

$$q_h = Q_h \cdot 10^3, \text{Вт/м}^2 \quad (1)$$

где Q_h – максимальный расход тепловой энергии на отопление здания, кВт/м².

Класс энергетической эффективности

Обозначение класса энергетической эффективности	Наименование класса энергетической эффективности	Величина отклонения удельного годового расхода энергетических ресурсов от нормированных показателей, %
A	Очень высокий	– 40 и менее
B	Высокий	от – 30 и до – 40
C	Повышенный	от – 15 до - 30
D	Нормальный	от 0 до - 15
E	Пониженный	от + 35 до 0
F	Низкий	от + 70 до + 35
G	Особо низкий	Более + 70

Таким образом, высокопрофессиональные энергоаудиторы способны выявить места нерационального потребления ресурсов, иногда даже те, которые не заметны специалистам эксплуатационных служб предприятия, готовы оценить финансовые потери предприятия и разработать соответствующие эффективные и экономически целесообразные меры по устранению потерь и тем самым повысить энергоэффективность объекта исследования.

Список используемых источников

1. Федеральный закон Российской Федерации от 23 ноября 2009 г. № 261-ФЗ «Об энергосбережении и о повышении энергетической эффективности...» [Электронный ресурс]. URL: http://www.consultant.ru/document/cons_doc_LAW_93978/ (дата обращения 17.11.2016).
2. Ливчак В. И. Энергетический паспорт здания – инструмент повышения его энергоэффективности // Энергосбережение. 2010. № 8.
3. Ливчак В. И. Реальный путь повышения энергоэффективности за счет утепления зданий // АВОК. 2010. № 3.

УДК 621.438.082.2

ОЦЕНКА ДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК РАБОЧЕГО КОЛЕСА ОСЕВОГО КОМПРЕССОРА

DYNAMIC BEHAVIOR ANALYSIS OF A ROTOR COMPRESSOR BLADE

Нусс А. С., Седунин В. А.
Уральский федеральный университет, г. Екатеринбург,
anastasiya-nuss@mail.ru

Nuss A. S., Sedunin V. A.
Ural Federal University, Ekaterinburg

Аннотация: Выполнен расчет напряженно-деформированного состояния (НДС) рабочей лопатки (РЛ) седьмой ступени осевого компрессора с учетом эксплуатационных нагрузок. Показано, что для исследуемого рабочего колеса выполняются условия прочности. Решена задача оценки динамических характеристик рабочего колеса осевого компрессора в трехмерной постановке с учетом предварительного напряженного состояния. Расчет собственных частот и форм колебаний произведен в пакете конечно-элементного анализа ANSYS. Построена резонансная диаграмма, определены резонансные режимы рабочего колеса для рассматриваемых диапазонов. Разработаны методы, обеспечивающие смещение опасных резонансов за пределы рабочих режимов двигателя путем изменения собственных вибрационных свойств лопатки.

Abstract: The article provides a calculation of the stress-strain state (SSS) of the rotor blade (RL) of the seventh stage of an axial compressor subject to operating loads. It is shown that for the investigated blade is carried out the conditions of strength. The problem of evaluating the dynamic characteristics of the rotor blade of the axial compressor in a three-dimensional setting, taking into account pre-stress state is solved. Computation of natural frequencies and modes is carried out in CAE-software – ANSYS. Resonant diagram is plotted, resonant modes are identified for ranges under consideration. Methods to ensure the offset of dangerous resonances beyond the operation conditions of the engine by changing its natural vibration properties of the blade is developed.

Ключевые слова: рабочая лопатка компрессора; резонансная диаграмма; собственные частоты; напряженно-деформированное состояние.

Key words: rotor blade; resonant diagram; natural frequencies; stress-strain state.

Газотурбинные двигатели, работающие в широком диапазоне частот, неизбежно имеют некоторые критические режимы, при которых возникают резонансные колебания в лопаточном венце. Конструктивно-технологические мероприятия, направленные на устранение вибрационных поломок лопатки в процессе доводки двигателя, подразделяются на три группы. В данной работе будет рассмотрена только одна группа мероприятий, которая обеспечивает смещение опасных резонансов за пределы рабочих режимов двигателя путем изменения собственных вибрационных свойств лопатки (частоты собственных колебаний). Вибрационная доводка элементов турбомашин заключается, как

правило, в частотной отстройке [1]. Необходимость отстройки определяется на этапе проектирования, поскольку оказывает большое влияние на эффективность компрессора. Частоту собственных колебаний (ЧСК) изменяют за счет изменения размеров лопатки, а именно: осевая длина лопатки, радиус входной и выходной кромок, относительная толщина лопатки.

Объектом исследования была выбрана рабочая лопатка седьмой ступени осевого компрессора ГТУ. Для оценки прочностных характеристик была решена задача об определении собственных частот и соответствующих им форм колебаний конструкции с учетом предварительного напряженного состояния, вызванного действующими на конструкцию силовыми факторами, для чего в пакете ANSYS выполнялся предварительный статический расчет НДС. Модальный анализ выполнен для всех узловых диаметров. Диапазон с большими значениями не рассматривался, в связи с отсутствием пересечений с представляющими интерес гармониками возбуждения. Для дальнейшего построения резонансных диаграмм модальный анализ также проводился и без учета предварительного напряженного состояния.

По результатам этих расчетов была построена резонансная диаграмма, на которой кружками отмечены пересечения лучей гармоник возбуждения с собственными частотами (рис. 1).

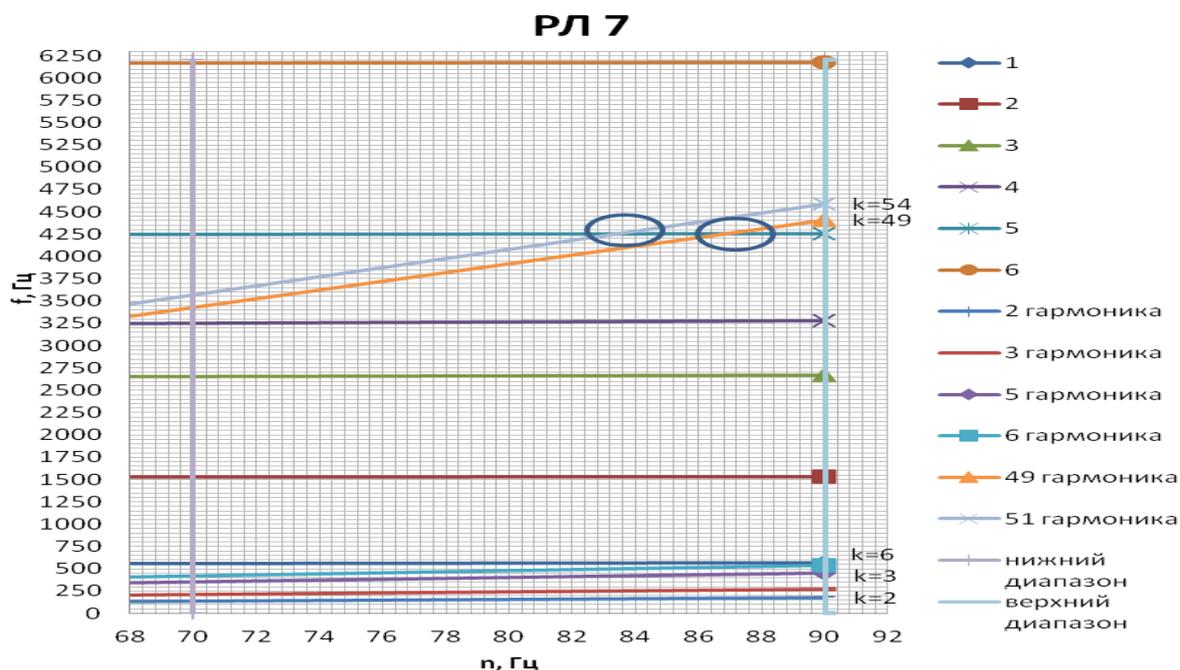


Рис. 1. Резонансная диаграмма исходной РЛ7

Анализ резонансной диаграммы показывает на возможность попадания на основные рабочие режимы высокочастотных резонансов от сильных возбудителей (от сопловых лопаток). Видно, что исходная лопатка имеет пересечения в рабочем диапазоне (75-85 Гц) по первой и пятой формам с 6-й гармоникой, которая соответствует числу стоек, 49-й гармоникой – число направляющих 6-й ступени и 54-й гармоникой – количество НА7.

Как следует из представленных результатов, что для уменьшения числа опасных пересечений в рабочем диапазоне, требуется снижение частоты собственных колебаний по первой форме и увеличение ЧСК по пятой за счет перепрофилирования лопатки. Это организовано с помощью уменьшения осевой длины и максимальной толщины профиля в корне и на периферии. Выбор этих параметров обоснован аналитически. Поскольку первая форма является изгибной, то для изменения ее частоты необходимо уменьшение толщины лопатки в корневом сечении, вследствие этого снизится жесткость конструкции и упадет частота первой изгибной формы [2]. Уменьшение массы на периферии приведет к увеличению частоты пятой формы. Результаты изменения геометрии лопатки представлены в таблице.

Результаты перепрофилирования РЛ10

Параметр	Исходная РЛ	Перепрофилирования РЛ
Осевая длина (среднее сечение), мм	55	53
Осевая длина (периферийное сечение), мм	52	51
Стах (корневое сечение)	9,53	7,09
Стах (периферийное сечение)	6,81	4,22

Расчет перепрофилированной лопатки был произведен аналогичному расчету исходной. Результатами расчетов явилась резонансная диаграмма, представленная на рис. 2.

Резонансная диаграмма перепрофилированной РЛ показывает, что существующие пересечения возбуждающих гармоник с ЧСК исходной лопатки были смещены из диапазона рабочих режимов в область «проходных». Теперь 51-я гармоника пересекается с 5-й формой на частоте 73 Гц, а 49-я гармоника на частоте 75 Гц.

Таким образом, изменение геометрии лопатки позволило исключить опасные зоны резонансных колебаний путем перевода сильных резонансов на малоиспользуемые или проходные обороты.

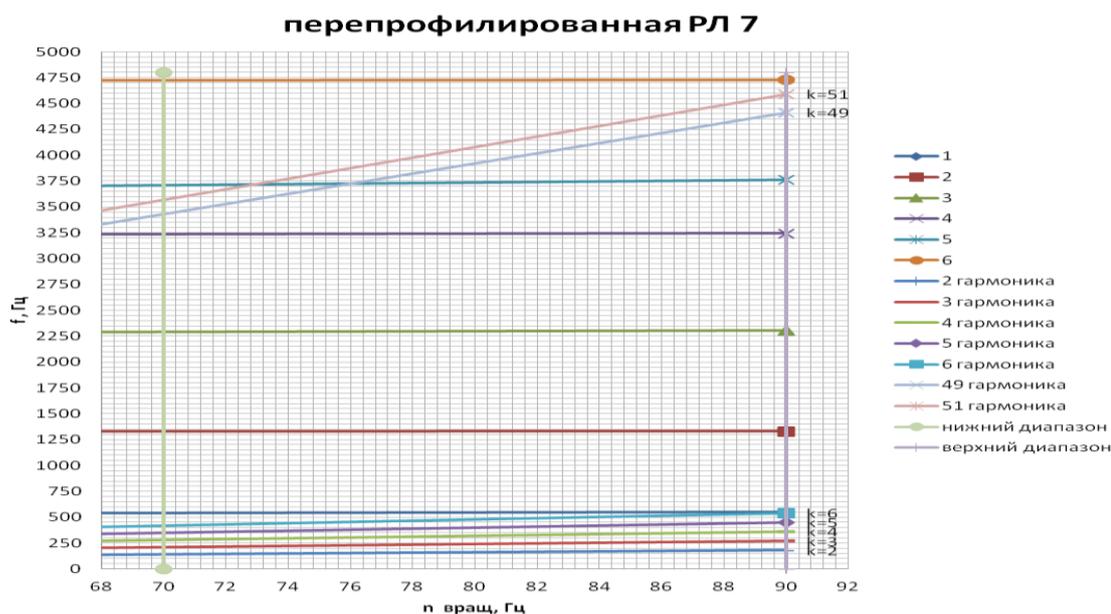


Рис. 2. Резонансная диаграмма перепрофилированной РЛ7

Также доказано, что необходимо отстраивать лопатки от резонанса на рабочих режимах для повышения эффективности ОК [3] и, как следствие, повышения эффективности ГТУ в целом.

Список использованных источников

1. Иванов В. П. Колебания рабочих колес турбомашин / В. П. Иванов. М. : Машиностроение, 1983. 224 с
2. Уланов А. М. Вибрация и прочность авиационных двигателей и энергетических установок [Электронный ресурс] : электрон, учеб. пособие / А. М. Уланов; Минобрнауки России, Самар. гос. аэрокосм, ун-т им. С. П. Королева. Самара, 2011
3. Бреславский И. Д. Колебания компрессорной лопатки при ее геометрически нелинейном деформировании / И. Д. Бреславский, К. В. Аврамов // Восточно-европейский журнал передовых технологий. 2009 . Т. 3. № 7. С. 75–78.

УДК 621.3

ОЦЕНКА ПОГРЕШНОСТИ ИЗМЕРЕНИЯ КПД ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЯ МЕТОДОМ ВХОДНОЙ И ВЫХОДНОЙ МОЩНОСТИ

EVALUATION OF UNCERTAINTY OF THE ELECTRIC MOTOR EFFICIENCY MEASUREMENT BY THE INPUT-OUTPUT METHOD

Ошурбеков С. Х., Аскеров Д. Р., Казакбаев В. М.

Уральский федеральный университет, г. Екатеринбург, s.oshurbekov@mail.ru