

## Секція динаміки та міцності

колебаний ротора в уплотнениях перекрестные коэффициенты равными нулю. Мы приходим к системе дифференциальных уравнений четвертого порядка, коэффициенты которой учитывают массу ротора и присоединенную массу жидкости, демпфирующие, гироскопические и циркуляционные силы. Определяем собственные частоты, рассмотрев свободные колебания ротора. Частное решение линейных однородных дифференциальных уравнений с постоянными коэффициентами, следуя Эйлеру, можно представить в виде двух экспоненциальных функций, в результате чего получим систему алгебраических уравнений, определитель которой должен быть равен нулю. Раскрыв определитель, получим характеристическое уравнение четвертого порядка, которое может иметь как действительные, так и мнимые корни. По коэффициентам полученного уравнения, пользуясь критериями устойчивости, можно оценивать устойчивость ротора в щелевых уплотнениях. Собственные частоты системы представляют собой мнимые части характеристических показателей, представленных в комплексном виде.

Таким образом, анализ отдельных и угловых колебаний представляет как методический, так и практический интерес, поскольку позволяет выявить наиболее важные закономерности движения реальных роторов, оценить влияние гидродинамических характеристик щелевых уплотнений на собственные и критические частоты парциальных систем, на их устойчивость и амплитуды вынужденных колебаний. Результаты анализа парциальных систем достаточно хорошо отражают динамику реального ротора, если коэффициенты связи, определяемые перекрестными коэффициентами, близки к нулю. Для реальных роторов это условие не выполняется. Тем не менее, существуют конструкции роторов, которые совершают преимущественно либо радиальные, либо угловые колебания и удовлетворительно моделируются парциальными системами.

## ВЫВОД УРАВНЕНИЙ РАДИАЛЬНО-УГЛОВЫХ КОЛЕБАНИЙ НЕСИММЕТРИЧНОГО ОДНОДИСКОВОГО РОТОРА

*Марцинковский В.А., проф., доктор техн. наук, СумГУ*  
*Гордиенко Ю.В., студент гр. ДМ-51, СумГУ*

Рассматриваются две типовые схемы однодискового ротора: с диском, находящимся между жесткими опорами и консольного. В обоих случаях радиальные смещения диска сопровождаются его поворотом в плоскости изогнутой оси вала. Ротор имеет четыре степени свободы. Инерционное сопротивление повороту характеризуется соответствующим гироскопическим моментом диска. Масса ротора сосредоточена в центре масс диска, а невесомый упругий вал вращается в жестких опорах.

При рассмотрении общего случая движения твердого тела относительно неподвижной системы координат была использована теорема

## Секція динаміки та міцності

Шала. Также выведены уравнения радиальных и угловых колебаний диска как твердого тела, используя соответственно теорему о движении центра масс и теорему об изменении момента количества движения системы относительно центра масс. Напомним формулировки этих теорем:

- центр масс движется как точка, в которой сосредоточена вся масса системы и к которой приложен главный вектор внешних сил, действующих на систему;

- производная по времени от главного момента количества движения системы (кинетического момента) относительно центра масс в ее движении относительно подвижной системы координат, движущейся поступательно вместе с центром масс, равна взятому относительно того же центра масс главному моменту внешних сил, приложенных к системе.

Следующим шагом является преобразование кинетического момента неуравновешенного ротора к неподвижной системе координат. Переход к неподвижной системе сводится к последовательному повороту системы на отрицательные (по часовой стрелке) углы. Параллельный перенос осей не влияет на величину проекций. В результате получены уравнения движения диска, в которые входят пока что не определенные силы и моменты, обусловленные изгибной жесткостью вала, внешним линейным сопротивлением и течением вязкой жидкости в кольцевых зазорах щелевых уплотнений.

Для определения восстанавливающих сил и моментов, обусловленных изгибной жесткостью, был использован метод сил. Упругие силы и моменты действуют на вал со стороны диска, а в уравнения движения диска нужно вносить силы и моменты, действующие на диск со стороны вала. Поэтому были изменены знаки на обратные в соответствии с третьим законом Ньютона. Коэффициенты влияния вычисляются методами сопротивления материалов.

## ОЦЕНКА ВЛИЯНИЯ ЩЕЛЕВЫХ УПЛОТНЕНИЙ НА ДИНАМИКУ РОТОРА

*Тарасевич Ю.Я., доц., канд. техн. наук, СумГУ*  
*Коцур А.Ю., студент гр. ДМ-41, СумГУ*

Одной из наиболее важных и сложных проблем современного машиностроения является проблема герметизации роторов центробежных насосов и компрессоров, в которых перекачиваемая жидкая или газообразная среда находится под большим (до 50-100 МПа) давлением, при этом необходимо уменьшить ее протечки через неизбежные зазоры между вращающимся валом и неподвижным корпусом. Особенность центробежных машин состоит в том, что эти задачи взаимосвязаны и в большинстве случаев