

Секція динаміки та міцності

Слід також звернути увагу на той факт, що вплив гіроскопічних моментів для роторів з консольними елементами виявляється значно більшим (в порівнянні з впливом на першу критичну) на величини другої або ж третьої критичних частот. Такі ж закономірності спостерігаються і для роторів турбокомпресорів без значних консольних елементів.

АНАЛИЗ ДИНАМИКИ НЕУРАВНОВЕШЕННОГО РОТОРА В НЕУСТОЙЧИВОЙ ОБЛАСТИ ЧАСТОТ ВРАЩЕНИЯ

*Симоновский В. И., проф., доктор техн. наук, СумГУ,
Ночовный В. Н., студент гр. ДМ-31, СумГУ*

В роторах центробежных машин вследствие гидродинамических реакций жидкостного слоя в уплотнениях и подшипниках скольжения при определённых условиях может иметь место потеря устойчивости и развитие автоколебаний, имеющих частоту, отличную от частоты вращения ротора. В некоторых случаях доводки крупных центробежных насосов при потере устойчивости уровень вибраций значительно превышал допустимый. Для подобных машин сам факт потери устойчивости считался аварийным и практическая задача заключалась в таких изменениях параметров конструкции, при которых обеспечивалась бы устойчивая работа ротора во всём диапазоне рабочих частот вращения. В то же время в роторах некоторых типов центробежных машин потеря устойчивости сопровождается автоколебаниями сравнительно невысокой амплитуды, при этом общий уровень вибраций оказывается в допустимых пределах. Поэтому задача исследования нелинейных колебаний ротора, в частности, анализ автоколебательных явлений, представляет практический интерес, поскольку выявление частот, соответствующих автоколебаниям в спектре вибрации позволяет установить сам факт потери устойчивости.

Исследование таких сложных колебательных процессов в роторах, как сочетания синхронной прецессии с автоколебательными наложениями, весьма трудно поддаётся аналитическому обозрению. Сравнительно простые способы аналитической оценки амплитуд и частот автоколебаний получены лишь при рассмотрении уравновешенного ротора, без синхронной прецессии, вызываемой дисбалансами. Исследование же динамики роторов без указанных упрощений и с учётом различного рода нелинейностей требует численного интегрирования дифференциальных уравнений движения ротора.

В настоящей работе выполнены численные эксперименты над одномассовой моделью типичной конструкции ротора центробежного насоса. Для данного ротора были рассчитаны безразмерные параметры математической модели. Относительный коэффициент сопротивления вне щелевых уплотнений и относительный эксцентриситет варьировались для выяснения влияния сопротивления вне щелевых уплотнений и влияния

Секція динаміки та міцності

неуравновешенности на границу устойчивости и амплитуду автоколебательной составляющей. При численном интегрировании были рассчитаны серии переходных процессов и выполнен спектральный анализ полученных решений.

В результате были выявлены следующие закономерности: 1) с увеличением дисбаланса граничная по устойчивости частота вращения возрастает. Таким образом, устойчивость неуравновешенного ротора повышается по мере роста дисбаланса; 2) доля автоколебательной составляющей по мере роста дисбаланса уменьшается. Таким образом, выявляется стабилизирующая роль неуравновешенности. Синхронная прецессия как бы имеет тенденцию "подавлять" автоколебательную накладку.

Показано, что в неустойчивой области вращения ротора центробежной машины при частотах вращения близких к границе устойчивости амплитуды автоколебаний могут быть сравнительно невелики. Таким образом, сам факт потери устойчивости может носить скрытый характер и его обнаружение требует спектрального анализа вибрационного состояния ротора. С ростом дисбаланса амплитуда автоколебательной составляющей уменьшается, а область частот устойчивого вращения расширяется.

РАЗРАБОТКА МЕТОДИКИ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ОПТИМАЛЬНЫХ МЕСТ РАСПОЛОЖЕНИЯ ПЛОСКОСТЕЙ КОРРЕКЦИИ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ НАСОСОВ

*Симоновский В. И., проф., доктор техн. наук, СумГУ,
Гуков В.В., студент гр. ДМ-41, СумГУ*

Ротор является инструментом преобразования энергии в самых различных областях техники: энергетических машинах, электрических машинах, транспортных машинах, машинах химической и текстильной промышленности, приборах и т.д. Но в то же время ротора представляют собой источник вредных вибраций. Такие вибрации могут являться определяющими факторами снижения надежности и долговечности машин и механизмов, фундаментов промышленных зданий. Одним из способов снижения вредоносных вибраций является балансировка роторов.

В работе проведена виртуальная (с помощью программ для ПК, реализующих расчеты вынужденных колебаний и определение дисбалансов в назначенных плоскостях коррекции) балансировка двух реальных моделей роторов. Различие в подходах к балансировке состояло в специальном расположении плоскостей коррекции. После этого проведен анализ результатов, на основе которого был разработан ряд рекомендаций для выбора оптимальных мест расположения плоскостей коррекции. Оказалось, что для роторов работающих между первой и второй критическими