

А.Н. Горбенко, О.П. Радченко

**ОПРЕДЕЛЕНИЕ ГРАНИЦ УСТОЙЧИВОСТИ ПРОЦЕССА
АВТОБАЛАНСИРОВКИ РОТОРА ШАРАМИ
ПУТЁМ ЧИСЛЕННОГО РЕШЕНИЯ УРАВНЕНИЙ ДВИЖЕНИЯ**

Исследуется нижняя частотная граница устойчивости автобалансировки однодискового ротора с помощью автобалансира шарикового типа. Рассматриваются причины отсутствия эффекта автобалансировки в некотором диапазоне частот, лежащем сразу за собственной частотой ротора. Дан анализ влияния различных факторов на значение границы устойчивости автобалансировки.

Для снижения уровня вибрации в некоторых роторных машинах применяется балансировка роторов при помощи свободнодвижущихся корректирующих масс. В качестве последних чаще всего используются шары. В зарезонансном режиме вращения ротора шары автоматически занимают положение, компенсирующее имеющийся дисбаланс, и тем самым исключают возникновение радиальной центробежной силы, вызывающей вибрацию машины. В теоретических исследованиях шарового автобалансира [1,2,3] показано, что такое положение шаров устойчиво при всех скоростях вращения ротора, больших его критической скорости p . Однако, экспериментальными работами показано, что реальная граница области устойчивости автобалансирующего положения шаров находится заметно выше критической скорости ротора. Так в экспериментальном исследовании, описанном в [4], установлено, что устойчивая автобалансировка ротора наблюдается лишь при скоростях выше $1,485p$. В данной работе рассматриваются вопросы, связанные с более точным расчётым определением границы устойчивости автобалансировки ротора шарами.

Для исследования была выбрана следующая модель автобалансирующего устройства (АБУ). На невесомый вал жёсткостью K с эксцентризитетом r насажан диск массой M . Во внутренней цилиндрической полости диска по радиусу R двигаются n корректирующих масс в виде шаров с массой m каждый. Модель (рис 1.) находится в трехмерной системе координат, в которой ось z совмещена с осью подшипников. В описанном ниже исследовании приняты следующие допущения: зазоры в опорных подшипниках вала равны нулю, взаимодействия между шарами (корректирующими массами) отсутствуют.

Система уравнений движения этой системы ротор-автобалансир, как известно, имеет вид [6]:

$$\left\{ \begin{array}{l} \ddot{x} + \bar{\beta}\dot{x} + p^2x = \bar{M}r\omega^2 \cos \omega t + \bar{m}R \sum_{j=1}^n (\ddot{\phi}_j \sin \varphi_j + \dot{\phi}_j^2 \cos \varphi_j); \\ \ddot{y} + \bar{\beta}\dot{y} + p^2y = \bar{M}r\omega^2 \sin \omega t + \bar{m}R \sum_{j=1}^n (-\ddot{\phi}_j \cos \varphi_j + \dot{\phi}_j^2 \sin \varphi_j); \\ R\ddot{\phi}_j + \bar{\beta}_0 R(\dot{\phi}_j - \omega) = \ddot{x} \sin \varphi_j - \ddot{y} \cos \varphi_j, j = 1, 2, \dots, n. \end{array} \right. \quad (1)$$

где $\bar{\beta} = \frac{\beta}{M+nm}$; $\bar{\beta}_0 = \frac{\beta_0}{m}$; $p^2 = \frac{K}{M+nm}$; $\bar{M} = \frac{M}{M+nm}$; $\bar{m} = \frac{m}{M+nm}$;

x, y – координаты точки O крепления диска к валу; φ_j – угловое положение j -го шарика относительно оси x ; β, β_0 – коэффициенты вязкого трения ротора и шаров; ω – скорость вращения ротора.

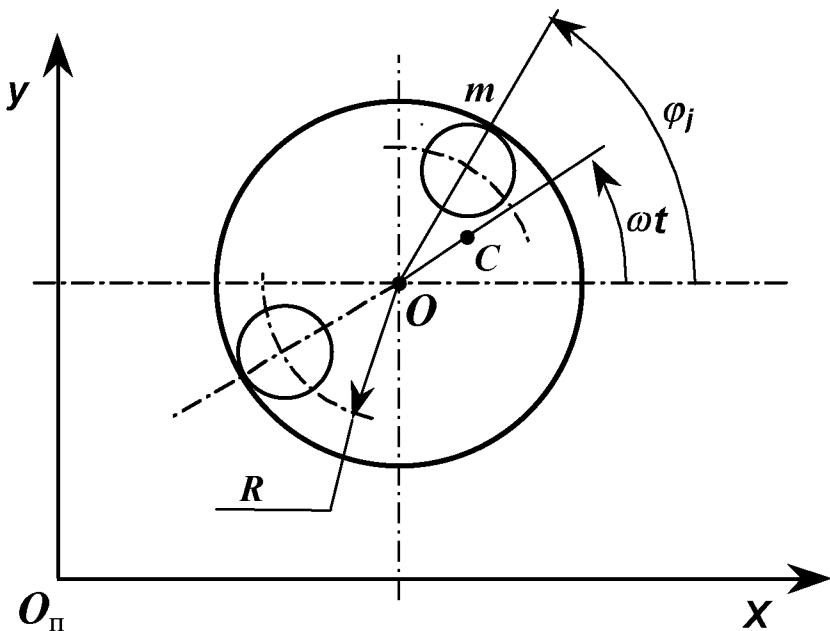


Рис. 1. Схема модели ротора с шариковым автобалансирующим устройством

Система уравнений (1) нелинейна, что определяет трудности её аналитического исследования и получения решения в замкнутом виде. В связи с этим для расчёта определения минимальной частоты

автобалансировки ротора уравнения движения (1) нами решались численно методом Рунге-Кутта.

Численные расчеты проводились следующим образом. При исследуемой частоте вращения ротора задавалось начальное положение шаров таким, чтобы оно несколько отличалось от полностью уравновешивающего положения или от максимально уравновешивающего в случае недостаточной величины корректирующих масс, эта разница задавалась равной 0,01 – 0,05 рад. Далее просчитывался переходный процесс динамической системы, по результатам анализа которого делался вывод об устойчивости или неустойчивости автобалансирующего положения шаров. В качестве критерия устойчивости использовалась амплитуда остаточных колебаний шаров вокруг положения уравновешивания, а также стремление к нулю прогиба вала, определяемого по формуле $e = \sqrt{x^2 + y^2}$.

Расчеты процесса автобалансировки проводились при следующих значениях параметров системы: $r = 0,5\text{мм}$, $M = 40\text{кг}$, $m = 0,05\text{кг}$, $n = 2$, $R = 0,3\text{м}$, $K = 2 \text{ МН/м}$, $\beta = 150 \text{ кг/с}$, $\beta_0 = 0$. Продолжительность исследуемых переходных процессов составляла 8–12 секунд.

В результате серии расчетов переходных процессов при различных скоростях вращения ω выяснилось, что в зарезонансной области наблюдается два режима движения системы. Первый режим имеет место при скоростях вращения ротора больших критической, но меньше некоторой величины, которую назовем минимальной скоростью автобалансировки ротора ω_b . Последняя при указанных значениях параметров составляет 286 рад/с. При таком режиме движения шары сначала совершают колебания относительно уравновешивающего положения с постоянно увеличивающейся амплитудой и затем переходят в режим вращения в полости АБУ. Одновременно прогиб вала с течением времени увеличивается от практически нулевого значения, т.к. в начале исследуемого процесса система была практически уравновешена, до некоторой гармонически изменяющейся величины. Описанные процессы представлены на рис. 2, где α_1 – угловое положение первого шара относительно линии дисбаланса. Таким образом, при $\omega < \omega_b$ наблюдается потеря устойчивости автобалансирующего положения шаров АБУ.

Отличительной чертой первого режима движения является то, что в зависимости от скорости вращения ротора, значений параметров системы и ее начального положения характер движения шаров после потери устойчивости может быть различным. В большинстве случаев наблюдалось отставание шариков от вращения ротора, причем нередко

средняя абсолютная скорость вращения шаров $\dot{\phi}_{j_{CP}}$ оказывалась приблизительно равной критической скорости ротора. Аналогичное последнему случаю явление описано в работе [5], где исследовался

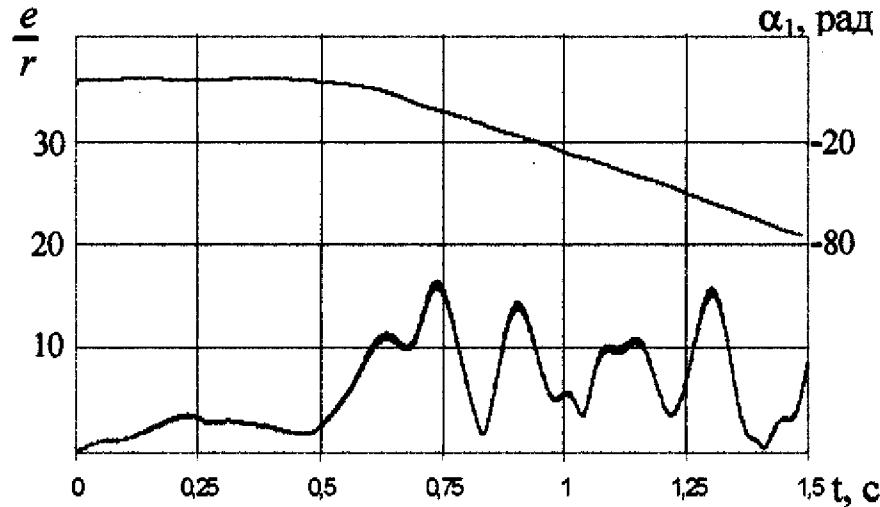


Рис. 2. Зависимости относительного прогиба e/r и углового положения шара α_1 от времени в переходном процессе при отсутствии эффекта автобалансировки

процесс линейного разгона ротора с АБУ до некоторой закритической частоты вращения и установлено, что имеет место указанное движение корректирующих масс. Проведенные нами расчёты выявили также существование и других вариантов движения шаров, в которых значение $\dot{\Phi}_{j_{CP}}$ значительно отличается от p , и даже когда один из шаров обгоняет ротор.

В целом результаты проведённых расчетов свидетельствуют, на наш взгляд, о наличии дополнительных внутренних резонансов нелинейной системы.

Второй режим движения АБУ наблюдается при $\omega > \omega_b$. Переходный процесс движения системы в этом случае показан на рис.3. В этом случае шары совершают медленные затухающие колебания относительно диска с амплитудой, зависящей от начального положения системы. Прогиб вала в начальный период испытывает определенные колебания, но с течением времени стремится к нулю, либо к значению соответствующему максимально возможному балансирующему положению. Таким образом, при $\omega > \omega_b$ автобалансирующее положение шаров устойчиво и происходит автобалансировка ротора. С практической точки зрения важно знать влияние различных факторов на значение минимальной скорости

автобалансировки ω_b . С этой целью были проведены серии расчетов, аналогичные описанной выше, при различных значениях параметров системы. Проведенные расчеты показывают, что на значения ω_b наиболее существенно влияют следующие параметры: относительный радиус внутренней полости автобалансирующего устройства $\bar{R} = R/r$, относительная масса каждого шарика \bar{m} и внешнее трение ротора β .

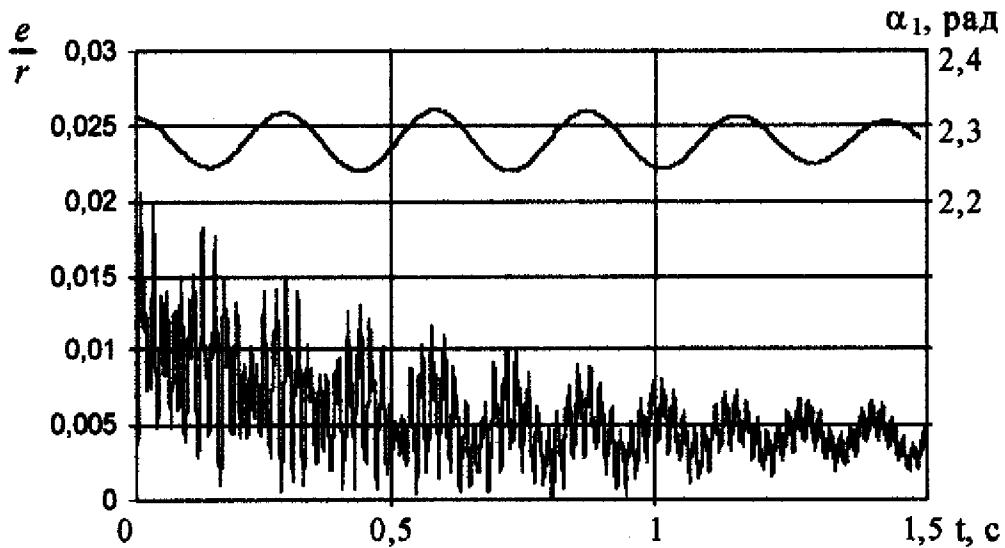


Рис. 3. Зависимости относительного прогиба e/r и углового положения шара α_1 от времени в переходном процессе при наличии эффекта автобалансировки

Результаты расчетов представлены в виде зависимостей ω_b/p от относительной массы одной из корректирующих масс (рис. 4) и от относительного радиуса (рис. 5) при различных значениях β (кривая 1 при $\beta = 300 \text{ кг/с}$, 2 – $\beta = 150 \text{ кг/с}$, 3 – $\beta = 0$).

Стоит, однако, отметить, что исследования зависимостей от коэффициента внешнего трения ротора проводились только при описанных выше условиях.

Как видно из рис. 4, увеличение корректирующих масс приводит к росту ω_b . Даже при массе шаров, минимально необходимой для полного уравновешивания ротора, граница области устойчивости находится значительно выше критической скорости ротора. Только при массе шаров, стремящейся к нулю, когда дисбаланс ротора компенсируется лишь частично, значение ω_b стремится к p . На рис. 5 показано, что при увеличении относительного радиуса внутренней полости минимальная скорость балансировки сначала резко падает, но далее при достаточно

больших значениях относительного радиуса беговой дорожки граница устойчивости практически не меняется. Из графиков следует, что увеличение массы шаров и уменьшение радиуса беговой дорожки корректирующих масс приводит к сужению области устойчивости автобалансировки.

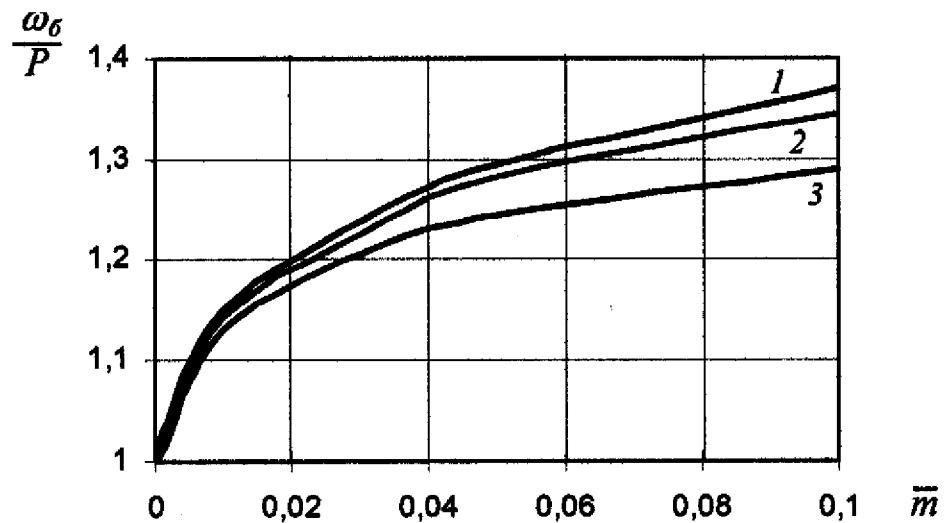


Рис. 4. Зависимость ω_b/p от относительной массы одного из шаров при различных значениях коэффициента внешнего трения ротора β

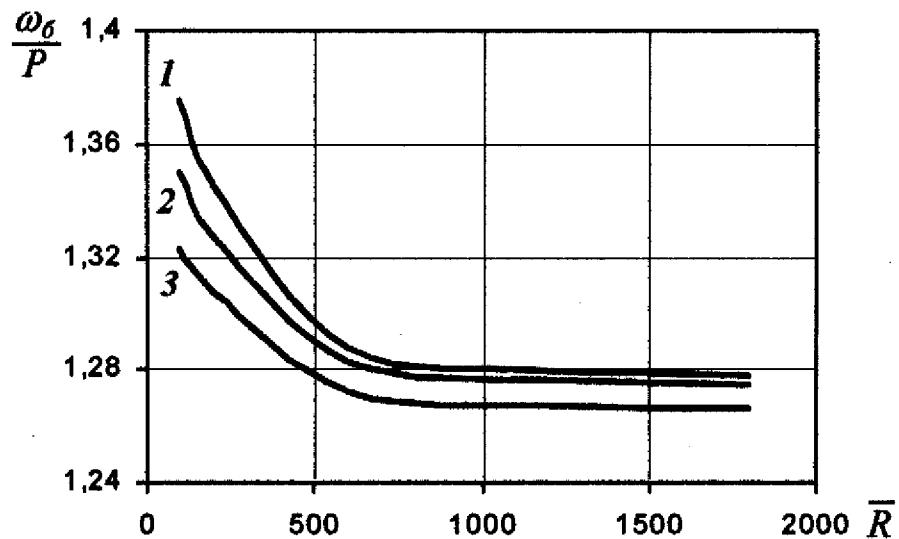


Рис. 5. Зависимость ω_b/p от относительного радиуса беговой дорожки при различных значениях коэффициента внешнего трения ротора β

Как показывает анализ результатов расчетов, заметное влияние на область устойчивости АБУ оказывает внешнее трение ротора β . Согласно полученных результатов, с увеличением коэффициента вязкого трения наблюдается рост ω_b (рис. 4, 5). Физически это объясняется, на наш взгляд, следующим. Эффективная автобалансировка шарами возможна при условии, что сдвиг фаз между перемещением центра масс диска и направлением возмущающей силы равен 180° или близок к нему. В системе без внешнего трения сразу за резонансом ($p < \omega$) сдвиг фаз скачкообразно изменяется от 0° до 180° . Наличие трения приводит к тому, что в области резонанса сдвиг фаз изменяется не скачкообразно, а более или менее плавно. В результате этого при скорости вращения ротора несколько превышающей критическую скорость p сдвиг фаз может заметно отличаться от 180° , что и приводит к потере устойчивости автобалансирующего положения шаров.

Отметим, что даже при отсутствии внешнего трения ($\beta = 0$) граничная скорость балансировки больше критической скорости ротора. Это свидетельствует о том, что явление сужения области устойчивости автобалансировки (по сравнению с теоретическими решениями в замкнутом виде) обуславливается одновременным действием, как минимум, двух указанных выше факторов: проявлением нелинейных свойств механической системы ротор-автобалансир и влиянием внешнего трения ротора.

Вязкое трение шаров в полости АБУ, как показывают расчеты, не имеет явного влияния на значение минимальной скорости автобалансировки, однако, влияет на продолжительность переходного процесса. Помимо этого коэффициент вязкого трения шаров не должен быть близким нулю, потому что наличие трения обеспечивает участие шаров в движении системы, с другой стороны слишком большое трение не даст корректирующим массам возможность занять балансирующее положение. Диапазон значений коэффициента трения шаров, при которых обеспечивается автобалансировка, достаточно велик и в этом исследовании не просчитывался.

Таким образом, в данной работе показано, что нижняя граница области устойчивой автобалансировки ω_b однодискового изотропного ротора всегда лежит выше критической скорости вращения ротора. На значение ω_b наиболее существенно влияют величина корректирующих масс, относительный радиус внутренней полости АБУ и внешнее трение ротора. Для расширения границ эффективной работы АБУ следует его изготавливать с минимально необходимой относительной массой шаров,

достаточно большим радиусом полости и по возможности с малым внешним трением ротора. Для практической расчетной оценки минимальной скорости автобалансировки ротора и подбора параметров, влияющих на ее значение, следует использовать численные методы анализа систем дифференциальных уравнений.

Литература

1. Мужниек А.И. Вопросы теории автоматической динамической балансировки // Вопросы динамики и прочности. Рига: Издательство АН Латв. ССР, 1959. Вып. VI. С.123 – 145.
2. Рейбах Ю.С. Устройства для балансировки шлифовальных кругов. М.: НИИМАШ, 1967.
3. Блехман И.И. Синхронизация в природе и технике. М.: Наука, 1981.
4. Автоматическая балансировка роторов машин / А.А.Гусаров, В.И.Сусанин, Л.Н.Шаталов, Б.М.Грушин. М.: Наука, 1979.
5. Артюнин А.И. Исследование движения ротора с автобалансиром. // Известия ВУЗов. Машиностроение. 1993, №1. С. 15 – 19.
6. Детинко Ф.М. Об устойчивости работы автобалансира для динамической балансировки. // Изв. АН СССР ОТН. Механика и машиностроение, 1959. - №4.

Библиографическое описание статьи:

Горбенко А.Н., Радченко О.П. Определение границ устойчивости процесса автобалансировки ротора шарами путем численного решения уравнений движения // Механика и машиностроение, 2000, №1 – с. 123-127.