

УДК 621.822.173

Ерыганов А. В.  
ОНМА

## **ПРОБЛЕМЫ ДИАГНОСТИРОВАНИЯ ТЕКУЩЕГО СОСТОЯНИЯ ПОДШИПНИКОВ СКОЛЬЖЕНИЯ ПО ВИБРАЦИЯМ МАСЛЯНОГО КЛИНА**

В современных установках широкое применение нашли подшипники скольжения с гидродинамической смазкой. Это в полной мере относится и к судовым энергетическим установкам (СЭУ), включая их самые нагруженные и ответственные узлы. Ввиду широкой распространённости и ответственности подшипников скольжения вопрос мониторинга их состояния является актуальным. При этом важно определить не только состояние поверхностей валов и вкладышей, но и рабочие параметры масла (вязкость, температуру, давление, концентрацию посторонних примесей), так как именно неудовлетворительное качество масла, зачастую, является первопричиной повреждения поверхностей трения.

Вопросам, посвященным конструкции и эксплуатации подшипников скольжения, посвящено достаточно много исследований [1 – 8 и др.]. В их основе лежит классическое представление о смазке как о ньютоновской жидкости и о вязкости, как о скалярной величине. В качестве основного критерия работоспособности выбиралась несущая способность масляного клина (см. рис.). Толщина клина масла является наибольшей в месте входа рабочей поверхности вращающегося вала в несущую зону подшипника и минимальна на выходе из нее. Было установлено, что несущая способность представляет собою сложной нелинейную зависимость от величины зазора между шейкой вала и антифрикционным вкладышем: чем тоньше слой масла, тем выше несущая способность подшипника [1, 3, 8]. Т. е., чем больше нагрузка на подшипник, тем тоньше становится слой масла, несущего радиальную нагрузку.

С другой стороны, уменьшение толщины слоя масла снижает устойчивость подшипника к динамическим нагрузкам, выше становится вероятность механического контакта вала и вкладыша.

Выполненные ранее исследования ([9] и др.) позволили установить одну из эксплуатационных особенностей гидродинамических подшипников: существование радиальных автоколебаний – т. н.

вибраций масляного клина, которые непосредственно связаны с наличием масла в зазоре.

Вибрации масляного клина наиболее часто возникают на переходных режимах. Важным является то, что относительная частота  $\bar{f}$  этих вибраций, взятая относительно частоты вращения ротора, примерно постоянна и обычно составляет 0,42...0,48. В литературе [6] указывается, что эти колебания происходят по типу полускоростного вихря. Эта частота является показателем относительной скорости перемещения масла в зазоре между неподвижным вкладышем и вращающимся валом. Средняя скорость движения масла в зазоре подшипника, в идеальном случае, должна равняться половине частоты вращения вала. На практике она всегда немного меньше, т. к. имеет место вытекание масла в боковые зазоры подшипника.

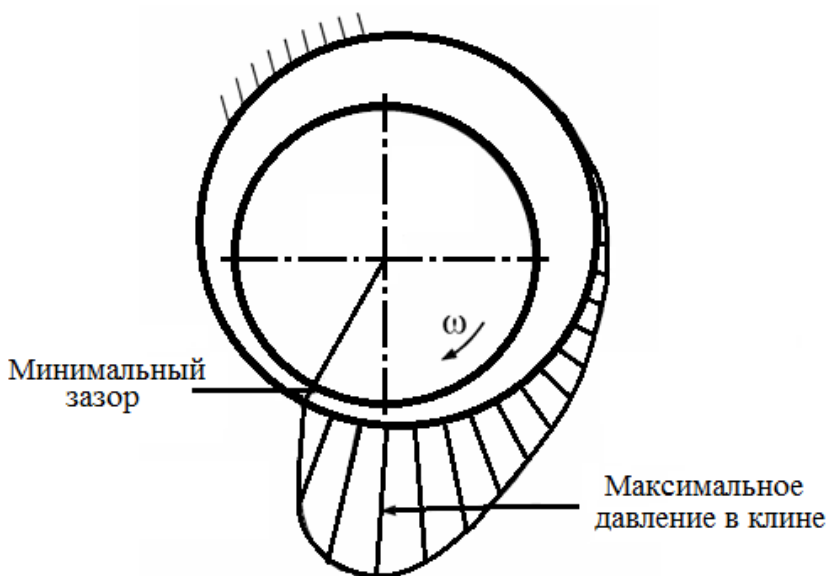


Рис.1. Поле давления смазки в подшипнике скольжения (указаны области нагнетания и разрежения)

Численное значение частоты вибраций масляного клина в одном и том же подшипнике может меняться в указанном диапазоне (0,42...0,48) в процессе изменения состояния элементов подшипника. Это дает возможность по величине этой частоты косвенно судить об относительном состоянии каждой из рабочих поверхностей под-

шипника. Экспериментально определено, что если относительная частота такой вибрации смещается ближе к 0,5, то можно говорить о хорошем состоянии внешней поверхности вкладыша и о худшем состоянии поверхности шейки вала. Масло тормозится со стороны шейки вала, подхватывается ею и поэтому перемещается быстрее. Если частота вибрации масляного клина снижается и стремится ближе к величине 0,4, то лучшим по качеству является состояние поверхности шейки вала. При этом масло тормозится со стороны вкладыша [7]. В некоторых случаях уменьшение частоты вибрации масляного клина говорит об увеличении зазоров в подшипнике.

Как свидетельствуют данные проведенных ранее исследований, вибрации масляного клина проявляются обычно при значительном отклонении от нормы одного или нескольких основных параметров:

- нагрузка ротора на вкладыши не соответствует расчетной несущей способности масляного клина;
- в агрегате, как минимум, присутствует еще одна возмущающая вибрации сила, возникающая не как результат проблем подшипника, но способная возбудить колебания ротора во вкладышах;
- произошло значительное изменение рабочих параметров масла по сравнению с расчетными [7].

Однако, несмотря на то, что вибрациям масляного клина посвящена обширная литература, остаётся еще немало до конца невыясненных вопросов. Прежде всего, к таким вопросам относится физическая природа вибраций и анализ причин, по которым они возникают. Понятно, что, в конечном итоге, первопричиной вибраций ротора являются действующие на него силы [6]. Однако, за редкими исключениями [1, 5], именно силы обычно и не рассматриваются, а задача сводится к построению кинематической модели масляной плёнки [2, 3, 4, 8].

В стороне остаются и такие вопросы, как анализ физического смысла влияния угловой скорости собственного вращения ротора, влияния жёсткости вала и влияния внутреннего (за счет сил жидкостного трения в зазоре) и внешнего демпфирования. Кроме того, практический и в то же время общий метод исследования влияния шероховатости на процесс гидродинамической смазки, а значит и вибраций масляного клина, в настоящее время отсутствует. Большинство предпринятых попыток относится к так называемой рейнгольдсовской шероховатости, т. е. для ситуации, когда справедливо

классическое уравнение Рейнольдса.

Подводя итоги изложенному выше, можно утверждать, что поскольку параметры вибраций масляного клина зависят от текущего состояния поверхностей трения подшипника и смазывающей жидкости, то производя непрерывный мониторинг этих вибраций, становится возможным оценивать состояние как самого подшипника, так и смазывающей жидкости. Тем не менее, поставленную задачу возможно реализовать только разработав соответствующий методологический подход, акценты которого смещены в сторону установления физической картины процессов, происходящих при автоколебаниях в масляном клине, с учётом и других вопросов, упомянутых выше. Здесь следует отметить, что современный уровень развития информационных средств, кроме того, позволяет анализировать процессы, происходящие в гидродинамических подшипниках, с позиций представления рабочего тела как неньютоновской жидкости.

Необходимость глубокого владения физической картиной процесса также обуславливается тем, что в эксплуатационных условиях измерить вибрации масляного клина отдельно невозможно: их выделяют из общего спектра вибраций по характерным частотам. Понятно, что определение характерных частот возможно только при достоверном математическом описании процесса. Однако тот факт, что развитие такого метода мониторинга является значительным шагом к переходу к техническому обслуживанию агрегатов по их фактическому состоянию, является главным стимулом для развития исследований в этом направлении.

#### *СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ*

1. Болотин В. В. Неконсервативные задачи теории упругой устойчивости. – М.: Физматгиз, 1961. – 339 с.
2. Кальменс В. Я. Обеспечение вибронадёжности роторных машин на основе методов подобия и моделирования. – СПб.: Изд. СЗПИ, 1992. – 373 с.
3. Камерон А. Теория смазки в инженерном деле. – М.: Машгиз, 1962. – 296 с.
4. Кельзон А. С., Циманский Ю. П., Яковлев В. И. Динамика роторов в упругих опорах. – М.: Наука, 1982. – 280 с.
5. Пановко Я. Г. Основы прикладной теории колебаний и удара. – Л.: Машиностроение, 1976. – 320 с.

6. Подольский М. Е. Физическая природа и дискуссионные вопросы теории масляных вибраций. / Научный семинар по теории механизмов и машин. – С. - Петербург, СПбГПУ. – 2009.

7. Русов В. А. Спектральная вибродиагностика. / В. А.Русов – Пермь: Издательство НИИУМС, 1996 г – 176 с.

8. Тондл А. Динамика роторов турбогенераторов. – Л.: Энергия, 1971. – 387 с.

9. Newkirk B. L., Taylor H. D. / Shaft Wipping due to Oil Action in Journal Bearing // General Electric Review / 1925. v. 28. Pp.559 – 568.