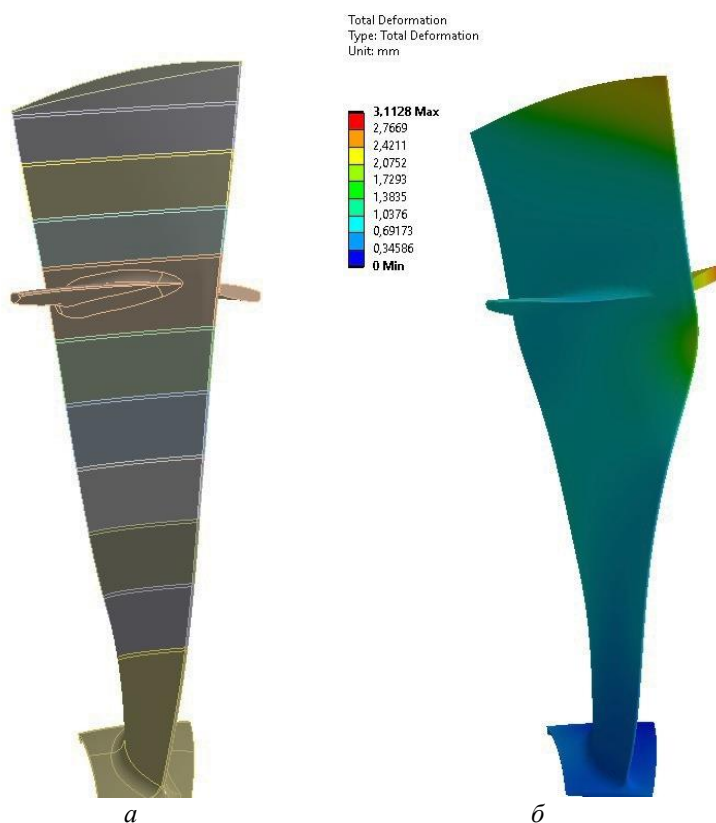


Рис. 5. Внешние 3D-модели сектора рабочего колеса: а – номинальная; б – с учётом деформации в масштабе 10:1

Таблица 1. Величины деформаций пера лопатки в контрольных точках

№ точки	Величина деформации в точке, мм				№ точки	Величина деформации в точке, мм			
	X	Y	Z	Σ		X	Y	Z	Σ
1	-0,078	0,295	0,446	0,540	2	0,272	-0,411	0,248	0,552
3	-0,162	0,362	0,496	0,634	4	0,476	-0,707	0,396	0,940
5	-0,047	0,208	0,489	0,534	6	0,598	-0,752	0,499	1,083
7	0,297	-0,157	0,562	0,654	8	0,588	-0,646	0,589	1,054
9	0,870	-0,668	0,594	1,248	10	0,360	-0,360	0,655	0,830
11	1,259	-0,969	0,665	1,722	12	-0,117	0,107	0,660	0,679
13	0,460	-0,350	0,839	1,019	14	-0,270	0,224	0,683	0,768
15	-0,181	0,137	0,939	0,966	16	-0,220	0,182	0,704	0,759
17	-0,849	0,619	1,038	1,477	18	-0,306	0,282	0,696	0,810
19	-1,425	1,017	1,122	2,079	20	-0,574	0,508	0,663	1,013
21	-1,923	1,369	1,192	2,644	22	-0,629	0,549	0,657	1,063

Анализ табл. 1 показывает, что наибольшая деформация в точках под номерами 19 и 21, расположенных на входной кромке лопатки РК. В точках 1 и 2 наблюдается наименьшая величина деформаций лопатки РК.

На рис. 6 приведена графическая зависимость изменения суммарной деформации кромок лопатки в контролируемых точках.

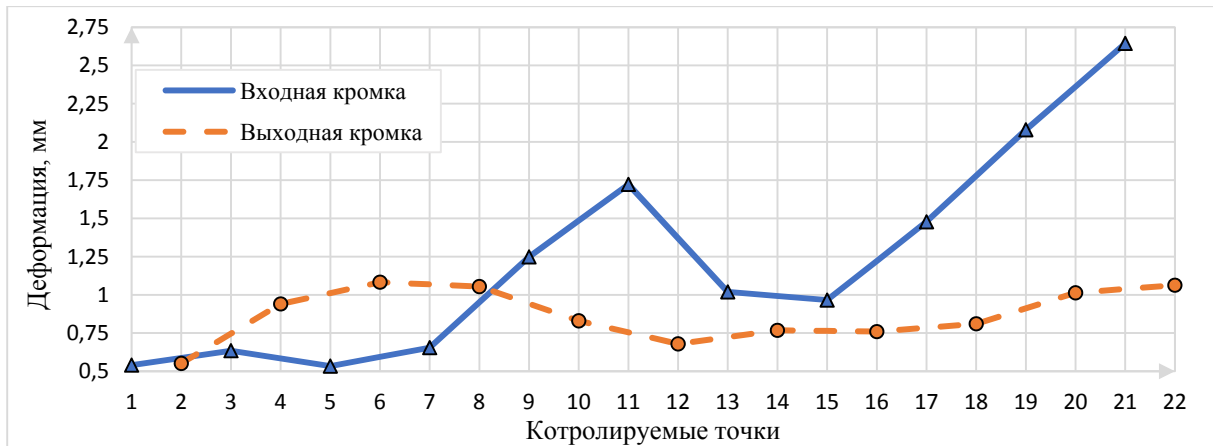


Рис. 6. Графическая зависимость изменения суммарной деформации кромок лопатки в контролируемых точках пера

На рис. 6 сплошной линией показаны величины деформаций точек входной кромки. Пунктирной линией на рис. 6 показаны величины деформаций точек выходной кромки. Исходя из полученной зависимости, представленной на рис. 6, и картины деформации (рис. 5), можно отметить, что наибольшей деформации подвергается входная кромка. Это приводит к развороту пера лопатки в большей степени относительно оси Oz . Деформация пера лопатки приводит к уменьшению угла атаки.

На основе полученных значений деформаций были рассчитаны величины смещений и разворота контрольных сечений лопатки. Расчёт проводился на основе проекций сечений вдоль осей Ox и Oy . Процесс расчёта был осложнён объёмными деформациями, которые приводят к относительному изменению расположение сечений и их формы. Первоначально были рассчитаны величины смещения вдоль осей Ox и Oy относительно координат точек входной кромки, после чего было проведено смещение деформированного вектора в координаты точки. Затем был рассчитан угол разворота вдоль оси Oz β согласно выражению

$$\beta = \arccos \left(\frac{\overline{a}_n \cdot \overline{b}_n}{|\overline{a}_n| \cdot |\overline{b}_n|} \right), \quad (1)$$

где \overline{a}_n – вектор, построенный по номинальным координатам n -го сечения; \overline{b}_n – вектор, построенный по деформированным координатам n -го сечения.

Рассчитанные значения смещений и угла разворота пера лопатки представлены в табл. 2.

Таблица 2. Рассчитанные значения смещений и угла разворота пера лопатки

Откл.	Номер сечения										
	1-2	3-4	5-6	7-8	9-10	11-12	13-14	15-16	17-18	19-20	21-22
Δ_x	-0,078	-0,162	-0,047	0,297	0,870	1,259	0,460	-0,181	-0,849	-1,425	-1,882
Δ_y	0,295	0,362	0,208	-0,157	-0,668	-0,969	-0,350	0,137	0,619	1,017	1,337
Δ_{oz}	-0,302	-0,466	-0,424	-0,201	0,205	0,595	0,303	0,018	-0,197	-0,297	-0,443

Построенные зависимости смещения сечений вдоль осей Ox и Oy , а также угла разворота относительно оси Oz представлены на рис. 7 и 8 соответственно.

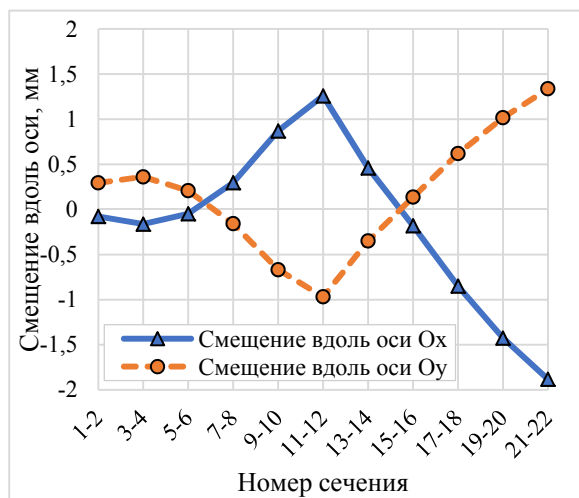


Рис. 7. Зависимость изменения смещения в контролируемых сечениях

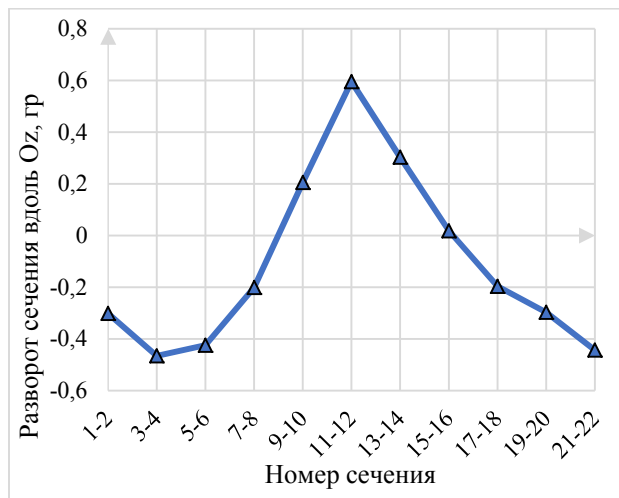


Рис. 8. Зависимость изменения разворота вдоль оси Oz в контролируемых сечениях

На рис. 7 сплошной линией показаны изменения смещений сечений вдоль оси Ox . Пунктирной линией показаны величины смещений сечений вдоль оси Oy . Полученные данные отклонений были использованы для построения параметризованной твёрдотельной модели лопатки методики. В параметризованной модели задающими параметрами являются отклонения контрольных точек 11 и 12. Остальные сечения перестраиваются пропорционально длине и в зависимости от заданного отклонения в контрольном сечении «11-12».

Третий этап методики предусматривает выполнение расчёта неуравновешенных сил в результате течения газового потока сквозь сектор РК. В КЭ модели использовалась параметризованная 3D-модель лопатки. Граничные условия расчёта были заданы аналогичные, что и на первом этапе методики. КЭМ необходима для формирования исходных данных для регрессионной зависимости. Исходными данными являлись результаты моделирования течения газового потока сквозь сектор РК с различными вариантами сочетаний геометрических отклонений сечений пера лопатки и величины межбандажного натяга.

Полученная регрессионная зависимость неуравновешенной газовой силы F_z в проекции оси Oz имеет следующий вид:

$$F_z = 6,34\Delta_x + 1,78\Delta_y + 87,54\Delta_{Oz} + 48,59h - 6,02 \cdot 10^2, \quad (2)$$

где Δ_x , Δ_y – линейное отклонение от номинального положения вдоль оси Ox и Oy контрольного сечения лопатки, мм; Δ_{Oz} – угловое отклонение от номинального положения вдоль оси Oz контрольного сечения лопатки, градус; h – натяг, образованный по нескольким сопрягаемым поверхностям антивибрационных полок лопаток, мм.

Полученная зависимость неуравновешенной газовой силы F_y в проекции оси Oy для рассматриваемого РК имеет следующий вид:

$$F_y = -4,27\Delta_x - 0,81\Delta_y - 65,65\Delta_{Oz} - 40,12h + 8,33 \cdot 10^2. \quad (3)$$

Входные параметры при моделировании были заданы в следующих диапазонах с учётом возможности возникновения погрешностей изготовления и сборки РК:

$$\Delta_x, \Delta_y = -0,8 \dots 0,8 \text{ мм};$$

$$\Delta_{Oz} = -0,7 \dots 0,7 \text{ градус};$$

$$h = 0,52 \dots 0,97 \text{ мм}.$$

Достоверность выражений (2) и (3) оценивалась с использованием коэффициента детерминации R^2 , значение которого составило 0,998 и 0,999 соответственно.

В ходе четвёртого этапа методики предусмотрено проведение расчёта аэродинамического дисбаланса РК и условий его компенсаций при сборке. Под условиями компенсации аэродинамического дисбаланса понимается масса корректирующего груза и угол его расположения. Найденные векторы проекций газовых сил на оси Oz и Oy изменяются на углы установки лопаток в РК. После этого проекции векторов сил суммируются. В итоге получают суммарные векторы проекции газовых сил на оси Oz и Oy . Аэродинамический дисбаланс D_a вычисляется с использованием выражения:

$$D_a = \frac{\sqrt{F_{\Sigma Z} + F_{\Sigma Y}}}{w^2}, \quad (4)$$

где $F_{\Sigma Z}, F_{\Sigma Y}$ – суммарные результирующие проекции газовых сил на оси Oz и Oy , возникшие вследствие обтекания лопаток газовым потоком; w – угловая скорость вращения рабочего колеса.

Устранение аэродинамической неуравновешенности выполняется путём добавления балансирующего груза, либо снятием массы с торцов рабочего колеса. Масса корректирующего груза может быть найдена по формуле:

$$m = \frac{D_a}{r}, \quad (5)$$

где r – радиус расположения корректирующего груза.

Угол расположения корректирующего груза определяется по формуле:

$$\varphi = \arccos \left(\frac{(\overline{F_{\Sigma Z} + F_{\Sigma Y}}) \cdot \overline{F_{\Sigma nY}}}{|\overline{F_{\Sigma Z} + F_{\Sigma Y}}| \cdot \overline{F_{\Sigma nY}}} \right) + 180^\circ, \quad (6)$$

где $\overline{F_{\Sigma nY}}$ – единичный вектор силы, направленный вдоль оси Oy, H .

Рассчитанные величины аэродинамического дисбаланса в зависимости от смещения контрольного сечения вдоль оси Ox, Oy и углового отклонения контрольного сечения вокруг оси Oz представлены в табл. 3.

В ходе расчёта аэродинамического дисбаланса РК подвергалась изменению одна лопатка, остальные имели номинальные геометрические размеры. Диапазон отклонений был взят исходя из двукратного допуска, назначенного конструктором, что позволяет описать большинство встречающихся в производстве случаев.

На основе результатов, представленных в табл. 3, выполнено построение зависимости между аэродинамическим дисбалансом РК и его геометрическими отклонениями. Зависимость аэродинамического дисбаланса от заданного отклонения контрольного сечения пера лопатки РК приведена на рис. 9.

Таблица 3. Величина аэродинамического дисбаланса

В зависимости от смещения контрольного сечения вдоль оси Ox									
Δ_x , мм	-0,8	-0,5	-0,3	-0,1	0	0,1	0,3	0,5	0,8
D_a , г·мм	20,0	13,1	11,3	5,6	0	2,2	1,9	8,8	21,0
В зависимости от смещения контрольного сечения вдоль оси Oy									
Δ_y , мм	-0,8	-0,5	-0,3	-0,1	0	0,1	0,3	0,5	0,8
D_a , г·мм	11,9	8,1	7,6	3,4	0	5,3	3,8	2,2	2,5
В зависимости от углового отклонения контрольного сечения вокруг оси Oz									
Δ_{Oz} , градус	0,7	0,5	0,3	0,1	0	-0,1	-0,3	-0,5	-0,7
D_a , г·мм	231,1	163,9	99,4	39,4	0	24,4	99,1	164,5	225,8

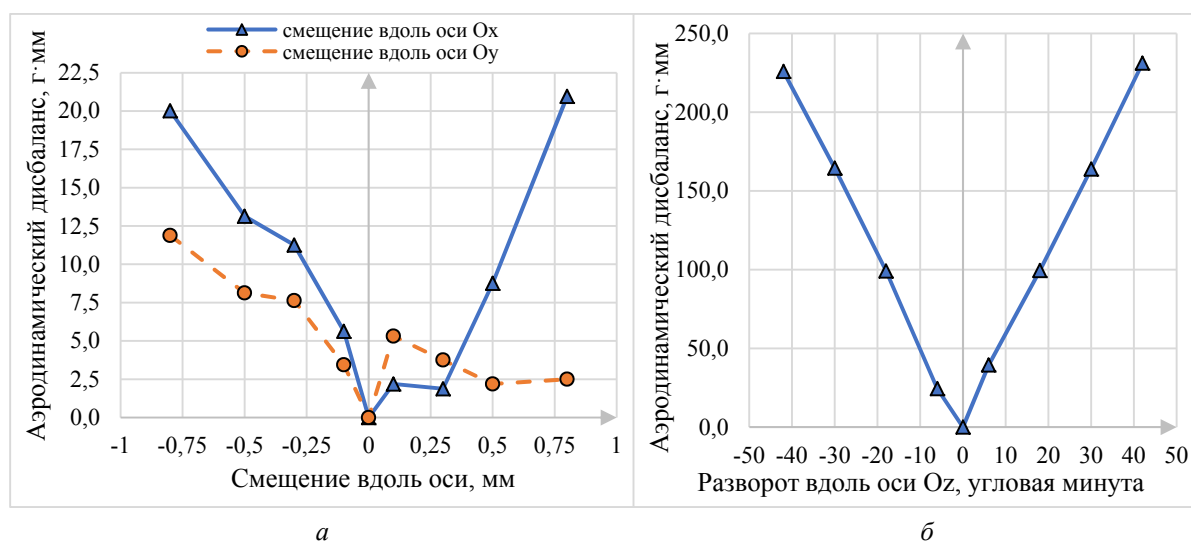


Рис 9. Зависимость аэродинамического дисбаланса от заданного отклонения сечения:
 а – смещение вдоль оси Ox и Oy ; б – разворот вдоль оси Oz

На рис. 9 сплошной линией показаны величины смещений сечений вдоль оси Ox . Пунктирной линией показаны величины смещений сечений вдоль оси Oy .

Изучив представленные на рис. 9 зависимости, можно отметить, что наиболее значимым геометрическим отклонением, приводящим к возникновению аэродинамического дисбаланса РК, является угол разворота пера лопатки вдоль оси Oz , наименьшее влияние оказывает смещение вдоль оси Oy . Положительное геометрическое отклонение, связанное со смещением сечения лопатки вдоль оси Oy , в малой степени увеличивает дисбаланс РК.

Заключение

В работе представлена методика, позволяющая оценивать аэродинамический дисбаланс РК ГТД и рассчитывать условия его компенсации. Методика позволяет учитывать значимые рабочие факторы РК и геометрические отклонения пера лопаток, которые в большей степени зависимы от их неуравновешенных сил.

Объектом исследования являлось РК первой ступени компрессора низкого давления газотурбинного двигателя. По данным конструкторской документации сформированы различные варианты геометрии РК, полученные сочетаниями величин геометрических отклонений контрольного сечения и межбандажного натяга лопаток. Проведены

расчёты для сформированных вариантов геометрии. Результаты расчётов позволили получить зависимости неуравновешенных газовых сил от рассматриваемых факторов.

Полученные на основе разработанной модели графические зависимости позволяют быстро проводить расчёт аэродинамического дисбаланса РК и рассчитывать условия его компенсации. Компенсация аэродинамического дисбаланса может быть выполнена на этапе сборки и балансировки РК путём снятия слоя материала или добавления корректирующих масс. Описанные зависимости могут быть получены на этапе технологической подготовки производства изделия. Использование разработанной методики создаёт возможность снижения уровня вибрации двигателя.

Библиографический список

1. Латыпов Ш.Б. Аддитивное производство в авиационной промышленности // Материалы XIV Всероссийской молодёжной научной конференции «Мавлютовские чтения» (01-03 ноября 2020 г., Уфа). Т. 2. Уфа: УГАТУ, 2020. С. 40.
2. Карасев В.А., Максимов В.П., Сидоренко М.К. Вибрационная диагностика газотурбинных двигателей. М.: Машиностроение, 1978. 132 с.
3. Сидоренко М.К. Виброметрия газотурбинных двигателей. М.: Машиностроение, 1973. 224 с.
4. Суворов Л.М. Способ балансировки аэродинамики лопаточного колеса: патент РФ № 2301966; опубл. 27.06.2007; бюл. № 18.
5. Суворов Л.М. Способ низкооборотной балансировки массы и аэродинамики высокооборотного лопаточного ротора: патент РФ № 2419773; опубл. 27.05.2011; бюл. № 15.
6. Жаворонков Л.А. Способ балансировки лопаточного колеса машины и устройство для определения геометрических параметров лопаток лопаточного колеса машины: патент РФ № 2082072; опубл. 20.06.1997.
7. Идельсон А.М. Моделирование аэродинамического дисбаланса на лопатках вентилятора // Сб. трудов Международной научно-технической конференции «Проблемы и перспективы развития двигателестроения» (26-27 июня 2003 г., Самара). Ч. 2. Самара: СГАУ, 2003. С. 180-185.
8. Филимонихин Г.Б., Олийниченко Л.С. Исследование возможности уравнивания аэродинамического дисбаланса крыльчатки осевого вентилятора корректировкой масс // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. 2015. Т. 5, № 7 (77). С. 30-35. DOI: 10.15587/1729-4061.2015.51195
9. Owens B.C., Griffith D.T., Resor B.R., Hurtado J.E. Impact of modeling approach on flutter predictions for very large wind turbine blade designs // 69th Annual Forum AHS (May, 21-23, 2013, Phoenix, Arizona)
10. Kim J.-H., Ovgor B., Cha K.-H., Kim J.-H., Lee S., Kim K.-Y. Optimization of the aerodynamic and aeroacoustic performance of an axial-flow fan // AIAA Journal. 2014. V. 52, Iss. 9. P. 2032-2044. DOI: 10.2514/1.j052754
11. Kabannyk S., Zinkovskii A., Stel'makh A., Savchenko K. Method of prediction of dynamic stability of gas-turbine engine blade assemblies for subsonic flutter // Proceedings of the 26th International Congress on Sound and Vibration, ICSV 2019 (July, 7-11, 2019, Montreal, Canada)
12. Niebsch J., Ramlau R., Nguyen T.T. Mass and aerodynamic imbalance estimates of wind turbines // Energies. 2010. V. 3, Iss. 4. P. 696-710. DOI: 10.3390/en3040696
13. Коленько Г.С., Ласкин А.С. Нестационарные и осреднённые аэродинамические нагрузки, действующие на рабочие лопатки разной геометрии //

Научно-технические ведомости СПбПУ. Естественные и инженерные науки. 2020. Т. 26, № 1. С. 15-28. DOI: 10.18721/JEST.26102

14. Корнеев Н.В., Полякова Е.В. Аэродинамический дисбаланс турбокомпрессора как причина снижения энергетических показателей двигателей внутреннего сгорания // Техника машиностроения. 2014. Т. 21, № 1 (89). С. 51-57.

METHODOLOGY FOR ASSESSING AND REDUCING THE AERODYNAMIC IMBALANCE OF THE IMPELLERS OF GTE FANS

© 2023

E. V. Kudashov Postgraduate Student of the Department of Engine Production Technology; Samara National Research University, Samara, Russian Federation; KEV-fantom@yandex.ru

I. A. Grachev Postgraduate Student of the Department of Engine Production Technology; Samara National Research University, Samara, Russian Federation; grachmalek2602@gmail.com

M. A. Bolotov Candidate of Technical Sciences, Associate Professor of the Department of Engine Production Technology; Samara National Research University, Samara, Russian Federation; maikl.bol@gmail.com

The reasons for the occurrence of increased vibration of the engine rotor due to aerodynamic imbalance of the fan of the first stage of the impeller are determined. A method for estimating the aerodynamic imbalance of the gas turbine engine fan is proposed, taking into account the influence of the following factors: geometric errors in the manufacture of blade airfoils and their positioning in the disk; deformation of the blade airfoil during the assembly of the impeller, as well as the factors of the working process occurring in the impeller. The use of the technique makes it possible to evaluate the aerodynamic imbalance of the impeller at the stage of its balancing and significantly reduce the amount of aerodynamic imbalance by determining the parameters for removing a layer of material or adding corrective masses. The influence of geometric errors of the blades on the value of the aerodynamic imbalance of the impeller was analyzed. Based on the results of the research, the type of dependence of unbalanced gas forces on the influence of technological and operational factors of the impeller under consideration was determined.

Impeller; aerodynamic imbalance; unbalanced forces; balancing; finite element model; geometric deflections; operating factors; regression dependence

Citation: Kudashov E.V., Grachev I.A., Bolotov M.A. Methodology for assessing and reducing the aerodynamic imbalance of the impellers of GTE fans. *Vestnik of Samara University. Aerospace and Mechanical Engineering*. 2023. V. 22, no. 1. P. 85-97. DOI: 10.18287/2541-7533-2023-22-1-85-97

References

1. Latypov Sh.B. Additivnoe proizvodstvo v aviatsionnoy promyshlennosti. *Materialy XIV Vserossiyskoy molodezhnoy nauchnoy konferentsii «Mavlyutovskie chteniya»* (November, 01-03, 2020, Ufa). V. 2. Ufa: UGATU Publ., 2020. P. 40. (In Russ.)
2. Karasev V.A., Maksimov V.P., Sidorenko M.K. *Vibratsionnaya diagnostika gazoturbinnnykh dvigateley* [Vibration diagnostics of gas turbine engines]. Moscow: Mashinostroenie Publ., 1978. 132 p.
3. Sidorenko M.K. *Vibrometriya gazoturbinnnykh dvigateley* [Vibrometry of gas turbine engines]. Moscow: Mashinostroenie Publ., 1973. 224 p.
4. Suvorov L.M. *Sposob balansirovki aerodinamiki lopatochnogo koleasa* [Method of balancing aerodynamics of blade wheel]. Patent RF, no. 2301966, 2007. (Publ. 27.06.2007, bull. no. 18)

5. Suvorov L.M. *Sposob nizkooborotnoy balansirovki massy i aerodinamiki vysokooborotnogo lopatochnogo rotora* [Procedure for low speed mass balancing and aerodynamics of high speed vane rotor]. Patent RF, no. 2419773, 2011. (Publ. 27.05.2011, bull. no. 15)
6. Zhavoronkov L.A. *Sposob balansirovki lopatochnogo koleasa mashiny i ustroystvo dlya opredeleniya geometricheskikh parametrov lopatok lopatochnogo koleasa mashiny* [Method of balancing bladed wheel of machine and device for checking geometric parameters of blades of machine bladed wheel]. Patent RF no. 2082072, 1997. (Publ. 20.06.1997)
7. Idel'son A.M. Modelirovanie aerodinamicheskogo disbalansa na lopatkakh ventilyatora. *Sb. trudov Mezhdunarodnoy nauchno-tekhnicheskoy konferentsii «Problemy i perspektivy razvitiya dvigatelestroeniya» (June, 26-27, 2003, Samara)*. Part 2. Samara: Samara State Aerospace University Publ., 2003. P. 180-185. (In Russ.)
8. Filimonikhin G.B., Olijnichenko L.S. Investigation of the possibility of balancing aerodynamic imbalance of the impeller of the axial fan by correction of masses. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 2015. V. 5, no. 7 (77). P. 30-35. (In Russ.). DOI: 10.15587/1729-4061.2015.51195
9. Owens B.C., Griffith D.T., Resor B.R., Hurtado J.E. Impact of modeling approach on flutter predictions for very large wind turbine blade designs. *69th Annual Forum AHS (May, 21-23, 2013, Phoenix, Arizona)*
10. Kim J.-H., Ovgor B., Cha K.-H., Kim J.-H., Lee S., Kim K.-Y. Optimization of the aerodynamic and aeroacoustic performance of an axial-flow fan. *AIAA Journal*. 2014. V. 52, Iss. 9. P. 2032-2044. DOI: 10.2514/1.j052754
11. Kabannyk S., Zinkovskii A., Stel'makh A., Savchenko K. Method of prediction of dynamic stability of gas-turbine engine blade assemblies for subsonic flutter. *Proceedings of the 26th International Congress on Sound and Vibration, ICSV 2019 (July, 7-11, 2019, Montreal, Canada)*
12. Niebsch J., Ramlau R., Nguyen T.T. Mass and aerodynamic imbalance estimates of wind turbines. *Energies*. 2010. V. 3, Iss. 4. P. 696-710. DOI: 10.3390/en3040696
13. Kolenko G.S., Laskin A.S. Unsteady and averaged aerodynamic loads acting on rotor blades of different geometry. *St. Petersburg Polytechnic University Journal of Engineering Science and Technology*. 2020. V. 26, no. 1. P. 15-28. (In Russ.). DOI: 10.18721/JEST.26102
14. Korneev N.V., Polyakova E.V. Aerodynamic disbalance of the turbocompressor as the reason of lowering of power indexes of internal combustion engines. *Tekhnika Mashinostroeniya*. 2014. V. 21, no. 1 (89). P. 51-57. (In Russ.)