

01.02.06

1256

✓

ЧЕЛЯБИНСКИЙ ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ
имени ЛЕНИНСКОГО КОМСОМОЛА

На правах рукописи

Ковадло Анатолий Абрамович

УДК 621.438:539.433:620.178.3

ДИНАМИЧЕСКАЯ НАГРУЖЕННОСТЬ
ЛОПАТОЧНЫХ ВЕННОВ
НЕРАЗЪЕМНЫХ КОЛЕС ТУРБОМАШИН

Специальность 01.02.06. - Динамика, прочность машин,
приборов и аппаратуры

Автореферат диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Челябинск - 1983

ЧПИ

Работа выполнена на кафедре сопротивления материалов, динамики и прочности машин Челябинского политехнического института имени Ленинского комсомола.

Научный руководитель - доктор технических наук,
профессор Гохфельд Д.А.

Официальные оппоненты: доктор технических наук,
профессор Богомолов С.И.,
кандидат технических наук,
доцент Шефер Л.А.

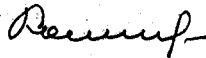
Ведущее предприятие - Центральный научно-исследовательский
дизельный институт (г. Ленинград).

Защита состоится " _____ " _____ 1983 г., в _____ часов,
на заседании специализированного совета Д 053.13.01 при Челябинском политехническом институте имени Ленинского комсомола (454044, г. Челябинск, пр. Ленина, 76).

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке института

Автореферат разослан " _____ " _____ 1983 г.

Ученый секретарь
специализированного совета



Кононов К.М.





Актуальность темы. В "Основных направлениях экономического и социального развития СССР на 1981-1985 годы и на период до 1990 года", принятых на XXVI съезде КПСС, перед машиностроительной промышленностью среди других поставлена задача увеличения производства дизельных двигателей с высокими технико-экономическими показателями и создания двигателей большой мощности для строительно-дорожных машин. Необходимым условием при этом выдвигается повышение качества, надежности и экономичности. В постановлении ЦК КПСС и Совета Министров СССР "О мерах по дальнейшему повышению технического уровня и качества машин и оборудования для сельского хозяйства, улучшению использования, увеличению производства и поставок их в 1983-1990 годах" также подчеркивается необходимость "...улучшить технико-экономические показатели машин и оборудования, имея в виду повышение надежности и сроков службы, производительности, равнопрочности деталей и узлов...".

Одним из основных методов повышения единичной мощности и экономичности дизелей является использование газотурбинного наддува. Для форсирования двигателя путем наддува на нем устанавливают турбокомпрессор - компактный агрегат, состоящий из компрессора и турбины, работающей на выхлопных газах двигателя. Установка турбокомпрессора, не требуя больших изменений в конструкции двигателя, позволяет повысить его мощность на 40...50%, одновременно повышая топливную экономичность. Вес турбокомпрессора не превышает 3...4% от веса дизеля, а стоимость составляет около 10% от его стоимости.

Опыт доводки и эксплуатации турбокомпрессоров типа ТКР (с радиально-осевой турбиной) показал, что они в настоящее время обладают недостаточной надежностью. В большинстве случаев выход из строя обусловлен поломками турбинных колес вследствие усталостного разрушения их лопаток, подверженных интенсивным резонансным колебаниям.

Усталостная долговечность колес радиально-осевых турбомашин так же, как и любых других конструкций, работающих в условиях резонанса, определяется, с одной стороны, амплитудами максимальных динамических напряжений (нагруженностью), а с другой - сопротивлением усталостному разрушению. Одним из важнейших факторов, определяющих уровень резонансных амплитуд в колебательной системе, явля-

ется, как известно, работа возмущающих сил, зависящая от величины, формы и характера изменения во времени этих сил, а также от формы колебаний системы. Поэтому исследование форм колебаний лопаточных венцов, величины и формы возмущающих сил представляется для анализа динамической нагруженности рабочего колеса турбины турбокомпрессора и ее снижения одной из наиболее актуальных задач.

Усталостные свойства лопаток определяются, в основном, свойствами применяемого материала, технологией изготовления и условиями работы. Их улучшение предполагает как использование новых материалов, так и применение упрочняющих методов технологической обработки. Это ставит на первый план контроль эффективности проводимых технических мероприятий, основанный на определении характеристик усталости лопаток.

Отличительными особенностями конструкции колес радиально-осевых турбомашин являются повышенная связанность лопаток, приводящая к большому разбросу их динамических напряжений, и неразъемность, исключающая конструкционное демпфирование в лопаточном венце и создающая ряд трудностей при проведении усталостных испытаний.

Целью диссертационной работы является:

- исследование влияния связанности колебаний лопаток колес радиально-осевых турбомашин на их динамическую нагруженность и определение путей снижения последней;
- разработка методики усталостных испытаний лопаток неразъемных колес турбомашин.

Методика исследования. Расчетное исследование нагруженности лопаточных венцов проведено на основе разработанной дискретной модели радиально-осевого колеса, динамически подобной исходной системе по параметрам инерционной и упругой связи лопаток.

Статистические характеристики динамической неоднородности лопаточных венцов и упругая связь лопаток, необходимые для построения модели, получены экспериментально.

Методика усталостных испытаний лопаток неразъемного колеса разработана с использованием дискретной модели системы "колесо-магнитострикционный вибровозбудитель".

Экспериментальные исследования и усталостные испытания выполнены на установках, созданных в лаборатории кафедры.

Научная новизна. Введены критерии подобия колеса турбомашин и его дискретной модели по параметрам инерционной и упругой связи их лопаток. Разработана методика построения модели.

Разработана методика экспериментального определения и найдены параметры упругой связи лопаток неразъемных колес турбомашин.

Разработана методика исследования и экспериментально исследована частотная неоднородность лопаточных венцов цельнолитых радиально-осевых колес.

В вероятностно-статистической постановке изучено влияние связанности колебаний лопаток на нагруженность и усталостную долговечность лопаточного венца.

Разработана методика проведения усталостных испытаний лопаток неразъемных колес малоразмерных турбомашин, позволяющая испытать все лопатки колеса без расчленения его на отдельные элементы.

Практическая ценность. Настоящая работа выполнялась в соответствии с координационным планом научно-исследовательских и опытно-конструкторских работ в области создания высокоэффективного компрессорного оборудования, проводимых вузами Минвуза СССР, согласно приказу Минвуза СССР №808/109 от 3.08.81 г. (пункты А1а и И1б).

Разработанные методики построения дискретной динамически подобной модели колеса турбомашин и исследования на ее основе динамической нагруженности колеса позволяют изучать влияние связанности лопаток на перегрузки, возникающие в лопаточных венцах, определять пути снижения нагруженности и получать расчетные оценки предполагаемого повышения долговечности для всех типов осевых и радиально-осевых неразъемных колес турбин turboкомпрессоров.

Проведение усталостных испытаний по разработанной в работе методике дает возможность сопоставлять усталостные свойства лопаток неразъемных колес, изготовленных из различных материалов или по различной технологии.

Результаты выполненных исследований и методика усталостных испытаний внедрены в ПО "Челябинский тракторный завод" им. В.И.Ленина, в НПО "Центральный котло-турбинный институт" им. И.И.Ползунова.

Основные положения методики усталостных испытаний включены в проект Методических рекомендаций "Методика проведения виброиспытаний образцов и натуральных деталей на магнитострикционных вибростендах", подготавливаемых кафедрой СМ и ДМ ЧПИ (головная организация) в соответствии с заданием, включенным в Программу стандартизации по надежности, прочности и износоустойчивости на 1981-1985 г.г. №450 - I.09.82.

Апробация работы. Основные положения диссертации докладывались на IV Всесоюзной конференции по конструкционной прочности лопаток ГТД (Куйбышев, 1976 г.); на II Республиканском научно-техническом семинаре "Прочность элементов роторов турбомашин" (Киев, 1980 г.); на Межреспубликанском семинаре "Влияние погрешностей изготовления на прочность и надежность деталей машин" (Свердловск, 1982 г.); а также на научно-технических конференциях преподавателей, сотрудников и аспирантов ЧПИ им. Ленинского комсомола (1976-1982 гг.).

Публикации. По теме диссертации опубликовано семь печатных работ.

Объем работы. Диссертация общим объемом 231 стр. состоит из введения, четырех глав, заключения, списка литературы и трех приложений. Содержит 147 стр. машинописного текста, 3 таблицы, 61 рисунок. Библиография - 116 наименований на 12 страницах, приложения на 20 страницах.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Экспериментальные исследования, проводимые с облопаченными колесами осевых и радиально-осевых турбомашин, показывают, что максимальные резонансные напряжения различных лопаток одного колеса могут отличаться во много раз. Такой разброс при равенстве возмущающих сил, действующих на каждую из лопаток, объясняется различной частотностью лопаток и наличием межлопаточных связей. Различают три типа связи лопаток: упругую, возникающую за счет деформации диска колеса, на котором расположены лопатки; инерционную, вызванную подвижностью диска, как жесткого тела, и аэроупругую. В колесах малоразмерных радиально-осевых турбомашин с высокочастотными лопатками аэроупругая связь оказывается незначительной и ею можно пренебречь.

Перераспределение энергии колебаний лопаток в неоднородном венце обычно характеризуют следующими двумя параметрами: максимальным разбросом амплитуд - то есть отношением максимальных резонансных амплитуд наиболее и наименее нагруженных лопаток венца; перегрузкой лопаточного венца, представляющей собой отношение максимальной из амплитуд совместных резонансных колебаний лопаток к резонансной амплитуде лопаток в однородном венце при тех же возмущающих силах.

Исследование влияния различных факторов на перераспределение

резонансных амплитуд лопаток в венце удобно проводить на достаточно простых математических моделях (рис. 1), сохраняющих наиболее существенные для взаимодействия лопаток свойства системы. Большинство подобных исследований выполнено именно на таких моделях. Это работы В. О. Бауэра, Н. В. Довженко, А. П. Зиньковского, В. П. Иванова, В. В. Матвеева, Г. А. Раера, А. С. Сердотецкого, О. К. Сливы, Р. А. Шипова, Б. Ф. Шорра, а также Вагнера, Дай, Генри, Уайтхеда, Эвинса и некоторых других авторов. Обзор этих работ показывает, что на разброс амплитуд колебаний и перегрузку лопаточного венца основное влияние оказывают: величина разночастотности и закон распределения парциальных частот лопаток по окружности колеса; уровень демпфирования; величина и вид межлопаточных связей; число лопаток на колесе; сдвиг фаз возмущающих сил на соседних лопатках.

Почти все из рассмотренных в обзоре работ ориентированы на исследование динамики осевых турбомашин, допускающих селективную сборку их лопаточных венцов. Поэтому их авторы изучали лишь некоторые специфические случаи расстановки разночастотных лопаток. При изучении же динамики лопаточных венцов неразъемных колес турбомашин более обоснованным является вероятностный подход, в котором парциальные частоты лопаток являются конкретными реализациями некоторой дискретной случайной функции.

Следует отметить, что в известных работах мало внимания уделяется вопросам динамического подобия моделей, используемых в исследованиях, исходным колесам. В большинстве случаев при выборе характеристик модели авторами устанавливается лишь соответствие парциальных частот ее "лопаток" парциальным частотам лопаток исходного колеса. Только в одной из работ Г. О. Бауэра и Б. Ф. Шорра предлагается метод оценки упругой связи лопаток осевых турбомашин.

Недостаточно изученными являются также возмущающие силы, действующие на рабочие лопатки радиально-осевой турбины с парциальным подводом газа. В частности, в известных работах не учитывается влияние статической составляющей давления газового потока на амплитуды возмущающих сил.

Вопросы связанности колебаний разночастотных лопаток рассматривались в литературе лишь с позиций их влияния на нагруженность. Что касается второго аспекта проблемы, то есть возможности проведения усталостных испытаний лопаток неразъемных колес турбомашин, то он пока оставался не исследованным.

Проведенный обзор литературы позволил сформулировать следующие задачи, решаемые в настоящей работе:

- разработка методики построения дискретной модели неразъемного колеса радиально-осевой турбомашинны, адекватно отражающей динамические свойства исходной системы;

- анализ возмущающих сил в турбинах с парциальным подводом, учитывающий статическую составляющую полного давления газового потока;

- исследование на основе дискретной модели динамической нагруженности турбинных колес реальных конструкций и определение путей ее снижения;

- разработка методики усталостных испытаний лопаток неразъемного колеса радиально-осевой турбомашинны.

Спектр собственных частот лопаточных венцов радиально-осевых колес распадается на отдельные группы в соответствии с преимущественной формой прогиба лопатки. Так как "ширина" каждой зоны частот намного меньше "расстояния" между ними, а декременты колебаний лопаток малы, то в пределах каждой зоны формы колебаний лопаточных венцов отличаются только амплитудами и фазами стклонения лопаток, в то время как форма прогиба каждой лопатки остается неизменной. При парциальном подводе газа амплитуды гармоник возмущающих сил, резонирующих на собственных частотах из первой зоны в 20...30 раз больше, чем амплитуды гармоник, резонирующих на любых других собственных частотах. Поэтому в данной работе исследования ограничены колебаниями лопаток, соответствующими их прогибу по первой форме.

На рис. 2 изображено радиально-осевое колесо (для удобства показана лишь одна лопатка) и его дискретная модель (также с одной "лопаткой"). При построении такой модели с N неоднородными лопатками, обладающими упругой и инерционной связью, определению в общем случае подлежат $n = 3 + 8N + (N-1)N/2$ параметров: масса m_d и моменты инерции J_{z1} , $J_{x1} = J_{y1}$ абсолютно жесткого диска; N масс лопаток m_j ; $2N$ углов α_j и ψ_j , определяющих направление колебаний каждой из масс m_j ; $3N$ координат расположения масс m_j ; N коэффициентов собственной жесткости лопаток модели C_{jj} ; N коэффициентов демпфирования K_{j1} ; а также $(N-1)N/2$ коэффициентов взаимной жесткости лопаток C_{jk} ($j \neq k$).

Для того, чтобы не изменить условия взаимодействия колебаний лопаток при переходе от реального колеса к модели, необходимо (как это следует из формулы Мандельштама

$$S = \frac{2\rho_1 \rho_2}{\rho_1^2 - \rho_2^2} f,$$

определяющей численную характеристику связанности двух линейных осцилляторов) sobлности следующие условия: равенство парциальных частот лопаток ρ_j колеса и модели; подобие инерционной и упругой связей лопаток (коэффициент f). Кроме этих условий, для рассматриваемых неконсервативных систем принято также условие равенства декрементов парциальных колебаний лопаток колеса и модели.

Силы инерции колеблющейся лопатки сводятся к главному вектору \vec{Q}_{j0} и главному моменту \vec{M}_{j0} . Будучи приложены к диску, силы инерции всех лопаток приводят его в движение и за счет этого движения лопатки обмениваются энергией друг с другом. Амплитудное значение энергии, которой j -тая лопатка венца обменивается со всеми остальными, определяется выражением

$$W_{j0} = \frac{\pi}{4\omega^2} \left(\frac{\vec{M}_{j0}}{J_{\partial 0}} \sum_{k=1}^N \vec{M}_{k0} + \frac{\vec{Q}_{j0}}{m_{\partial 0}} \sum_{k=1}^N \vec{Q}_{k0} \right), \quad (1)$$

где ω - частота колебаний. В диссертации в качестве меры инерционного взаимодействия данной лопатки с другими предложено принять отношение энергии W_{j0} к полной механической энергии колебаний лопатки T_{j0} . Отсюда в качестве условий подобия модели исходной системе по величине инерционной связи лопаток вытекают следующие равенства

$$\frac{W_{j1}}{T_{j1}} = \frac{W_{j0}}{T_{j0}}; \quad j = 1, 2, \dots, N, \quad (2)$$

в которых индекс "0" указывает на принадлежность к колесу, а индекс "1" - на принадлежность к его модели. После подстановки (1) в (2) получим в координатной форме $6N$ уравнений, содержащих $6N+3$ неизвестных геометрических параметров и инерционных характеристик модели

$$\frac{Q_{j1t}^2}{m_{\partial 1} T_{j1}} = \frac{Q_{j0t}^2}{m_{\partial 0} T_{j0}}; \quad \frac{M_{j1t}^2}{J_{t1} T_{j1}} = \frac{M_{j0t}^2}{J_{t0} T_{j0}};$$

$$j = 1, 2, \dots, N; \quad t = x, y, z.$$

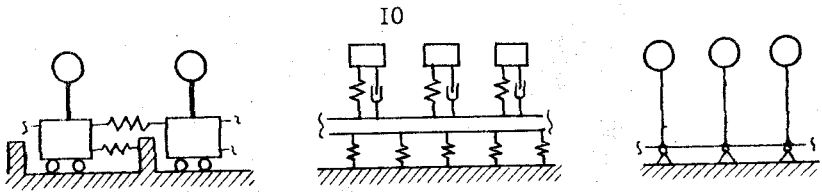


Рис. 1

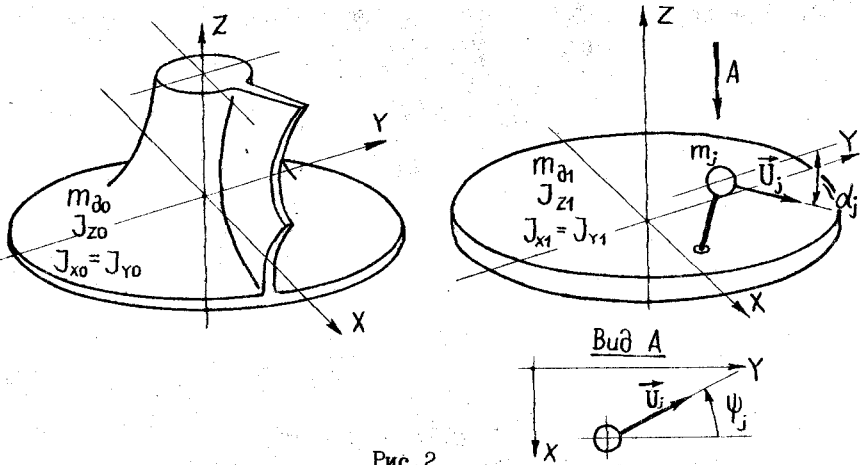


Рис. 2

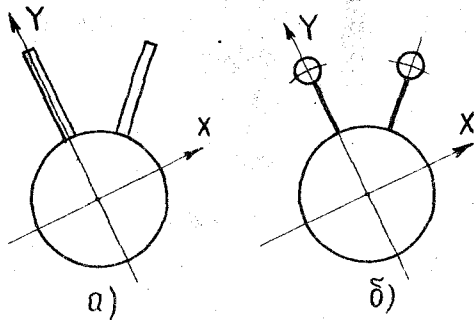


Рис. 3

Система дополняется условиями: $m_{z1} = m_{z0}$; $J_{z1} = J_{z0}$; $J_{x1} = J_{x0}$. При практическом использовании полученная система уравнений может быть значительно сокращена, если учесть, что малые отклонения от номинального значения координат масс m_j , величин этих масс, а также углов α_j и ψ_j незначительно влияют на инерционную связанность лопаток. Это позволяет считать модель циклически симметричной и определять параметры лишь для одного из элементов циклической симметрии.

Эффективность введенных условий подобия была оценена на основе сопоставления расчетов колебаний упрощенной системы (рис. 3а), допускающей точное решение, и ее дискретной модели (рис. 3б). Расчеты показали, что использование данных условий при построении моделей повышает точность расчета форм колебаний лопаточного венца по сравнению с другими известными типами моделей примерно на порядок.

Формы колебаний лопаток, необходимые для определения проекций сил Q_{jot} и моментов M_{jot} , могут быть найдены расчетным либо экспериментальным путем. В работе использовался видоизмененный метод добавочных масс. Экспериментально замеренные амплитуды колебаний отдельных точек лопатки аппроксимировались полиномами с учетом граничных условий в заделке и на свободном контуре лопатки.

Условия равенства парциальных частот лопаток колеса и модели позволяют определить собственные жесткости лопаток модели

$$c_{jj}/m_j = p_{jo}^2; \quad j = 1, 2, \dots, N.$$

Упругая связь между лопатками модели колеса определяется коэффициентами взаимной жесткости c_{jk} , в то время как упругое взаимодействие реальных лопаток определяется функциями влияния. Поэтому соответствие между ними, их эквивалентность, можно установить лишь на основе каких-либо следствий этого взаимодействия. В нашем случае одним из наиболее существенных следствий упругого взаимодействия лопаток как в дискретной, так и в континуальной системе является сдвиг их собственных частот относительно парциальных (при отсутствии инерционной связи). Поэтому было принято, что модель колеса и исходная система подобны по упругой связанности лопаток, если и парциальные и собственные частоты у них одинаковы.

Если закрепить все лопатки модели, кроме двух таким образом, чтобы они не имели свободы в движении относительно диска колеса, а сам диск установить неподвижно (исключить инерционную связь),

то собственные колебания двух незаземленных лопаток описываются системой уравнений

$$\left. \begin{aligned} (C_{jj} - m_j \omega_s^2) U_j + C_{jk} U_k &= 0 \\ C_{jk} U_j + (C_{kk} - m_k \omega_s^2) U_k &= 0 \end{aligned} \right\}$$

Из равенства нулю определителя этой системы следует зависимость

$$\varepsilon_{jk} = C_{jk} (C_{jj} C_{kk})^{-\frac{1}{2}} = [(1 - \omega_s^2 \rho_j^{-2})(1 - \omega_s^2 \rho_k^{-2})]^{\frac{1}{2}}, \quad (3)$$

исходя из которой могут быть определены коэффициенты взаимной жесткости, если в качестве парциальных ρ_j , ρ_k и собственной частоты ω_s принять соответственно частоты двухлопаточной системы, выделенной из реального колеса.

Для увеличения точности экспериментально получаемых данных выражение (3) было преобразовано к виду

$$\varepsilon_{jk} = \frac{|1 - \omega_2^2 \omega_1^{-2}|}{\left(1 - \frac{\omega_2^2}{\omega_1^2} \cdot \frac{U_{j1}}{U_{k1}} \cdot \frac{U_{k2}}{U_{j2}}\right)^{\frac{1}{2}} \left(1 - \frac{\omega_2^2}{\omega_1^2} \cdot \frac{U_{k1}}{U_{j1}} \cdot \frac{U_{j2}}{U_{k2}}\right)^{\frac{1}{2}}}, \quad (4)$$

где U_{j1}/U_{k1} и U_{j2}/U_{k2} - соотношения амплитуд колебаний j -той и k -той лопаток на первой и второй собственных формах двухлопаточной системы. Использование выражения (4) позволяет замерить все необходимые для определения ε_{jk} данные с одной установки колеса, что снижает влияние случайных ошибок эксперимента на величину ε_{jk} . Собственные частоты и формы колебаний двухлопаточных систем определялись экспериментально по методу Льюиса-Рисли.

Среди всех параметров модели лишь парциальные частоты лопаток характеризуют неоднородность лопаточного венца. Поскольку и сами парциальные частоты лопаток реальных колес и соотношения парциальных частот различных лопаток колеса являются величинами случайными, построение модели потребовало определения их статистических характеристик.

Система найденных экспериментально парциальных частот лопаток каждого колеса, взятого из партии колес одного типа, рассматривалась как конкретная реализация некоторой случайной дискретной функции. Это позволило найти не только закон распределения парциальных частот лопаток, но и их автокорреляционную функцию, которая имеет существенное значение при оценке взаимодействия лопаток, зависяще-

го как от соотношения парциальных частот, так и от взаимного расположения разночастотных лопаток на колесе. На примере 18-лопаточных турбинных колес турбокомпрессора ТКР-II показано, что парциальные частоты лопаток, отстоящих друг от друга на любое число межлопаточных каналов, не коррелированы, то есть их можно рассматривать как выборку из совокупности случайных чисел с найденным законом распределения, который оказался близким к нормальному.

Выполненный анализ возмущающих сил показал, что в турбинах с парциальным подводом особую роль играет неравномерность статического давления потоков газа в различных подводящих каналах. При проходе турбинной лопатки мимо лопатки соплового аппарата, расположенной на границе смежных подводящих каналов, первая нагружается импульсом силы, обусловленным различием статического давления в смежных подводящих полостях. Разложение в ряд Фурье показывает, что резонирующие на собственных частотах лопаточного венца гармоники силы статического давления могут примерно на порядок превышать соответствующие гармоники силы скоростного напора газа, и при расчете динамической нагруженности должны учитываться в первую очередь.

На основе выведенных уравнений движения ротора турбокомпрессора составлены ЭВМ-программы расчета собственных форм и амплитуд вынужденных колебаний лопаточного венца турбины под действием возмущающих сил от потока выхлопных газов, а также программа расчета колебаний лопаток колеса, установленного на магнитострикционном вибростенде. В последней вибростенд моделировался трехмассовой системой, все параметры которой подбирали из условия наилучшего соответствия динамических характеристик модели динамическим характеристикам вибростенда в той области частот, в которой проводится исследование лопаточного венца.

Для моделей 18-лопаточных турбинных колес турбокомпрессора ТКР-II выполнена экспериментальная проверка адекватности ее динамических свойств. Проверка выполнена в вероятностной постановке, она заключалась в сопоставлении экспериментального и расчетного распределений амплитуд вынужденных колебаний лопаток серии колес при возбуждении последних на магнитострикционном вибростенде. Результаты проверки позволяют считать, что разработанная модель удовлетворительно описывает связанность колебаний лопаток реальных венцов.

Расчеты дискретных моделей радиально-осевых колес позволили выявить основные закономерности влияния параметров упругой и инер-

ционной связи лопаток, разночастотности, уровня демпфирования в системе, числа лопаток на колесе и номера резонирующей гармоники возмущающей силы на перегрузку лопаточного венца. В частности, было показано, что инерционная связь лопаток особенно сильно проявляется при резонансе с гармоникой, номер которой равен числу лопаток на колесе $K = N$ (турбина с двумя подводными каналами). При резонансе с другими гармониками возмущающих сил ($K \neq N$) перераспределение амплитуд колебаний лопаток происходит в основном за счет их упругой связи, особенно при столь сильной упругой связи, какая существует между лопатками радиально-осевых колес. Показано также, что при $K \neq N$ увеличение числа лопаток для $N > 12$ почти не влияет на максимальные перегрузки в лопаточном венце, в то же время при $K = N$ с увеличением числа лопаток наблюдается постоянное значительное увеличение максимальной перегрузки лопаточного венца.

Одним из наиболее важных является вопрос о влиянии связанности лопаток на усталостную долговечность колеса. Поскольку абсолютные значения возмущающих сил и их распределение неизвестны, в работе сделана попытка оценить относительное изменение долговечности при изменении условий взаимодействия лопаток. С этой целью на основании скорректированной гипотезы линейного суммирования усталостных повреждений функция нагруженности лопаточного венца Φ , являющаяся величиной, обратно пропорциональной его долговечности

$$T = \frac{\sigma_{-1}^m N_0}{\Phi},$$

при некоторых упрощающих предположениях представляется в виде произведения четырех сомножителей

$$\Phi = K_{\Sigma}^m (\tau_m f_{cp}) A_0 \alpha. \quad (5)$$

Первый из них (K_{Σ}^m) пропорционален максимальным статическим напряжениям изгиба лопатки под действием амплитудного значения возмущающей силы. Вторым ($\tau_m f_{cp}$) представляет среднее значение числа учитываемых в расчете циклов нагружения за одну секунду работы турбокомпрессора. Третий (A_0) характеризует распределение амплитуд и частот возмущающих сил в резонансной области. Наконец, четвертый сомножитель

$$\alpha = \max_j \left\{ \sum_{s=1}^N \beta_{js}^m \right\}$$

характеризует влияние перераспределения амплитуд колебаний лопаток на нагруженность лопаточного венца (β_{js} - перегрузка j -той лопатки венца на его S -том резонансе). Согласно выражению (5) отношение долговечностей двух турбинных колес (I и II) одинаковой конструкции, но имеющих различные связанность и разночастотность лопаток, определяется зависимостью

$$\frac{T_I}{T_{II}} = \frac{\mathcal{X}_{II}}{\mathcal{X}_I}. \quad (6)$$

Значения \mathcal{X}_I и \mathcal{X}_{II} могут быть найдены на основе расчета дискретных моделей колес.

Поскольку парциальные частоты лопаток, а следовательно, и динамические свойства лопаточных венцов носят вероятностный характер, значение \mathcal{X} оказывается случайной величиной с определенным законом распределения, вид которого зависит от параметров дискретной модели. Это значит, что исследование нагруженности лопаточных венцов в зависимости от этих параметров необходимо проводить в статистической постановке на основе сравнения гистограмм распределения \mathcal{X} .

При проектировании и изготовлении радиально-осевых колес существует возможность управлять вариацией парциальных частот лопаток ν_p за счет изменения допусков на изготовление колеса и упругой связью E_{jk} за счет изменения соотношений между толщиной диска и лопатки в периферийной части колеса. Поэтому перегрузки в лопаточном венце рассматривались как функции именно этих двух параметров. Отсутствие достоверных данных о демпфировании колебаний лопаточного венца в реальных условиях эксплуатации привело к необходимости при расчетах варьировать демпфирование в таких пределах, чтобы параметры истинного демпфирования попадали в ограничиваемую ими область.

На рисунках 4а, б, в показано изменение следующих величин: математического ожидания перегрузки колеса M_{β} ; ее среднеквадратичного отклонения S_{β} ; максимального значения β^* - в зависимости от ν_{p0} . Сплошные линии на этих рисунках соответствуют наименьшему демпфированию, закладываемому в расчет, пунктирные - наибольшему. Кривые 2 рассчитаны при значениях коэффициентов упругой связи E_{jk} , соответствующих I3-лопаточным турбинным колесам турбокомпрессора ТКР-II, устанавливаемого на двигатели промышленных тракторов Т-130 и Т-330. Кривые I построены при значениях коэффициентов упругой связи вдвое меньших, а кривые 3 - в полтора раза больших, чем кривые 2.

0328759

При существующем в настоящее время уровне разночастотности лопатки $\sigma_p = 0,026$ (вертикальная пунктирная линия) S_β и β^* достигают максимально возможных значений, а M_β имеет величину, близкую к максимуму. Поскольку максимальные значения перегрузки β^* с повышением разночастотности уменьшаются незначительно, то общего снижения нагруженности в этих условиях следует добиваться за счет уменьшения σ_p .

На рисунках 5а,б представлены кривые изменения среднего $M[T/T_0]$ и минимального $(T/T_0)^*$ значения относительной долговечности, рассчитанные для 13-лопаточных колес ТКР-II. В качестве T_0 принята долговечность колес с существующей (в настоящее время) разночастотностью ($\sigma_p = 0,026$). Как видно из рисунков, двукратное снижение разночастотности позволяет увеличить среднее значение усталостной долговечности примерно в 3...4 раза, а минимальное - в 5...6 раз.

Изучение усталостных характеристик лопаток ГТД обычно проводится в лабораторных условиях на вибростендах. В таких испытаниях лопатки устанавливаются на вибровозбудитель отдельно от колеса. До настоящего времени испытания на усталость проводились лишь с лопатками осевых турбомашин, допускающих разборку их рабочих колес. Опыт проведения усталостных испытаний неразъемных (цельнолитых или цельнофрезерованных) осевых и радиально-осевых колес пока отсутствует.

Неразъемность конструкции этих колес вносит ряд трудностей в проведение испытаний их лопаток. В колесе, установленном на вибростенд, невозможно возбудить колебания лишь одной лопатки. Связанность лопаток приводит к тому, что возбуждение резонансных колебаний в одной из них - испытываемой - сопровождается колебаниями всех остальных (будем называть их "мешающими"). При этом, если в испытываемой лопатке напряжения равны пределу выносливости или превышают его, то в некоторых из "мешающих" лопаток напряжения превышают предел повреждаемости, т.е. находятся на уровне при котором усталостные свойства изменяются. Такое неконтролируемое изменение усталостных свойств "мешающих" лопаток не позволяет использовать их для дальнейших испытаний. Между тем только при испытании всех лопаток колеса можно получить достоверную информацию об их усталостных свойствах.

По целому ряду причин неприемлемым оказывается расчленение колеса на отдельные элементы, каждый из которых содержит лопатку с прилегающей частью диска. Таким образом возникает задача разработки методики усталостных испытаний лопаток неразъемных колес, позволяю-

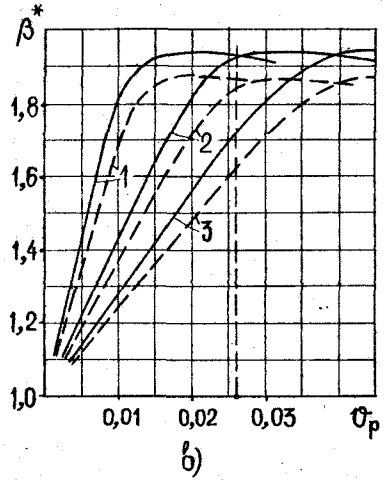
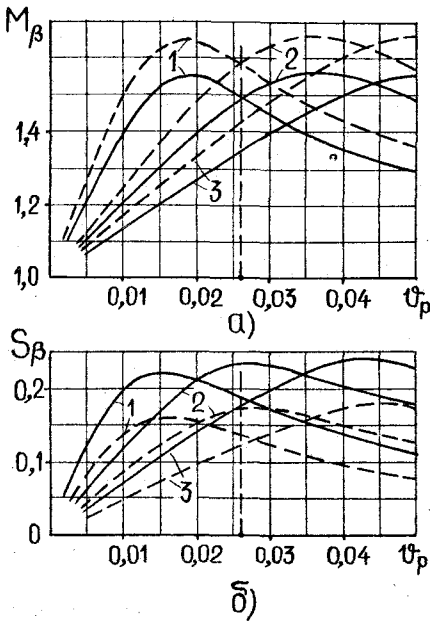


Рис. 4

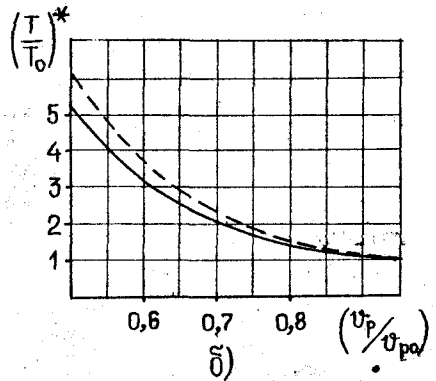
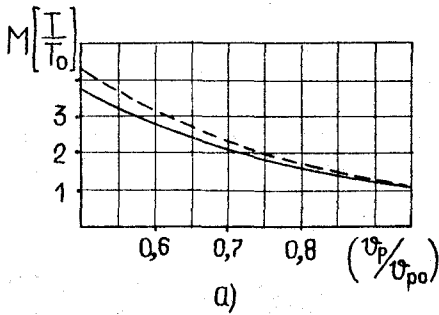


Рис. 5

щей испытать все лопатки колеса без расчленения его на отдельные элементы.

Как показали расчеты и экспериментальные исследования, значительное превышение амплитуд колебаний одной из лопаток над другими может быть получено лишь в случае, если парциальная частота этой лопатки намного отличается от парциальных частот других лопаток, а демпфирование в системе мало. Это и было положено в основу методики усталостных испытаний, разработка которой потребовала решения двух основных задач: а) отыскание способа частотной отстройки лопаток; б) определение минимально необходимой величины отстройки, при которой амплитуды максимальных напряжений в "мешающих" лопатках за все время испытаний не превысят повреждающего уровня.

К способу частотной отстройки предъявляются следующие требования: он не должен влиять на распределение напряжений в испытываемой лопатке и вносить значительное демпфирование в лопаточный венец. При этом способ должен быть простым и надежным. Наиболее полно предъявленным требованиям отвечает способ, при котором "мешающие" лопатки отстраиваются по частоте "вниз" за счет присоединения к ним добавочных масс. Присоединение к лопатке добавочной массы понижает не только первую, но и остальные собственные частоты, поэтому существует опасность совпадения первой собственной частоты испытываемой лопатки со вторыми собственными частотами отстроенных лопаток. Для предотвращения этого добавочную массу присоединяли на узловой линии второй собственной формы колебания лопатки.

Определение минимально-необходимой частотной отстройки Δp гарантирующей неповреждение "мешающих" лопаток, проводилось расчетным путем на основе дискретной модели системы "колесо-вибровозбудитель". В качестве вибровозбудителя принят магнестрикционный вибростенд, как наиболее эффективный в частотном диапазоне свыше 3 кГц. Введен параметр $K = L_1 \cdot L_2$, характеризующий минимально допустимое отношение амплитуды напряжений испытываемой лопатки σ_{ar} к наибольшей из амплитуд напряжений в "мешающих" лопатках

$$V = \sigma_{ar} / \max_j \{ \sigma_{aj} \}_{j \neq r} \geq K. \quad (7)$$

Здесь L_1 - отношение предела выносливости к той амплитуде напряжений, выше которой при нестационарной нагруженности начинают накапливаться усталостные повреждения; L_2 - коэффициент, показывающий во сколько раз допускается превышение предела выносливости при установке напряжений в испытываемой лопатке (например, вследствие не-

знания истинной величины σ_{-1}). Значение L_2 задается исходя из ответственности проводимых испытаний. В настоящей работе было принято $L_2 = 2$ при определении предела выносливости и $L_2 = 4$ при построении кривой усталости.

Поскольку частоты лопаток являются величинами случайными, минимально необходимой частотной отстройкой $\Delta\rho$ определяли в статистической постановке. Расчетным путем находили кривую $V_m(\Delta\rho)$, являющуюся нижней границей области распространения параметра V при различных $\Delta\rho$. Для известного значения K кривая $V_m(\Delta\rho)$ позволяет определить необходимую величину частотной отстройки.

Было также учтено, что в процессе испытаний по мере накопления повреждений парциальная частота испытываемой лопатки падает, то есть приближается к частотам отстроенных "мешающих" лопаток. Поэтому значение необходимой частотной отстройки увеличивали на величину этого падения, которую определяли экспериментально.

Разработанная методика была использована для испытаний лопаток осевых и радиально-осевых колес ряда конструкций. Так например, при испытаниях I3-лопаточных турбинных колес турбокомпрессора ТКР-II, изготавливаемых из сплава ЛЖТ, исследовалось влияние поверхностного азотирования лопаток на предел их выносливости при нормальной температуре. Было испытано два серийных колеса с ионно азотированными лопатками, два колеса с лопатками, подвергнутыми газовому азотированию, и два колеса без дополнительной химико-термической обработки, то есть по 26 образцов в каждом из трех случаев. Испытания показали, что ионное азотирование повышает предел выносливости лопаток примерно на 25%, газовое азотирование - примерно на 15%, однако разброс усталостных свойств в последнем случае оказывается очень большим.

В процессе испытаний осуществлялся контроль соотношения напряжений в испытываемой и "мешающих" лопатках, который показал правильность найденной расчетным путем частотной отстройки.

ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ И ВЫВОДЫ

I. Разработана дискретная модель колеса турбомшины, отражающая взаимодействие лопаток в исходной системе при резонансных колебаниях. Предложены критерии подобия модели исходной системе по параметрам инерционной и упругой связи лопаток. В качестве меры инерционного взаимодействия принято отношение энергии, которой

данная лопатка обменивается с другими через диск как абсолютно жесткое тело, к полной энергии колебаний этой лопатки. Критерием подобия упругой связи служит равенство парциальных и собственных частот лопаток модели соответственно парциальным и собственным частотам лопаток исходного колеса.

2. Разработана методика экспериментального определения параметров упругой связи лопаток неразъемных колес турбомашин.

3. Разработана методика экспериментального определения статистических характеристик парциальных частот лопаток неразъемных колес турбомашин и найдены их численные значения для ряда конструкций турбинных колес турбокомпрессоров наддува ДВС.

4. Построены модели ряда конкретных турбинных колес турбокомпрессоров наддува ДВС. Проведена экспериментальная проверка адекватности модели, показавшая удовлетворительное соответствие ее свойств свойствам моделируемой системы.

5. Проведен теоретический анализ возмущающих сил в турбинах с парциальным подводом газа. Показано, что амплитуды резонирующих гармоник сил статического давления могут на порядок превосходить обычно учитываемые амплитуды гармоник сил скоростного напора газа.

6. Разработана методика расчетного исследования нагруженности и сравнительной оценки усталостной долговечности лопаточных венцов турбинных колес турбокомпрессоров наддува ДВС в вероятностно-статистической постановке. Методика реализована в виде пакета ЭВМ-программ. На основе проведенных расчетов установлена необходимость повышения частотной однородности и связанности лопаток турбинных колес турбокомпрессора ТКР-II для увеличения их долговечности.

7. Разработана методика усталостных испытаний лопаток неразъемных колес малоразмерных турбомашин, позволяющая испытать все лопатки колеса без расчленения его на отдельные элементы.

8. Результаты исследований, программы расчета и методика усталостных испытаний внедрены на ряде промышленных предприятий и научно-исследовательских организаций о чем свидетельствуют соответствующие акты о внедрении.

Основные положения диссертации опубликованы в следующих работах:

1. Ковадло А.А., Слива О.К. Влияние инерционной связи разночастотных лопаток турбин на их напряженность при резонансных колебаниях. - В сб.: Динамика и прочность машин, Харьков, 1979, № 30, с. 110-113.

2. Коваadlo А.А., Слива О.К. Методика усталостных испытаний лопаток радиально-осевых турбин. Челябинск. политехн. ин-т, Челябинск, 1982, 12 с. (Рук. деп. в НИИ Информэнергомаш - № 138 эм-Д82).
3. Коваadlo А.А., Слива О.К. О возмущающих силах в радиально-осевых газовых турбинах с парциальным подводом. - В сб.: Прочность машиностроительных конструкций при переменных нагружениях, Челябинск, 1979, с. 103-107.
4. Слива О.К., Иванюк В.Х., Коваadlo А.А. Влияние связанности колебаний лопаток радиально-осевых турбин на их напряженность. - Тез. докл. IV научн.-техн. конф. Конструкционная прочность лопаток турбин ГТД, Куйбышев, 1976, с. 108-110.
5. Слива О.К., Коваadlo А.А. Влияние конструктивных и технологических факторов на вибронпряженность лопаток радиально-осевых турбин. - В кн.: Прочность элементов роторов турбомашин, Киев: Наукова думка, 1980, с. 61-70.
6. Слива О.К., Коваadlo А.А., Иванюк В.Х. Влияние разночастотности лопаток малоразмерных радиально-осевых турбин на их напряженность. - Проблемы прочности, 1982, № 3, с. 88-92.
7. Слива О.К., Коваadlo А.А., Феркель В.Б., Шибакoва В.М. Исследование статистических характеристик парциальных частот лопаток рабочих колес радиально-осевых газовых турбин. - В сб.: Динамика и прочность машин, Харьков, 1983, № 38, с. 114-119.