

УДК 621.165

Е. В. Левченко^{*}, канд. техн. наук**В. П. Сухинин**^{**}, д-р техн. наук^{*} ОАО «Турбоатом»,^{**} Украинская инженерно-педагогическая академия
(г. Харьков, E-mail: tatiananf@mail.ru)

НОВОЕ ИЗ ОПЫТА УСТРАНЕНИЯ НИЗКОЧАСТОТНОЙ ВИБРАЦИИ ТУРБОАГРЕГАТОВ

Приведены результаты устранения низкочастотной вибрации роторов турбоагрегатов на основе нового метода, кардинально отличающегося от принятых до сих пор в практике проектирования и эксплуатации. Апробация предложенного метода в эксплуатационных условиях показала его надежную эффективность.

Наведені результати усунення низькочастотної вібрації роторів турбоагрегатів на основі нового методу, що кардинально відрізняється від інших застосовуваних досі у практиці проектування і експлуатації. Апробація запропонованого методу в експлуатаційних умовах показала його надійну ефективність.

При внедрении в энергетику турбинных блоков крупной единичной мощности с высокими и сверхкритическими параметрами пара практически все турбостроительные фирмы мира столкнулись с проблемой низкочастотной вибрации (НЧВ) роторов [1, 2].

НЧВ роторов на масляной пленке подшипников является одной из серьезнейших проблем в мировом турбостроении. С ее возникновением турбоагрегат попадает в режим работы, когда на определенном уровне так называемой «пороговой» мощности лавинообразно нарастающая вибрация валопровода становится столь интенсивной, что грозит серьезными нарушениями целостности агрегата. При этом приходится эксплуатировать турбину с ограничением нагрузки, поскольку невозможно преодолеть пороговую мощность, лежащую ниже гарантированной номинальной. Для устранения этого явления, приводящего к большим экономическим потерям, разработан ряд специальных конструктивных и эксплуатационных мер, которые позволили в дальнейшем избежать в основном подобных нарушений нормальной эксплуатации.

Возможность потери устойчивости вращения ротора в первую очередь определяется его конструкцией и вибрационными характеристиками. Жесткие роторы практически не подвержены НЧВ.

По характеру возникновения НЧВ принято делить на два вида: масляную, источником которой является масляный слой опорного подшипника, и паровую, вызываемую силами, действующими в проточной части турбины.

Возникновение НЧВ может быть спровоцировано в процессе эксплуатации факторами, которые относят к так называемым неконсервативным силам, возбуждающим паровую или масляную вибрацию. НЧВ возникает от воздействия разнородных возбуждающих сил, которые присутствуют всегда. Вместе с тем опыт показывает, что они вызывают НЧВ далеко не всегда, а лишь при определенных условиях. Отметим, что масляная пленка обладает не только упругими свойствами, которые способствуют возникновению НЧВ, но и свойствами гашения вибрации за счет сил трения (демпфирующие свойства), возникающих при взаимном смещении отдельных частиц масла в масляном слое [3].

Возникает или не возникает интенсивная НЧВ – зависит от сочетания упругих и демпфирующих свойств в конкретном подшипнике и при конкретных условиях работы ротора турбины. При уровне единичной мощности, достигающей, как правило, 300 МВт и выше на турбинах со сверхкритическими параметрами пара, если в их конструкции не пре-

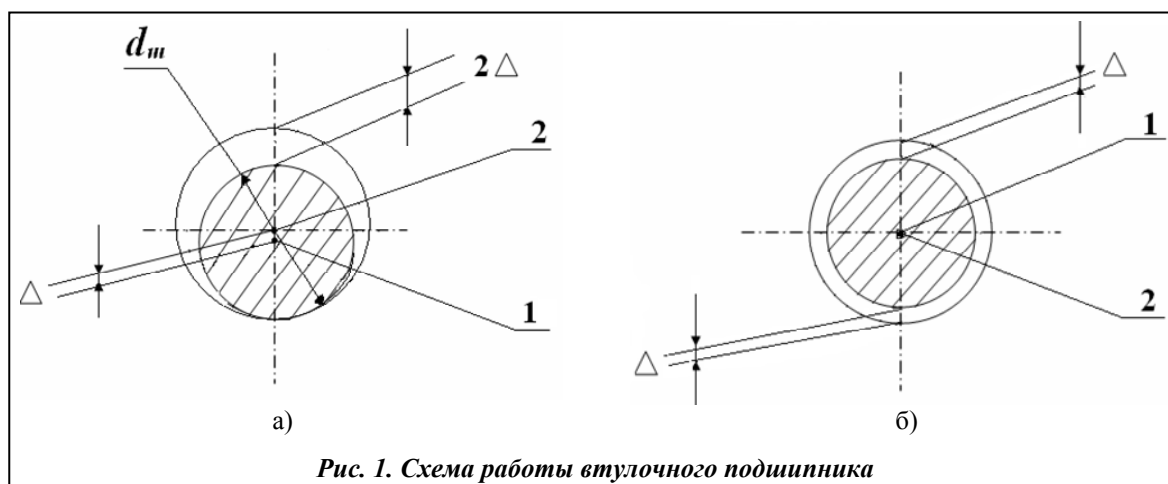


Рис. 1. Схема работы втулочного подшипника

дусмотрены специальные меры, может возникнуть НЧВ, препятствующая нормальной эксплуатации агрегата.

Большинство способов устранения этой вибрации направлено на снижение уровня неконсервативных сил, появляющихся при линейном или угловом смещении оси ротора по отношению к оси корпуса. Наиболее важное значение имеют следующие неконсервативные силы:

1. Переменные по окружности усилия на рабочих лопатках, вызываемые неравномерностью протечек пара по окружности в периферийных и диафрагменных уплотнениях ступени, – венцовые силы.

2. Неравномерное распределение по окружности бандажа рабочих лопаток давлений, вызываемое нарушением осесимметричного течения пара через надбандажные уплотнения ступени – надбандажные силы.

3. Неравномерное распределение по окружности вала давлений в зонах диафрагменных, концевых и средних лабиринтовых уплотнений, вызываемых также нарушением осесимметричности течения пара через уплотнения, – лабиринтовые силы.

4. Силы масляного слоя в опорных подшипниках скольжения – силы масляного возбуждения, которые присутствуют всегда.

На рис. 1 показаны схемы граничных положений шейки вала относительно расточки вкладыша.

Определяющим возможность возникновения НЧВ является положение шейки вала в расточке вкладыша. Теоретически, в зависимости от условий работы, центр шейки вала 1 может занимать положение от самого нижнего, когда шейка не вращается (рис. 1, а), до самого верхнего (при бесконечно большой частоте вращения), совпадающего с центром расточки вкладыша 2 (т. е. в пределах величины радиального зазора между шейкой и вкладышем при их совмещенных центрах – «Δ») (рис. 1, б). Практика показывает, что для втулочных (не сегментных) подшипников, чем больше всплытие шейки, тем больше вероятность возникновения НЧВ. Как правило, при всплытии шейки вала на величину более 30% максимально возможной ($> 0,3\Delta$) вращение ротора становится неустойчивым.

Всплытие шейки вала определяется значением комплекса [3]

$$S = p\Psi^2/\mu\omega,$$

называемого критерием нагруженности подшипника, где p – условное удельное давление на нижнюю половину вкладыша подшипника, равное отношению силы P , действующей на подшипник, к произведению диаметра шейки вала $d_{ш}$ на длину вкладыша L ; $\Psi = \Delta/r_{ш}$ – относительный зазор подшипника ($r_{ш} = d_{ш}/2$); μ – коэффициент динамической вязкости масла; ω – угловая скорость вращения ротора.

Чем меньше значение критерия нагруженности, тем больше всплытие шейки вала и вероятность потери устойчивости вращения. Поэтому имеется некоторое предельное значение S_{\min} , определяющее границу устойчивости.

Уравнение позволяет провести анализ влияния различных конструктивных и эксплуатационных факторов на возможность возникновения НЧВ:

1. С ростом частоты вращения ω значение критерия нагруженности уменьшается, а вероятность возникновения НЧВ возрастает. Поэтому появление НЧВ уже в процессе разворота турбины или на холостом ходу является характерным признаком масляной вибрации.

2. Заметное влияние на возникновение масляной вибрации оказывает температура масла, которая определяет его вязкость μ . Чем ниже температура масла, тем выше его вязкость, больше всплытие шейки вала и вероятнее потеря устойчивости вращения. Повышение температуры масла отодвигает вверх границу устойчивости вращения ротора, но снижает несущую способность масляной пленки, ее демпфирующих свойств и ускоряет старение масла.

3. Большое влияние на потерю устойчивости вращения оказывает удельное давление p – с ростом давления опасность возникновения масляной вибрации снижается. Однако удельное давление не должно быть чрезмерным, так как его величина определяет толщину масляной пленки и интенсивность износа, особенно при страгивании и работе на валоповоротном устройстве.

4. Устойчивость ротора против масляной вибрации может быть повышена путем увеличения абсолютного зазора подшипника (увеличение относительного зазора при сохранении диаметра шейки). Однако это в свою очередь может привести к дополнительному всплытию шейки вала, требует увеличения зазоров в уплотнениях и приводит к снижению экономичности турбины. Кроме того, увеличение зазоров в подшипнике сверх апробированных практикой эксплуатации величин может привести даже при формальном увеличении критерия нагруженности (S) к более ранней потере динамической устойчивости, поскольку снижается демпфирующая способность масляного слоя в верхней половине вкладыша подшипника.

Критерий нагруженности подшипника определяет также и другие меры, которые следует предпринимать для предотвращения НЧВ. Устойчивость вращения ротора может быть повышена в результате уменьшения ширины вкладыша (соответственно – повышение удельного давления), смещения подшипников относительно друг друга в вертикальной плоскости, приводящего к перераспределению нагрузки между ними.

Радикальным способом борьбы с НЧВ считается использование специальных виброустойчивых подшипников сегментного типа. Эти подшипники с самоустанавливающимися колодками (сегментами) способствуют самоустановке ротора при его смещении в направлении, поперечном оси турбины так, что составляющая реакции от веса ротора проходит через точку опоры колодки и центр шейки вала. Таким образом, в сегментных подшипниках циркуляционной силы в масляном слое, вызывающей процессию вала, просто не возникает. Вместе с тем, поскольку подшипники одновременно играют роль демпферов, которые гасят и другие виды колебаний, следует подчеркнуть, что сегментные подшипники не обладают повышенной демпфирующей или несущей способностью и их использование, снимая проблему масляной вибрации, не снимает проблему вибрации вообще.

Если не принимать во внимание силы масляного возбуждения, то остальные силы зависят от расходной составляющей парового потока в надбандажных и диафрагменных уплотнениях, определяемой площадью этих зазоров и параметрами пара в проточной части.

Повышение единичной мощности турбоагрегатов, как правило, сопряжено с переходом на следующую более высокую ступень параметров пара, что влечет за собой увеличение расхода в зазоры уплотнений, а, кроме того, приводит к увеличению длин роторов. Это обусловливает, при относительно небольшом изменении диаметров бочки ротора, снижение критических частот поперечных колебаний ротора высокого давления. При этих условиях рост неконсервативных сил в сочетании с такими факторами, как снижение собственной

частоты поперечных колебаний ротора, вибрационная нестабильность на масляной пленке и снижение массы ротора на единицу вырабатываемой мощности данного цилиндра могут привести к появлению НЧВ (при достижении пороговой мощности), препятствующей работе турбины с максимальными проектными нагрузками.

Проблема НЧВ возникает, как правило, на турбинах большой единичной мощности (порядка 300 МВт и более). В зарубежной и отечественной энергетике неполадки в турбинах из-за НЧВ массово проявились в процессе освоения блоков со сверхкритическими параметрами пара единичной мощностью 300 и 500 МВт. В связи с этим были разработаны технические решения, которые используются с тех пор в конструкциях всех видов выпускаемых турбин. Существенно повышая пороговую мощность, они позволяют, почти без исключения, осуществлять нормальную эксплуатацию без признаков НЧВ до максимально гарантированных нагрузок.

Вместе с тем даже при внедрении любых комбинаций указанных факторов, направленных на предупреждение возникновения НЧВ, последняя может проявиться не в результате заложенных в проекте негативных решений, а вследствие некачественной сборки собственно турбины (центровка валопровода на опорах), расцентровки опор в процессе эксплуатации (недопустимый нагрев, просадка оснований опор) и других эксплуатационных факторов. Заметный отрицательный эффект может вызвать нарушение требований монтажа трубопроводов цилиндра высокого давления, что приводит к появлению опрокидывающего момента относительно оси турбины, способного оторвать опорные лапы цилиндра от опорных площадок на фундаменте и привести к нестабильности вращения ротора.

Для устранения НЧВ, возникающей в результате сочетания различных непроjektных факторов, разработано техническое решение, основанное на индивидуальном подводе смазочного масла повышенного давления к подшипнику через систему маслопроводов, используемых обычно для подачи масла к нему при работе валопровода в режиме гидроподъема (пуск или останов). Схема индивидуального подвода масла рассчитана на постоянную работу при эксплуатации и автоматически подает масло к подшипнику под давлением 3,0–3,5 МПа.

Данное решение направлено на устранение НЧВ и может быть использовано в совокупности с другими, апробированными в эксплуатации методами, действие которых не снижает положительный эффект предлагаемого технического решения. При этом обеспечивается подавление НЧВ, вызываемой любыми возбуждающими ее факторами – будь-то силы парового возбуждения в проточной части либо вибрация на масляной пленке.

Получаемый эффект можно объяснить следующим образом.

Через маслопроводы, используемые при гидроподъеме роторов, масло под давлением из системы регулирования подается в рабочую зону подшипника. Положительный эффект будет иметь место, если это давление превышает давление в соответствующей точке масляного клина. В противном случае дополнительно подводимое масло не сможет попасть в рабочую зону подшипника.

Механизм работы втулочного подшипника можно представить следующим. Обычная эпюра гидродинамического давления в масляном слое, представленная на рис. 2 (кривая 1), имеет явно выраженный максимум с заметным снижением давления в обе стороны от него. По предложенной схеме работы, зона с давлением, соответствующим максимальному значению в масляном клине или несколько превышающим его, имеет протяженность по дуге около 60° (рис. 2, кривая 2). Следовательно, при появлении возбуждающей циркуляционной силы от парового потока устойчивость шейки ротора на масляном слое существенно повышается. Здесь важно отметить, что на протяжении всей дуги в 60° масляный клин дополнительно подпитывается маслом высокого давления и вновь сформированная эпюра давлений имеет устойчивый характер даже с учетом некоторого увеличения температуры масляного слоя за счет более интенсивного подвода масла в рабочую зону подшипника.

Дополнительным эффектом при этом является повышение износостойкости подшипника.

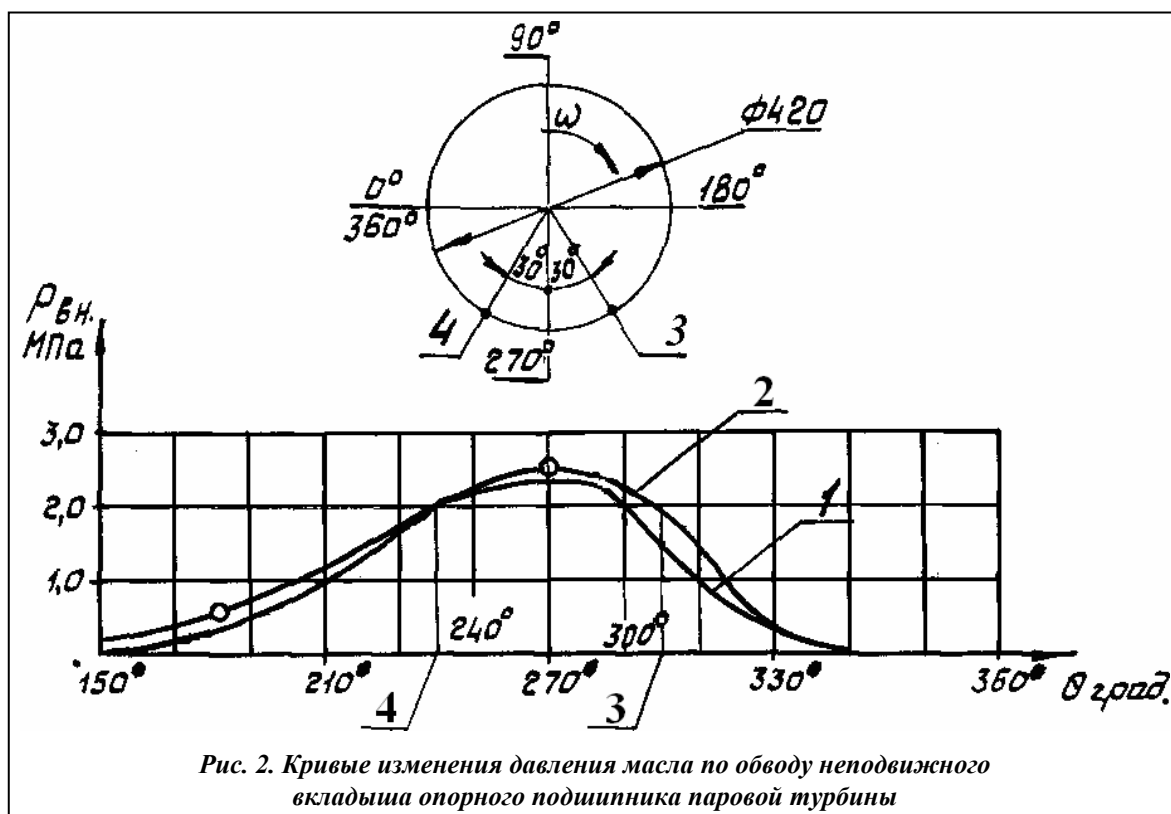


Рис. 2. Кривые изменения давления масла по обводу неподвижного вкладыша опорного подшипника паровой турбины

При подводе масла повышенного давления к сегментному подшипнику на каждой из двух нижних опорных колодок эпюра давлений в масляном клине также видоизменяется по аналогии с втулочным подшипником. В остальном механизм повышения демпфирующих свойств такой же, как описанный выше.

На рис. 3 представлены эпюры давления масла в гидродинамическом клине сегментного подшипника при обычной работе (кривые 1) и при подводе масла повышенного давления из силового коллектора системы регулирования (кривые 2). Там же цифрами 3 и 4 обозначены точки подвода масла повышенного давления.

Во всех случаях устойчивая работа подшипника обеспечивается, если сохраняется равновесное состояние между внешней нагрузкой (доля веса ротора, приходящейся на подшипник) и подъемной силой масляного слоя. В данном случае, несмотря на увеличение протяженности зоны повышенного давления, объемный интеграл эпюры давления масляного слоя сохраняется постоянным за счет некоторого увеличения расхода масла в торцевые зазоры подшипника, что приводит к снижению эпюры давления против исходного в осевом направлении.

Описанное выше конструктивное решение, прошедшее проверку в эксплуатационных условиях на турбине мощностью 320 МВт, отличается следующими положительными эффектами:

- обеспечивает надежную и устойчивую эксплуатацию паровых турбин на всех режимах, вплоть до номинальных и максимальных нагрузок в случаях, когда известные способы снижения неконсервативных (возбуждающих НЧВ) сил оказываются недостаточно эффективными;
- не требует значительных капитальных затрат;
- может быть использовано в любой турбине на закритические параметры пара как путем конструктивных мероприятий в проекте, так и в эксплуатационных условиях при наладке и освоении оборудования;

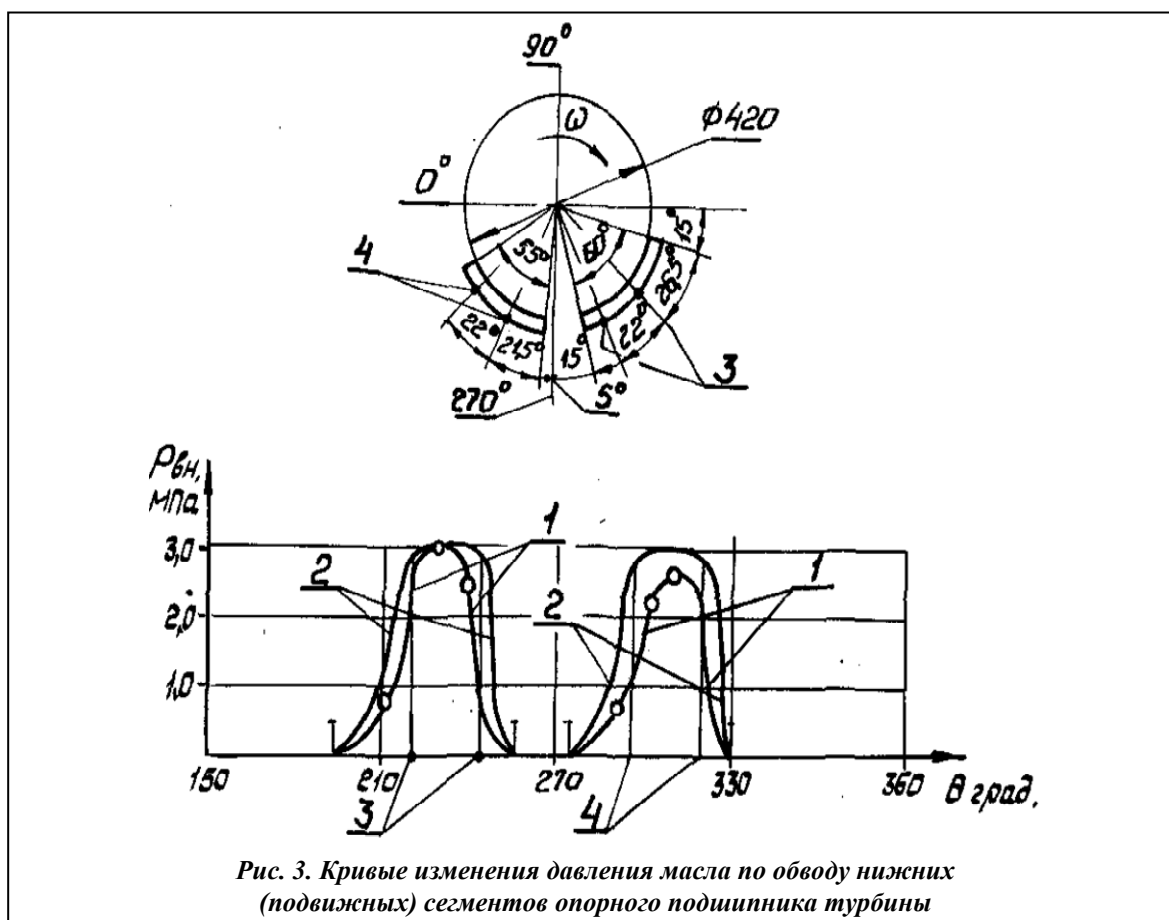


Рис. 3. Кривые изменения давления масла по обводу нижних (подвижных) сегментов опорного подшипника турбины

– наиболее эффективно для турбин с гибкими роторами цилиндров высокого давления (первая критическая частота вращения $n_{кр1} \leq 2400$ об/мин), наиболее чувствительными к воздействию факторов, возбуждающих НЧВ.

Литература

1. Олимбиев В. И. Проблема борьбы с низкочастотной вибрацией валопровода энергетических паротурбинных агрегатов большой мощности // Теплоэнергетика. – 1978. – № 9. – С. 8–13.
2. Траупель В. Тепловые турбомашин: В 2-х т. – М.: Энергоиздат, 1963. – Т. 2. – 360 с.
3. Трухний А. Д. Стационарные паровые турбины. – М.: Энергоатомиздат, 1990. – 497 с.
4. Пат. 57786. Україна. F01D25/18. Спосіб роботи багаточиліндрової установки / В. І. Аксьонов, В. П. Сухінін, А. Д. Кантемир. – Опубл. 15.07.03, Бюл. № 7.

Поступила в редакцию
9.11.09