

## МОДЕЛИРОВАНИЕ ДИНАМИКИ РОТОРНЫХ СИСТЕМ ТУРБОКОМПРЕССОРОВ С ПОДШИПНИКАМИ СКОЛЬЖЕНИЯ

А.А. Коженков, инженер  
ООО «Турбоком»

Рассмотрены методические и прикладные аспекты моделирования динамики роторных систем турбоагрегатов с подшипниками скольжения. Приведены результаты численного анализа и оптимизации роторной системы серийного турбокомпрессора с подшипниками обеспечивающими демпфирование вибрации ротора при высоких скоростях вращения. Даны рекомендации по постановке и решению задач роторной динамики. Показано, что результаты расчета адекватны эксперименту только при использовании редуцированного описания ротора и неподвижной системы координат. Применение вращающихся сеток физически обосновано только в задачах модального анализа роторных систем.

Методы моделирования и компьютерные технологии сегодня позволяют прогнозировать характеристики и ресурс модернизируемых и создаваемых турбокомпрессоров (ТК). С приемлемой достоверностью моделируются вибрация, прочность и газодинамика компрессорной и турбинной ступеней.

Актуальность численного анализа и оптимизации динамики роторных систем (РС) определила как потребность замещения зарубежных ТК, так и повышение скоростей РС отечественных турбокомпрессоров. Это подтверждается:

- ростом числа заказов на расчетную оптимизацию РС ТК со стороны дизельных заводов;
- увеличением числа электронных и журнальных публикаций по роторной тематике;
- появлением специализированных конечно-элементных (КЭ) программных комплексов (ПК) для анализа динамики роторов и включением модуля «Роторная динамика» («Rotordynamic») в универсальные ПК.

Относительно последнего обстоятельства заметим, что использование ПК в роторной динамике (РД) требует высокой квалификации персонала и четкого понимания особенностей и методов решения ее задач.

На сегодня в РД сложилась следующая ситуация. Методы 2–3D моделирования подшип-

ников скольжения (ПС) постоянно совершенствуются и внедряются в расчетную практику. При этом развитие и универсальность конечно-элементного трехмерного (3D) анализа напряженного состояния роторов отстают от требований практики:

- для 3D моделирования роторов турбоагрегатов с различными главными жесткостями вала используются вращающиеся сетки (rotating frame);
- для РС с равными жесткостями (валы кругового сечения с циклическими рабочими колесами) вращающиеся координаты при 3D описании напряженного состояния не применимы. Неподвижные сетки (stationary frame) пригодны при моделировании РС с использованием теории стержней.

Различные подходы к расчету динамики реальных роторных систем анализируются в настоящей статье.

Анализ базируется на материалах, первоначально полученных в отделе агрегатов наддува дизелей ЦНИДИ при проектировании РС турбокомпрессоров. Исследования, продолженные в ООО «Турбоком», позволили создать программный комплекс для моделирования РС. ПК был тестирован с использованием результатов испытаний турбокомпрессоров.

В настоящей публикации описаны конструкция и специфика динамики РС турбокомпрессора с подшипниками скольжения. Приведены результаты оптимизации роторной системы серийного ТК. Применительно к РД затронуты дискуссионные вопросы механики относительного движения и сплошной среды. Выполнен анализ результатов решения задач роторной динамики в неподвижной и вращающейся системах координат.

### 1. Структура, нагрузки, особенности динамики РС ТК

**Структура.** К упругой и гидродинамической частям роторной системы ТК с подшипниками скольжения относятся:

- ротор (вал с рабочими колесами турбины и компрессора, насадные детали); втулки и корпуса опорных и упорных ПС;

➤ несущие гидродинамические слои смазки подшипников; элементы системы подвода масла (канавки, карманы, уплотнения и др.).

**Нагрузки.** К РС приложены динамические и статические нагрузки: дисбаланс, газовые силы, вес. Детали роторной системы испытывают неравномерный нагрев и усилия, возникающие в сборной конструкции при посадке колеса компрессора, затяжки соединений деталей и т. п. Нелинейность РС определяют, в основном, реакции гидродинамических подшипников.

**Характер вибрации.** Роторная система ТК представляет собой автоколебательную систему с подкачкой энергии от вращающегося вала. В реакциях масляных слоев присутствует неконсервативная составляющая, вызываемая вращением вала, смещенного относительно центра подшипников [1]. Возникающая, как следствие, положительная обратная связь в контуре ротор– слои смазки– втулки, поддерживает незатухающие автоколебательные прецессии (self-sustained oscillations) ротора и втулок на масляной пленке.

Автоколебания подавляются в опорных подшипниках с профилированной внутренней поверхностью качающихся (squeeze film damper) и свободно плавающих (free floating) втулок.

Основное демпфирование в РС осуществляется в подшипниках при рассеянии энергии в слоях смазки. Демпфирование при трении о газоздушную среду и в контактных соединениях для типовых конструкций роторных систем ТК вторично. Роторная система турбокомпрессора в целом нелинейна, неавтономна и неконсервативна [1]. Вибрация, возникающая в РС ТК складывается из:

- синхронной вынужденной вибрации под действием дисбаланса;
- асинхронной вибрации под действием газовых сил;
- автоколебаний ротора на масляных пленках опор, по формам упругого и твердого тела;
- нестационарной затухающей вибрации на неустановившихся и аварийных режимах;
- вибрации двойной синхронной частоты от сил тяжести для роторов с жесткостной анизотропией валов.

Вибрация проявляется в виде пространственного движения — прецессии РС. Интегрально прецессии представляют собой вращающиеся формы свободных упругих колебаний, а также цилиндрические и конические формы перемещений вала и втулок, как твердых тел. Локально прецессионное движение можно условно охарактеризовать как «квази-волновое» распространение упругих возмущений в материале вращающегося ротора.

По отношению к направлению вращения ротора различают прямые и обратные ПР. Преобладание в спектрах вибрации ротора ТК тех или иных гармоник зависит от характеристик вала, балансировки, конструкции подшипников, эксплуатационных режимов и других факторов.

**Методика моделирования.** При исследовании динамики РС целесообразен подход, получивший название численного эксперимента:

- моделирование, имитирующее основные натурные или стендовые испытания ТК во всем диапазоне скоростей вращения ротора;
- визуализация движения РС в процессе расчета;
- модальный анализ траекторий РС, динамических зазоров и реакций подшипников;
- расчет расхода масла и механических потерь.

Учет особенностей конструкции и динамики роторной системы предполагает сочетание:

- 1D–3D конечно-элементной дискретизации деталей ротора и опор;
- 2D–3D конечно-разностного расчета течения смазки и полей давлений в подшипниках;
- пошаговое интегрирование уравнений движения РС во времени (transient analysis);
- анализ частот и форм собственных и вынужденных прецессий (modal analysis).

Рассмотрим в качестве иллюстрации численное моделирование РС серийного ТК. Задача решается в неподвижной системе координат.

## **2. Моделирование роторной системы серийного турбокомпрессора**

Результаты получены при оптимизации РС турбокомпрессора ТК32-11 ОАО «Пензадизельмаш». Турбокомпрессор предназначен, в частности, для дизель-генераторов 1А-9ДГ ОАО «Коломенский завод». Повышенный КПД и пропускная способность (при относительно небольших массогабаритных характеристиках) делают ТК технически и экономически перспективным. При доводке модификации ТК32-11, работающего при высоких скоростях РС, возникла необходимость моделирования динамики для оптимизации подшипников в целях обеспечения низкого уровня вибрации при повышенном эксплуатационном дисбалансе.

При использовании комплексного критерия, учитывавшего виброустойчивость, ресурс, унификацию с серийной конструкцией и экономические факторы, оптимальным был признан вариант демпферных подшипников с клиновыми втулками.

**Конечно-элементная модель РС.** Ротор длиной 0,7 м с диаметром колес центробежного компрессора и осевой турбины — 340 мм имеет массу в сборе 58 кг. Опорные подшипники

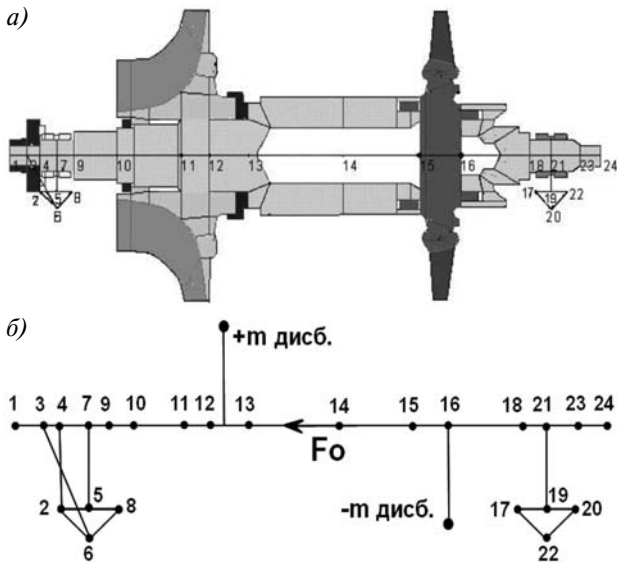


Рис. 1. Модель роторной системы ТК:  
а — подконструкции; б — структурная схема

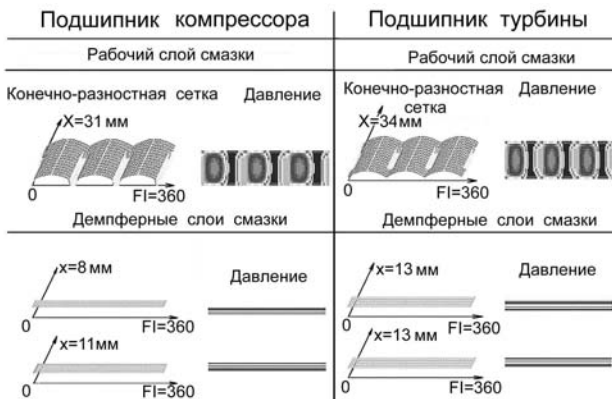


Рис. 2. КР модели опорных подшипников

скольжения — демпферные с качающимися втулками. Главный и вспомогательный упорные подшипники восьмичастные клиновые.

Рис. 1, а иллюстрирует разбивку модели РС на подконструкции. Структурная схема модели РС турбокомпрессора с указанием связей по гидродинамическим слоям смазки, расположением двух плоскостей балансировки и направлением действия осевой силы, приведена на рис. 1, б.

Число моделей подшипников равно восьми: 2 — для упорных и 6 — для рабочих и демпферных слоев смазки опорных подшипников. На рис. 2 показаны экранные копии конечно-разностных (КР) сеток и полей давлений в рабочих и демпферных масляных пленках оптимизированных подшипников при концентрическом положении втулок. Число узлов КР сетки одного слоя смазки от 1000 до 4000.

Расчеты выполнены в модуле, позволяющем до анализа динамики РС провести предварительную оптимизацию подшипников при заданных

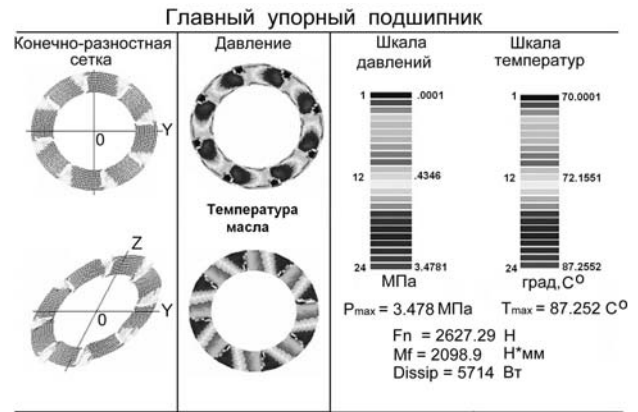


Рис. 3. КР модель упорного подшипника

нагрузках, скоростях вала и температурах масла. Окончательные параметры конструкции выбираются по результатам анализа амплитудно-частотных характеристик (АЧХ) перемещений, реакций и значений зазоров в подшипниках в динамике.

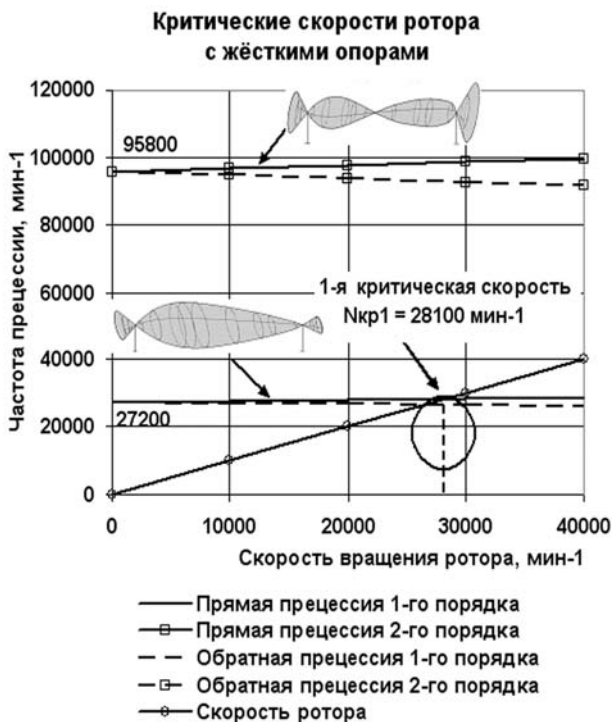
Как видно из разверток сеток на рис. 2, внутренние поверхности втулок опорных подшипников профилированные, с канавками для раздачи смазки. Демпферные поверхности имеют два пояска. Клиновые втулки стабилизируют ротор, снижая вихревую составляющую реакций масляных пленок. Прецессии втулок во внешних зазорах дополнительно демпфируют автоколебания и вибрацию, вызванную дисбалансом РС в целом.

КЭ сетки, эпюры давлений и температур масла (при температуре на входе в подшипник  $70^\circ\text{C}$  и среднем значении осевого зазора) приведены для главного упорного подшипника на рис. 3.

Из шкал давлений и температур на рис. 3 видно, что пиковые значения давления в осевом слое достигают  $3,47$  МПа ( $34,7$  атм), а температура масла повышается на сливе из главного упорного подшипника почти на  $20^\circ$  — до  $87,3^\circ\text{C}$ .

Поля давлений, температур и вязкости в слоях смазки итерационно рассчитывались для ротора в динамике на каждом временном шаге. Интегрирование нелинейных уравнений движения РС проводилось методом Ньюмарка с шагом дискретизации по времени:  $T = 2\pi/\omega$ ;  $\Delta t = T/n$ ;  $n$  — число шагов за период оборота ротора. Так, при частоте ротора  $400$  Гц и  $n = 100$ , шаг интегрирования составлял  $\Delta t = 2,5 \cdot 10^{-5}$  с или  $25$  мкс.

**Критические скорости ротора в жестких опорах.** Расчет ротора в жестких опорах дает предварительную оценку значений критических частот, попадающих в диапазон рабочих скоростей ТК. Одновременно определяются формы собственных прецессий ротора. Знание форм, отражающих инерционно-жесткостные характеристики конструкции, позволяет определить потенциально



**Рис. 4. Частоты прецессий ротора в жестких опорах**

«слабые» места РС с точки зрения ее динамической прочности. Результаты расчета для ротора ТК32 приведены на рис. 4.

Частотные ветви прямых прецессий показаны сплошными линиями, обратных прецессий — пунктиром. Клипы на рис. 4 относятся к собственным формам:

- первой прямой прецессии близкой к симметричной с максимумом, смещенным в сторону менее жесткого компрессорного конца вала;
- второй асимметричной прецессии с тремя узлами, двумя в подшипниках и одним расположенном примерно посередине межопорного пролета.

Анализ данных на рис. 4 показывает:

- в диапазон скоростей ротора от 0 до 40 000 об/мин попадает первая критическая скорость, равная для прямой прецессии примерно 28 000 об/мин;
- вторая критическая скорость лежит заведомо выше рабочих скоростей ротора;
- РС ТК32 слабо гироскопична. Относительное увеличение частот прецессий первого и второго порядков не превышает 5% по скоростному диапазону.

Для роторной системы ТК32 в подшипниках скольжения следует ожидать не более двух критических областей. Формы прецессий в подшипниках с масляным демпфированием могут заметно отличаться от представленных на рис. 4.

**Динамика ротора в подшипниках скольжения.** Моделирование вибрации РС ТК32-11 в штатных

и оптимизированных подшипниках при синфазных и противофазных дисбалансах, десятикратно превышающих дисбалансы, нормируемые ГОСТ 22061–76, проводилось во всем диапазоне скоростей вращения ротора.

Прежде, чем перейти к сравнительному анализу исходного (штатного) и оптимизированного вариантов, отметим следующие:

- исходная конструкция РС обладает запасом прочности по материалу ротора, а ее опорные и упорные подшипники обеспечивают приемлемый уровень общей вибрации и устойчивости к автоколебаниям ротора на масляных пленках;
- рабочие скорости системы лежат на границе ее устойчивости, а конструкция штатных подшипников, как показало моделирование, критична в отношении значений рабочих и демпферных зазоров, а также и температуры смазки; поле допусков на изготовление деталей подшипников, балансировка и эксплуатационные режимы ТК могут заметно влиять на вибрацию и устойчивость РС;
- численный анализ выполнен с целью изменения конструкции опорных подшипников для устранения отмеченных недостатков.

Спроектированные опоры обеспечивают работу РС при скоростях в 1,3–1,4 раза превосходящих достигнутые и снижают до приемлемого уровня чувствительность конструкции подшипников к отклонениям их геометрии и тепловому воздействию.



**Рис. 5. АЧХ ротора в подшипниках скольжения при повышенных дисбалансах**

**Сравнительный анализ вибрации.** Амплитудно-частотные характеристики ротора для радиальных перемещений компрессорного конца вала при работе с повышенным дисбалансом приведены на рис. 5.

АЧХ и формы прецессий получены частотным и модальным анализом траекторий ротора. По вертикальной оси диаграммы (рис. 5) отложена амплитуда радиальной вибрации, отнесенная к значению рабочего зазора в опорных подшипниках. Кривые без маркеров 1 и 3 относятся к АЧХ ротора в оптимизированных, кривые 2, 4, 5.1, 5.2 — к АЧХ в штатных подшипниках.

Первая симметричная и вторая антисимметричная формы суммарных и автоколебательных прецессий представлены клипами в поле графиков рис. 5.

Качественная картина изменения вибрации ротора по скоростному диапазону РС типична для турбокомпрессоров с подшипниками скольжения:

- демпфированные 1-я и 2-я критические скорости для обеих конструкций подшипников лежат в интервалах 8000–10 000 и 15 000–22 000 об/мин соответственно;

- прямолинейная симметричная (цилиндрическая) и асимметричная (коническая) дисбалансные прецессии приобретают с ростом скорости ротора форму изгибных;

- в диапазоне средних и высоких скоростей вала в штатных подшипниках наблюдаются асинхронные автоколебания (кривые 5.1, 5.2 на рис. 5); автоколебательная вибрация (неустойчивость) имеет место для штатной РС при всех значениях и типах дисбаланса, но наиболее проявляется для противофазной (моментной) неуравновешенности ротора;

- частоты автоколебаний зависят от скорости ротора, их относительные значения составляют 0,2–0,45;

- наиболее неблагоприятен интенсивный рост 2-й асинхронной составляющей (кривая 5.2) при скорости ротора, равной 28 000 об/мин в начале области перспективных скоростей РС;

- для оптимизированных опор асинхронные составляющие полностью демпфированы.

С количественной точки зрения уровень вибрации ротора в целом не превосходит для оптимизированных подшипников:

- 70 % радиального зазора для повышенного противофазного дисбаланса — кривая 3;

- 25 % радиального зазора для повышенного синфазного дисбаланса — кривая 1, что для средних и высоких скоростей в 4–5 раз ниже вибрации в штатных опорах.

При допускаемых производителем (номинальных) дисбалансах РС амплитуда вибрации в

подшипниках разработанной конструкции примерно в 4 раза меньше показанной на рис. 5 при всех скоростях ротора, включая критические.

**Зазоры в подшипниках.** Для дисбалансов любого типа во всем диапазоне скоростей ротора относительные значения динамических зазоров в спроектированных подшипниках составляют 50–85 % от номинала. Нижнее значение относится к первой критической скорости и повышенному синфазному дисбалансу.

На высоких скоростях вращения имеет место тенденция к стабилизации (и даже некоторому росту) значений внутренних зазоров в опорных подшипниках на уровне 65–85 % от номинала в холодном состоянии.

В силу конструкции ТК32 его главный упорный подшипник относительно разгружен и, как показал расчет, компенсирует осевую силу при значении динамического зазора 45–70 мкм (0,04–0,07 мм), самоустанавливающегося в пределах осевого разбега РС.

В целом для всех подшипников ТК32 относительные и абсолютные значения зазоров для принятой в дизелестроении тонкости фильтрации масла (25–40 мкм) позволяют прогнозировать низкий износ подшипников и повышенный ресурс роторной системы.

**Динамические реакции подшипников и ротора.** Динамические реакции в подшипниках компрессора и турбины при повышенных дисбалансах иллюстрирует рис. 6.

Реакции опорных подшипников отнесены к половине веса ротора. Изменение реакций по скоростному диапазону РС хорошо согласуется с кривыми 1, 3 для оптимизированных подшипников (см. рис. 5). Так, локальные максимумы



**Рис. 6.** Динамические реакции в подшипниках при повышенных дисбалансах

при 8000–10 000 и 15 000–17 000 об/мин соответствуют демпфированным критическим скоростям ротора.

Начиная со средних скоростей, наблюдается возрастание реакций для всех типов и значений дисбаланса соответственно росту центробежных нагрузок от дисбаланса.

Для повышенных дисбалансов турбинный подшипник — наиболее нагруженная опора ротора. Причина заключается как в положении центра масс ротора, так и в дополнительном демпфировании в упорных элементах РС на стороне компрессора — в осевых слоях вспомогательного и главного упорного подшипников.

Общая динамическая нагрузка на ротор и опорные подшипники на критических и высоких скоростях не превосходит удвоенного веса ротора, что является хорошим показателем демпфирования в оптимизированных опорах.

Малым нагрузкам соответствует низкий уровень напряжений в материале вала. Принимая во внимание близкий к статическому характер напряженного состояния материала ротора (синхронная прецессия при демпфированных автоколебаниях), запас по циклической прочности заведомо соответствует принятому для турбоагрегатов.

**Коэффициент динамичности РС.** Приведем значение коэффициента  $K_d$ , характеризующего реакцию РС ТК32 на динамическое дисбалансное воздействие в сравнении с реакцией на действие статической нагрузки равной амплитуды.

Для повышенного синфазного дисбаланса на 1-й критической скорости  $K_d = 1,13$ , что означает практически полное демпфирование критики. На высоких скоростях ротора имеем  $K_d = 0,26$  и четырехкратное уменьшение динамической реакции относительно статической.

Низкие значения коэффициента динамичности подтверждают вывод о высоком уровне демпфирования в спроектированных опорах, что подтверждено анализом АЧХ вибрации и реакций ротора.

**Выводы из анализа результатов.** Проведенный численный анализ позволяет прогнозировать следующие динамические характеристики оптимизированной роторной системы ТК32:

- устойчивость к автоколебаниям, демпфирование вынужденной вибрации;
- низкие динамические нагрузки на ротор и подшипники, динамическую прочность вала;
- снижение механических потерь и чувствительности к изменению вязкости масла.

В целом, модернизированная роторная система унифицирована с РС серийного турбокомпрессора и перспективна для работы на высоких скоростях вращения.

*Окончание следует*

---

#### **Литература**

1. Вибрация в технике. Справочник в 6-х томах, — М.: Машиностроение, 1980, т. 3. — С. 130–189.