

АНАЛИЗ СПЕКТРА МЕХАНИЧЕСКИХ КОЛЕБАНИЙ ОДНОДИСКОВОГО РОТОРА С ШАРИКОВЫМ АВТОБАЛАНСИРОМ

к.т.н. А.Н. Горбенко, О.П. Радченко, КМТИ, Керчь

Уровень вибрации роторных машин может быть заметно снижен путем применения шарикового автобалансирующего устройства (АБУ) [1-5]. Конструктивно АБУ представляет собой кольцевую полость, перпендикулярную оси вращения ротора, с помещенными в нее шарами в количестве не менее двух. Аналитическое исследование динамики системы ротор - АБУ затруднено вследствие ее нелинейности. Полученные к настоящему времени приближенные аналитические решения (см., например [1,3,5]) в целом позволяют оценивать динамические свойства системы в первом приближении, однако не дают возможности проводить уточненные исследования, настройку и оптимизацию конструкции АБУ. Для этих целей более эффективны численные методы расчетного анализа системы [2,4]. Недостатком численных методов расчета является высокая трудоемкость анализа их результатов и выявления физических свойств механической системы. По указанным причинам к настоящему времени отсутствует приемлемое объяснение физических причин например того факта, что устойчивая автобалансировка однодискового ротора имеет место лишь при скорости вращения ω , заметно превышающей критическую скорость p , в то время как согласно аналитическим решениям ротор должен автоматически балансируться во всей закритической области, т.е. при $\omega > p$. Эффективным средством дальнейшего развития исследований динамических свойств данной механической системы на наш взгляд является метод спектрального анализа, основные результаты которого представлены в данной работе.

Физическая модель однодискового ротора с автобалансиром представлена на рис.1. На невесомый вал с жесткостью K с эксцентрикитетом $r = \text{ОС}$ наложен диск массой M . Во внутреннюю цилиндрическую полость диска помещены n шариков массой m каждой. Шарики имеют возможность двигаться по окружности радиуса R . Модель помещена в трехмерную систему координат, ось z которой совмещена с осью подшипника. Текущее положение диска ротора характеризуется координатами x и y точки О крепления диска к валу. Положение каждого из шариков определяется углом φ_j . При вращении ротора в системе действуют силы: от дисбаланса ротора, вязкого трения ротора и вязкого трения шариков в полости АБУ.

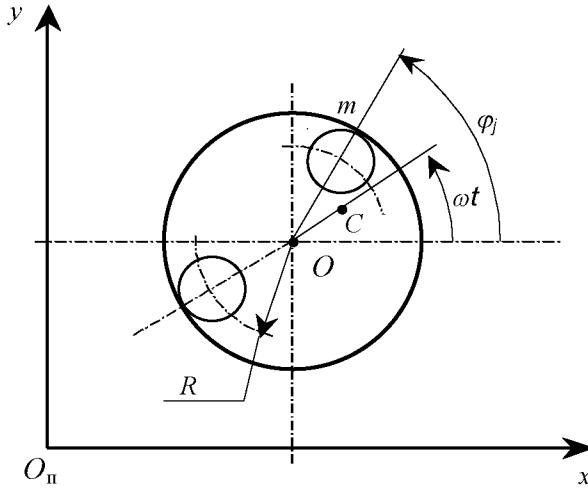


Рис.1 Модель системы ротор - автобалансир

Математическая модель движения механической системы представляет собой систему из $2+n$ нелинейных дифференциальных уравнений (см., например [3,5]). Численное решение этой системы уравнений проводилось методом Рунге-Кутта при заданной рабочей скорости вращения ω_p . При расчетах приняты следующие значения параметров: $M=40\text{кг}$, $r=0,001\text{м}$, $m=0,1\text{кг}$, $R=0,3\text{м}$, $n=2$. После переходного процесса от некоторого заданного начального состояния механическая система приходит к состоянию установившегося движения, по характеру которого можно сделать вывод о наличии эффекта автобалансировки ротора. При автобалансировке прогиб ротора незначителен и не изменяется, в противном случае он возрастает до существенной величины. Далее выполнялся спектральный анализ колебаний системы при ее установившемся движении за достаточно большой период времени.

Характерные спектры колебаний диска вдоль оси x представлены на рис.2. Спектр, изображенный на рис.2а, соответствует устойчивой автобалансировке при $\omega_p = 1,59p$. Из графика видны некоторые особенности движения системы ротор - АБУ. Спектральная плотность амплитуды колебаний диска с частотой ω_p вращения ротора незначительна благодаря автобалансировке. В то же время присутствует два достаточно ярко выраженных пика амплитуд с частотами, равноотстоящими от ω_p . Наличие этих пиков обусловлено тем, что при вращении ротора шарики двигаются вместе с ним и одновременно совершают медленные свободные колебания относительно полости АБУ с частотой p_s . В результате этого в спектре колебания диска появляются два пика при частотах $\omega_{IH,B} = \omega_p \pm p_s$. Последние следует считать собственными частотами системы. Причем их особенностью является зависимость от частоты вращения ротора.

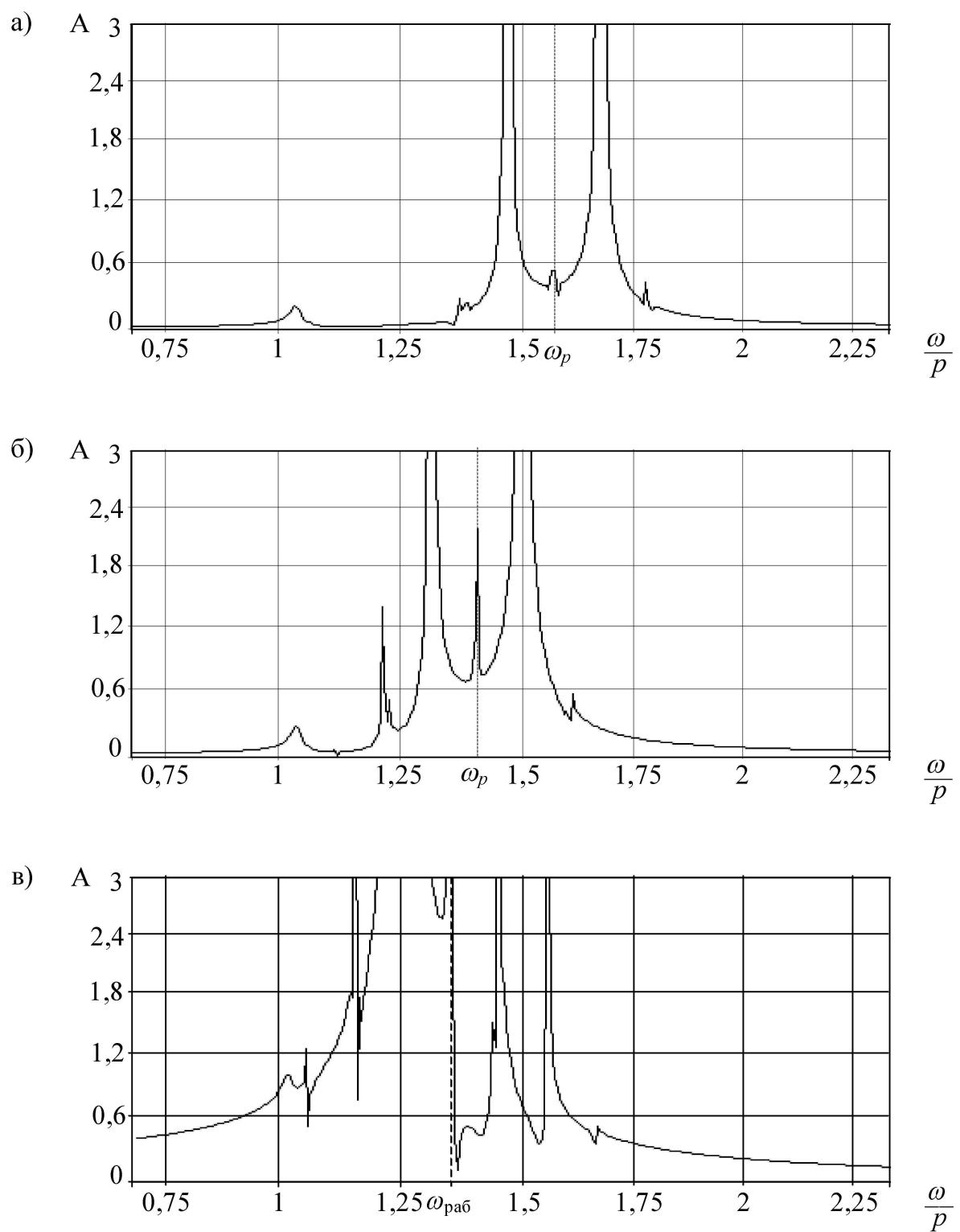


Рис.2. Спектры механических колебаний системы:

а) при $\omega_p = 1,59p$; б) $\omega_p = 1,42p$; в) $\omega_p = 1,37p$.

При более низких скоростях вращения уровень спектральной плотности амплитуд колебаний возрастает (в том числе на частотах ω_p и p), что видно из спектра на рис.2б при $\omega_p = 1,42p$. При этом эффект автобалансировки еще имеет место. Кроме того, становятся заметными дополнительные пики амплитуд. Причем эти пики соответствуют частотам, равноотстоящим от ω_p на величины $2p_s$ и $3p_s$. Появление этих пиков также обусловлено свободными колебаниями шариков и нелинейностью системы.

Как показывают расчеты, потеря устойчивости автобалансирующего положения шариков (при постепенном снижении ω_p) наступает когда частота ω_{3H} третьего дополнительного пика становится достаточно близкой к критической скорости p . На рис.2в приведен спектр колебаний при $\omega_p = 1,37p$ (автобалансировка отсутствует). При этом шарики не могут занять автобалансирующее положение и врачаются в полости АБУ. Для расчетных значений параметров ротора и АБУ граничная частота, разделяющая области устойчивости и неустойчивости автобалансировки, равна $p_{ep} = 1,39p$.

Таким образом, спектральный анализ позволил выявить причину потери устойчивости автобалансировки, заключающуюся в совпадении одной из собственных частот системы, обусловленных колебаниями шариков, с основной собственной частотой ротора p . Кроме этого механизма потери устойчивости, как показано в работе [4], проявляется отрицательное влияние внешнего трения ротора.

Литература

1. Автоматическая балансировка роторов машин / А.А.Гусаров, В.И.Сусанин, Л.Н.Шаталов, Б.М.Грушин. М.: Наука, 1979. – 151 с.
2. Артюнин А.И. Исследование движения ротора с автобалансиром. // Известия ВУЗов. Машиностроение. 1993, №1. - с. 15 – 19.
3. Блехман И.И. Синхронизация в природе и технике. - М: Наука, 1981. - 352 с.
4. Горбенко А.Н., Радченко О.П. Численный анализ динамики процесса автобалансировки ротора с помощью шаров // Авиационно-космическая техника и технология: Сб. науч. тр. – Харьков: ХАИ, 1999. – Вып. 9. Тягловые двигатели и энергоустановки. – с. 409, 410.
5. Детинко Ф.М. Об устойчивости работы автобалансира для динамической балансировки // Известия АН СССР. ОТН. Механика и машиностроение, 1959, №4, с.38-45.

Библиографическое описание статьи:

Горбенко А.Н., Радченко О.П. Анализ спектра механических колебаний однодискового ротора с шариковым автобалансиром // Авиационно-космическая техника и технология: Сборник научных трудов. - Харьков: "Харьковский авиационный институт", 2000. – Вып. 19. Тепловые двигатели и энергоустановки - с. 461-463.