А.Н. Горбенко

Керченский морской технологический институт Керчь, Украина

УДК 62-755

ДИНАМИКА ЦЕНТРОБЕЖНОГО СЕПАРАТОРА С ШАРИКОВЫМ АВТОБАЛАНСИРОМ

У роботі виконаний аналіз ефективності використання кулькового автобалансира для зниження вібрації відцентрового сепаратора. Для аналізу використаний метод кінцевих елементів і теоретична модель Розглянуто конкретний приклад.

The analysis of operational effectiveness of the ball autobalancer for decrease of vibration of a centrifugal separator is carried out in the report. For the analysis the finite element method and idealized model are used. The real example is reviewed.

1. Постановка задачи

Центробежные сепараторы (ЦС) находят применение в различных технологических процессах для разделения и очистки жидкостей. ЦС представляет собой высокооборотную роторную машину с шарнирной и податливой опорами, работающую в закритической области частот вращения. Динамика ЦС характеризуется такими специфическими особенностями как гироскопичность ротора, наличие как статической, так и динамической неуравновешенности, действие усилий в зацеплении привода ротора, демпфирование в системе, существенное увеличение дисбаланса и виброактивности в процессе эксплуатации. Одним из путей повышения ресурса ЦС может рассматриваться применение в них шариковых автобалансирующих устройств (АБУ). Подобные устройства позволяют снижать имеющийся дисбаланс ротора, уменьшая тем самым амплитуды колебаний и нагрузки в опорах, а также автоматически компенсировать рост дисбаланса вследствие технологических и эксплуатационных факторов.

Для обеспечения эффективной автобалансировки ЦС необходим специализированный анализ динамики механической системы «ротор ЦС – шариковый АБУ» с учетом всех значимых факторов. К работам этого направления, насколько известно автору, можно отнести [1,2]. К недостаткам работы [1] следует отнести следующее: не учитывается действие динамического дисбаланса ротора и внешних радиальных сил, действующих на него; рассматривается частный случай, при котором общий центр масс системы совпадает с центром жесткостей упругих связей, а также центр масс ротора лежит в плоскости расположения автобалансира; отсутствует анализ эффективности автобалансировки в отношении нагрузок в опорах ротора. Отметим, что последний недостаток характерен для большинства работ в области теории автобалансировки. Роторная система, рассмотренная в работе [2], более соответствует ЦС с АБУ, однако при ее анализе не учтены гироскопические свойства ротора и его динамический дисбаланс, а также действие усилий в зацеплении привода.

Практическое применение АБУ требует детального анализа их динамики в составе реального ротора с учетом всех его конструктивных особенностей. Существующие в настоящее время методы теории автобалансировки [3-5 и др.] не позволяют это делать, поскольку ограничиваются рассмотрением лишь простейших моделей роторов, что объясняется сложностью свойств подобной нелинейной механической системы. В работе [6] предложен метод расчетного анализа динамики ротора произвольной конструкции, оснащенного АБУ, на базе метода конечных элементов (МКЭ).

В настоящей работе выполнен анализ динамики ЦС с АБУ с использованием двух подходов. На первом этапе проведен теоретический анализ на основе математической модели с двумя степенями свободы ротора. Далее рассмотрена динамика реального ЦС, оснащенного автобалансиром, с помощью конечно-элементного подхода.

2. Теоретический анализ

Рассмотрим физическую модель ЦС, состоящую из жесткого вертикального однодискового гироскопического ротора, установленного консольно в двух опорах (рис.1). Нижняя опора D – абсолютно жесткая и шарнирная, а верхняя опора B – податливая. Между опорами расположена червячно-винтовая передача (G – точка зацепления). В опорах возникают горизонтальные реактивные силы. Ротор статически и динамически неуравновешен, имеет две степени свободы. В плоскости A установлен шариковый АБУ. Расположение автобалансира в общем случае не совпадает с плоскостью центра масс. Принято, что вся масса ротора сосредоточена в диске. Демпфирование в рассматриваемой системе характеризуется вязким трением ротора и вязким трением шаров в полости АБУ.

В работе [7] получена математическая модель описанной механической системы, которая может быть записана в следующем виде:

$$\ddot{z} + (h - i\omega q)\dot{z} + p^2 z = (D_C - iD_S)\omega^2 e^{i\omega t} + $$
$$+ D_a \sum_{j=1}^{n} \left(\dot{\varphi}_j^2 - i\ddot{\varphi}_j\right) e^{i\varphi_j} - k_E F_E \; ; \qquad (1)$$

$$R\ddot{\varphi}_j + Rh_s\left(\dot{\varphi}_j - \omega\right) = (1+\nu)\ddot{x}\sin\varphi_j - (1+\nu)\ddot{y}\cos\varphi_j \, ,$$
$$j = 1,2,...,n \, ,$$

где $z = x + iy$; $q = \dfrac{J_z}{M_s L_0^2}$; $h = \nu_B^2 \dfrac{h_B}{M_s}$; $p^2 = \nu_B^2 \dfrac{K_B}{M_s}$;

$$M_s = M + \frac{J}{L_0^2} + (1+\nu)^2 M_A \, ; \nu_B = \frac{L}{L_0}; \nu = \frac{L_A}{L_0};$$

$$\nu_E = \frac{L_E}{L_0}; k_E = \frac{\nu_E}{M_s}; F_E = F_t + iF_r \, ; h_s = \frac{h_\varphi}{m};$$

$$D_C = \frac{M}{M_s} r - \frac{J_z - J}{M_s L_0} \varepsilon \cos\delta \, ; D_S = \frac{J_z - J}{M_s L_0} \varepsilon \sin\delta \, ;$$

$$D_a = (1+\nu)\frac{m}{M_s} R \, ; i^2 = -1 \, ;$$

x, *y* – текущие координаты точки O крепления диска к валу; ω – угловая скорость вращения; *M*, *Jz*, *J* – масса, полярный и экваториальный моменты инерции диска; *r* = |OC|, ε – эксцентриситет центра масс диска и угловое отклонение главной центральной оси инерции диска от геометрической оси вала, характеризующие статический и динамический дисбаланс; δ – угол, характеризующий взаимное расположение статической и динамической неуравновешенностей диска; K_B – коэффициент жесткости податливой опоры B; h_B – коэффициент вязкого демпфирования ротора, приведенный к точке B; *L*, L_0, L_E, L_A – геометрические размеры, очевидные из рис. 1; F_t, F_r – тангенциальная и радиальная составляющие силы в зацеплении привода ротора; *m*, *n*, *R* – масса шарика, их количество

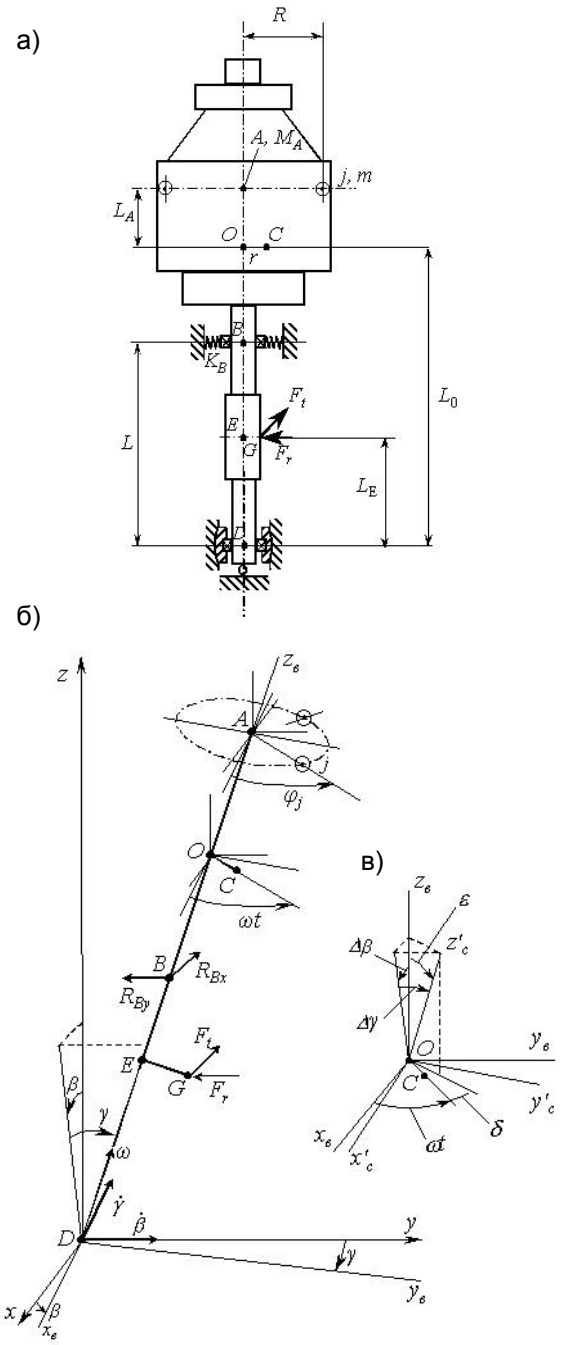


Рис. 1. Схема модели ЦС с шариковым автобалансиром:
а, б – физическая и геометрическая модели; в – взаимное расположение осей диска и осей вала

и радиус окружности их возможного движения; M_A – масса корпуса АБУ, добавляемая при его установке на ротор; h_φ – коэффициент вязкого сопротивления движению шарика в АБУ; i – мнимая единица.

Здесь для краткости записи и упрощения преобразований использованы функции комплексного переменного.

Уравнения движения (1) определяют изменение во времени обобщенных координат z и φ_j, j=1,…,n.

Виброактивность и надежность агрегата определяется не только амплитудами колебаний ротора, но и нагрузками в его опорах. Реакция R_B в верхней опоре пропорциональна смещению ротора. Выражение для реакции R_D в жесткой шарнирной опоре можно найти на основе теоремы о движении центра масс системы. С учетом этого в общем случае имеем

$$R_B = R_{Bx} + i\,R_{By} = -\nu_B K_B z; \qquad (2)$$
$$R_D = R_{Dx} + i\,R_{Dy} = M_\Sigma \ddot{z}_{c\Sigma} + \nu_B h_B \dot{z} + \nu_B K_B z + F_E,$$

где $M_\Sigma = M + nm + M_A$;

$$z_{c\Sigma} = \frac{1}{M_\Sigma}\left(M\,z_c + M_A z_A + \sum_{j=1}^{n} m\,z_j \right);$$

$$z_j = (1+\nu)z + R\,e^{i\varphi_j};\; z_c = z + r\,e^{i\omega t};\; z_A = (1+\nu)z.$$

Уравнения (1), (2) нелинейные и допускают ряд различных режимов движения механической системы нетривиального характера. Рассмотрим предельный случай идеальной автобалансировки, что дает возможность оценить ее потенциальную эффективность. Идеальная автобалансировка может быть реализована при следующих двух необходимых (хотя и недостаточных) условиях. Во-первых, это стационарный режим движения механической системы, при котором шары, вращаясь вместе с ротором, остаются неподвижными относительно него. При этом имеет место соотношение $\varphi_j=\omega t+\alpha_j$, где α_j=const. С учетом этого уравнения движения (1) преобразуются к виду

$$\ddot{z} + (h - i\omega q)\dot{z} + p^2 z =$$
$$= \left[D_C - iD_S + D_a \sum_{j=1}^{n} e^{i\alpha_j} \right] \omega^2 e^{i\omega t} - k_E F_E; \qquad (3)$$
$$\ddot{x}\sin(\omega t + \alpha_j) - \ddot{y}\cos(\omega t + \alpha_j), \quad j = 1,2,...,n.$$

Вторым необходимым условием идеальной автобалансировки является такое размещение шариков в полости АБУ, при котором амплитуда колебаний ротора обращается в нуль. Как видно из (3), это условие выполняется при равенстве нулю постоянного выражения в квадратных скобках. После преобразований получаем, что при идеальной автобалансировке расположение шариков в полости АБУ определяется выражениями

$$\sum_{j=1}^{n} \cos\alpha_j = -\frac{D_C}{D_a} = -\frac{Mr}{(1+\nu)mR} + \frac{J_z - J}{(1+\nu)mRL_0}\varepsilon\cos\delta;$$
$$\sum_{j=1}^{n} \sin\alpha_j = \frac{D_S}{D_a} = \frac{J_z - J}{(1+\nu)mRL_0}\varepsilon\sin\delta. \qquad (4)$$

Отсюда вытекает практически значимый вывод о том, что при подборе шариков должно быть выполнено условие

$$E = \frac{nD_a}{\sqrt{D_C^2 + D_S^2}} \geq 1.$$

Далее подставляем (4) в (3) и затем в (2). В результате преобразований получаем следующие выражения для режима движения и усилий в опорах ЦС с АБУ при идеальной автобалансировке:

$$z = -\frac{\nu_E}{M_s p^2}(F_t + i\,F_r);$$
$$\varphi_j = \omega t + \alpha_j,\; j = 1,2,...,n; \qquad (5)$$
$$R_B = \frac{\nu_E}{\nu_B}(F_t + i\,F_r);$$
$$R_D = -A_{RD}e^{i\omega t} + \frac{\nu_B - \nu_E}{\nu_B}(F_t + i\,F_r),$$

где $A_{RD} = \omega^2\left(\frac{\nu}{1+\nu}Mr + \frac{J_z - J}{(1+\nu)L_0}\varepsilon\,e^{i\delta} \right)$;

$$|A_{RD}| = \omega^2 \left[\left(\frac{\nu}{1+\nu}Mr + \frac{J_z - J}{(1+\nu)L_0}\varepsilon\cos\delta \right)^2 + \left(\frac{J_z - J}{(1+\nu)L_0}\varepsilon\sin\delta \right)^2 \right]^{1/2}.$$

Таким образом, в случае идеальной автобалансировки ротор ЦС вращается без колебаний (амплитуда колебаний равна нулю). При этом вследствие усилий в зацеплении

привода, ось ротора отклонена от оси подшипников в недеформированном состоянии на некоторое постоянное расстояние. Как следствие податливая опора B полностью разгружена от переменных нагрузок и испытывает лишь постоянное усилие. Указанные обстоятельства являются основными положительными результатами эффекта автобалансировки.

Наряду с этим, как видно из (5), жесткая шарнирная опора D испытывает определенные переменные нагрузки, несмотря на то, что ротор не колеблется. Основная причина этого заключается в том, что плоскость расположения автобалансира в общем случае не проходит через центр масс ротора [2], в результате чего возникает неуравновешенная пара центробежных сил инерции диска и шариков. Дополнительной причиной является действие динамического дисбаланса ротора. Наличие дополнительной нагрузки в шарнирной опоре может снизить эффективность автобалансировки (как способа снижения виброактивности агрегата), тем более, если учесть, что она пропорциональна ω^2. Как видим, снизится или возрастет нагрузка в шарнирной опоре зависит от целого ряда факторов, что требует проведения конкретного анализа реального агрегата.

В базовом варианте ЦС (без АБУ) движение механической системы и нагрузки в опорах описываются следующими выражениями, полученными из (3) и (2) при условии $m=M_A=0$:

$$z_1 = Z_1\, e^{i\omega t} - \frac{\nu_E}{M_{s1} p_1^2}\left(F_t + i\,F_r\right);$$

$$R_{B1} = -\frac{M_{s1}}{\nu_B}\, p_1^2\, Z_1\, e^{i\omega t} + \frac{\nu_E}{\nu_B}\left(F_t + i\,F_r\right); \qquad (6)$$

$$R_{D1} = -A_{RD1} e^{i\omega t} + \frac{\nu_B - \nu_E}{\nu_B}\left(F_t + i\,F_r\right),$$

где $Z_1 = \dfrac{\omega^2\left(D_{C1} - i\,D_{S1}\right)}{p_1^2 - \left(1-q_1\right)\omega^2 + i\,\omega h_1}$;

$$A_{RD1} = Mr\omega^2 + \left(M\omega^2 - \frac{M_{s1}}{\nu_B}\, p_1^2 - i\omega\,\frac{M_{s1}}{\nu_B}\, h_1\right) Z_1\,;$$

$$M_{s1} = M + \frac{J}{L_0^2};\; q_1 = \frac{J_z}{M_{s1} L_0^2};\; h_1 = \nu_B^2\,\frac{h_B}{M_{s1}};$$

$$p_1^2 = \nu_B^2\,\frac{K_B}{M_{s1}};$$

$$D_{C1} = \frac{M}{M_{s1}}\, r - \frac{J_z - J}{M_{s1} L_0}\,\varepsilon\cos\delta\,;\; D_{S1} = \frac{J_z - J}{M_{s1} L_0}\,\varepsilon\sin\delta\,.$$

При этом критическая скорость прямой прецессии составляет

$$\omega_{kp} = \frac{p_1}{\sqrt{1-q_1}}\,.$$

Сравнение (5) и (6) показывает, что снижение нагрузки в шарнирной опоре будет иметь место лишь при условии, если $\omega_{раб}$ не будет превышать некоторого значения ω_R. Для ориентировочной оценки граничной скорости вращения ω_R может быть использовано следующее выражение, полученное путем приравнивания $|A_{RD}|$ из (5) и $|A_{RD1}|$ из (6) для случая негироскопического ротора и $M_A=0$:

$$\omega_{R0} = \frac{\omega_R}{p_1} = \sqrt{1 + \frac{1}{2} C_\nu h_0^2 + \sqrt{\left(1 + \frac{1}{2} C_\nu h_0^2\right)^2 + C_\nu}}\,,$$

где $C_\nu = \left(\dfrac{1+\nu}{\nu}\cdot\dfrac{1-\nu_B}{\nu_B}\right)^2 - 1\,;\; h_0 = \dfrac{h_1}{p_1}\,.$

Практическое применение автобалансиров сталкивается с проблемой обеспечения устойчивости режима автобалансировки. В работе [8] получены зависимости, позволяющие определить нижнюю границу скорости вращения $\omega_{уст}$, выше которой автобалансировка устойчива, для случая негироскопического ротора с диском посередине между опор. Имеется возможность использовать результаты этой работы для оценки значения $\omega_{уст}$ и для ЦС, поскольку уравнения движения имеют тот же вид, что и (1), а различаются лишь коэффициентами. Для этого необходимо воспользоваться характеристическим уравнением (10) работы [8], в котором произвести формальную замену параметров μ, B, B_0 параметрами $(1+\nu)m/M_s$, $(h-i\omega q)/p$, $h_s/((1+\nu)p)$ соответственно. Отметим, что, как показали расчеты, гироскопичность ротора несколько увеличивает значение $\omega_{уст}$.

В качестве конкретного примера рассмотрим эффективность идеальной автобалансировки сепаратора топлива и масла фирмы Alfa Laval марки MAPX 204. Значения параметров данного ЦС следующие: $\omega_{раб}$=911 рад/с; $n_{раб}$=8700об/мин; $\omega_{кр}$=335,4рад/с; p_1=331,9рад/с; $\omega_{раб}/\omega_{кр}$=2,716; M=34,77кг; J_z=0,112кг·м^2; J=0,075кг·м^2; r=0,1мм; ε=0,003рад; δ=90град; h_B=5000кг/с; F_t=100Н; F_{tr}=50Н; L_0=389мм; ν_B=0,658; ν_E=0,154.$\omega_{кр}$

Анализ конструкции данного сепаратора выявил возможные варианта установки АБУ – в сечениях 1, 2 и 3 (см. рис.2). Наиболее просто может быть реализован вариант 1, соответствующий размещению шариков непосредственно в полости барабана ЦС.

Параметры АБУ выбраны следующими: n=2; E=1,1; для варианта 1 – m=20,3г; R=86мм; ν=0,1; M_A=0; h_s=1,576 $с^{-1}$; для варианта 2 – m=16,2г; R=97мм; ν=0,224; M_A=0,5кг; h_s=1,833 $с^{-1}$; для варианта 3 – m=27,5г; R=84мм; ν= -0,170; M_A=0,5кг; h_s=1,287 $с^{-1}$.

Результаты расчетов приведены в таблице 1, где приняты следующие обозначения: $A_0=|Z|/r$ – относительная амплитуда колебаний барабана ЦС; $A_{RB0}=|A_{RB}|/Mrp_1^2$ – относительная амплитуда нагрузки в податливой опоре; $A_{RD0}=|A_{RD}|/Mrp_1^2$ – относительная амплитуда нагрузки в шарнирной опоре. Из таблицы 1 видно, что во всех вариантах автобалансировка устойчива, что во многом обеспечивается значительным превышением частоты вращения ротора критической частоты. Наибольшей эффективностью характеризуется вариант 1, при котором нагрузка на шарнирную опору снижается в отличие от вариантов 2 и 3.

Таблица 1

К теоретическому анализу идеальной автобалансировки ЦС марки МАРХ 204

Параметр вибро-активности	ЦС без АБУ	ЦС с АБУ		
		1	2	3
1. A_0	1,165	0	0	0
2. A_{RB0}	1,796	0	0	0
3. A_{RD0}	1,081	0,887	1,467	1,710
4. ω_{R0}	-	2,713	2,002	1,917
5. $\omega_{уст}/\omega_{кр}$	-	1,44	1,40	1,42

3. Численный анализ с помощью МКЭ

Для конечно-элементного анализа эффективности автобалансировки применялся метод разработанный в [6]. На рис.2 представлена конечно-элементная модель ротора ЦС. Применение МКЭ, в отличие от теоретических моделей, позволяет учесть влияние практически всего комплекса реально действующих факторов. В частности в расчетах учтено, что шарнирная опора не абсолютно жесткая. Ее жесткость определяется параметрами подшипника качения и принята равной 10^8 Н/м согласно рекомендациям [9]. Жесткость податливой опоры принята равной $1{,}7\cdot10^7$ Н/м из условия совпадения критической частоты прямой прецессии с экспериментально измеренным значением.

Предварительно были проведены расчеты динамики исходного ротора (без АБУ),

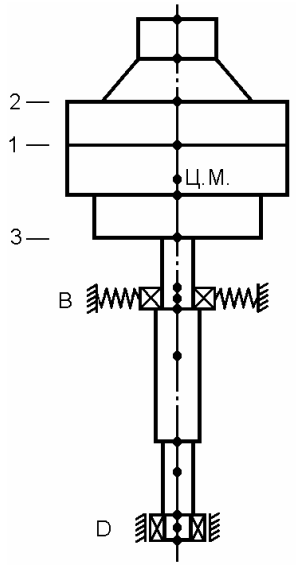


Рис. 2. Конечно-элементная модель ЦС с АБУ:
1, 2, 3 – варианты расположения АБУ

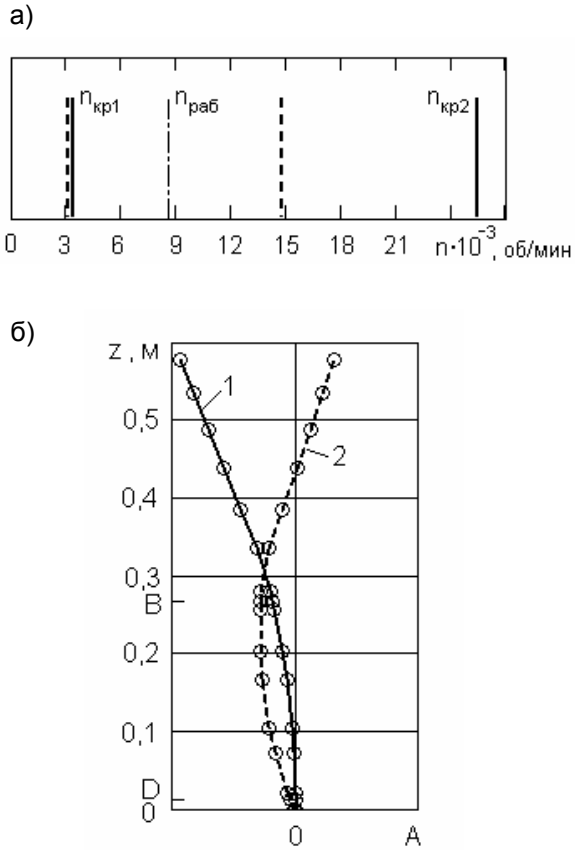


Рис. 3. Спектр критических частот вращения (а) и формы собственных колебаний (б) ротора ЦС без АБУ:
1, 2 – первая и вторая формы собственных колебаний

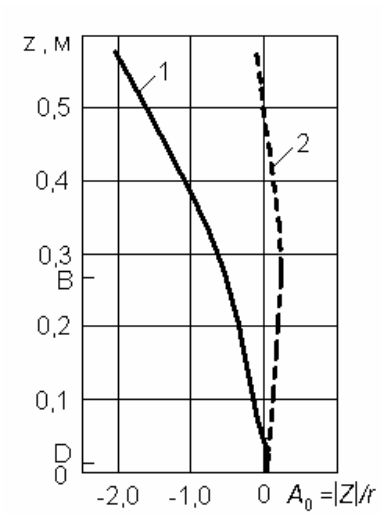


Рис. 4. Форма колебаний ротора на рабочей частоте вращения:
1 – ЦС без АБУ;
2 – ЦС с АБУ (вариант 1)

основные результаты которых показаны на рис. 3 и 4. При этом на рис.3 сплошными линиями показаны критические частоты прямой синхронной прецессии, а пунктирными линиями – критические частоты обратной синхронной прецессии. Последние обычно не являются опасными. Как видно из рис.3а, ЦС работает в существенно закритической области частот вращения (что создает хорошие предпосылки для эффективной автобалансировки) и при этом хорошо отстроен от второй пары критических частот.

Расчеты показали, что вал ЦС характеризуется заметной податливостью. Уже при частотах вращения, близких к первой критической частоте вал заметно изогнут (см. рис. 3б). Расчеты показали, что допущение об абсолютной жесткости вала приводит к погрешности в определении значений первой критической частоты более 32%, а допущение об абсолютной жесткости шарнирной опоры – не более 1%. Таким образом, приходим к заключению, что теоретическая модель (1) требует своего дальнейшего развития в части учета податливости вала ротора. Кроме того, следствием из указанного обстоятельства являются определенные различия значений параметров виброактивности ЦС без АБУ в таблицах 1 и 2. В частности теоретическая модель с абсолютно жестким валом дает заметно заниженное значение нагрузки в податливой опоре.

Основные результаты вариантных расчетов эффективности автобалансировки ЦС с помощью МКЭ приведены в таблице 2. Из рис. 4 (кривая 2) видно, что в результате автобалансировки колебания диска ротора практически отсутствуют (в установившемся режиме). Однако, при этом вал изогнут из-за его податливости, гироскопичности ротора и наличия динамической неуравновешенности. Как следствие, податливая опора испытывает переменные деформации и нагрузку (в отличие от результатов анализа по теоретической модели).

Таблица 2

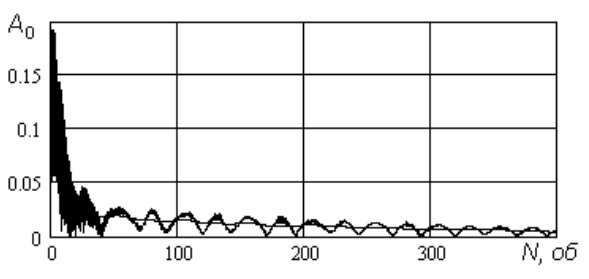
К конечно-элементному анализу автобалансировки ЦС марки МАРХ 204

Параметр вибро-активности	ЦС без АБУ	ЦС с АБУ		
		1	2	3
1. A_0	1,312	0,006	0,008	0,002
2. A_{RB0}	2,399	0,934	1,385	2,144
3. A_{RD0}	0,764	0,243	0,417	0,660

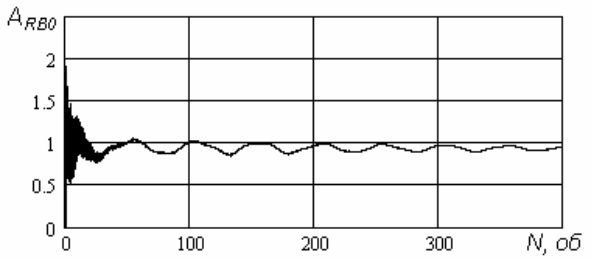
Для анализа устойчивости режима автобалансировки были проведены расчеты переходных процессов ЦС с АБУ. В качестве начального состояния механической системы задавалось ее неуравновешенное движение, при котором положение шариков в АБУ отличается на $\pm 10°$ от автобалансирующих положений. В результате переходного процесса механическая система переходит к некоторому устойчивому установившемуся режиму движения.

Расчеты показали, что при всех рассматриваемых вариантах расположения АБУ и его параметров автобалансировка ЦС устойчива. Типичные графики, характеризующие переходный процесс показаны на рис. 5. На графиках процессы показаны в функции от числа оборотов *N*, сделанных ротором. Из них видно, что после начального возмущения механическая система стремится к автобалансирующему режиму движения, в результате которого амплитуды колебаний ротора и нагрузок в опорах снижаются. Шарики совершают медленные затухающие колебания вокруг автобалансирующих положений. Следствием такого движения являются некоторые биения амплитуд колебаний и нагрузок, а также наличие в спектре колебаний двух пиков, незначительно отстоящих от частоты вращения ротора. Отсутствие в спектре пика на рабочей частоте вращения является следствием эффекта автобалансировки. Отметим, что наличие поперечных сил в зацеплении привода ротора не нарушают устойчивость автобалансировки.

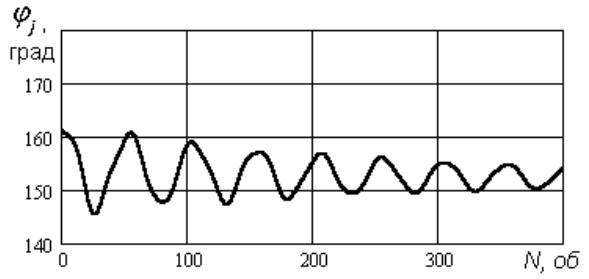
а)



б)



в)



г)

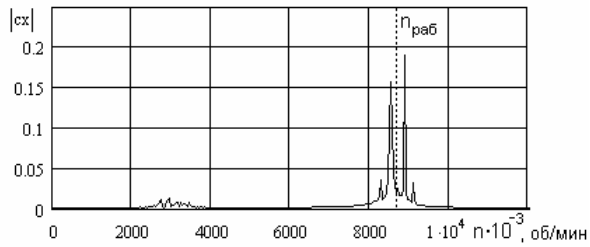


Рис. 5. Графики переходного процесса при автобалансировке:
а – амплитуда колебаний барабана ЦС;
б – амплитуда нагрузки в податливой опоре; в – угловое положение одного из шариков; г – спектр колебаний барабана ЦС при рабочей частоте вращения.

4. Заключение

Таким образом, выполненный анализ позволил выявить особенности динамики механической системы «ротор ЦС – шариковый автобалансир» с учетом всех значимых факторов. Вариантные расчеты для конкретного ЦС дали возможность выявить наиболее эффективный вариант размещения АБУ на роторе (вариант 1) и количественно оценить степень снижения параметров виброактивности.

Литература

1. Нестеренко В.П., Катанухина С.Л. Условия автоматической балансировки консольного ротора // Управляемые механические системы. – Иркутск: ИПИ, 1986. – с. 63-69.
2. Горбенко А.Н. Влияние расположения шарикового автобалансира в конструкции однодискового ротора на шарнирной и податливой опорах на эффективность автобалансировки // Вестник Технологического университета Подолья, Часть 1. Технические науки, 2001. – №1 – с. 43 – 47.
3. Автоматическая балансировка роторов машин / А.А.Гусаров, В.И.Сусанин, Л.Н.Шаталов, Б.М.Грушин. - М.: Наука, 1979. – 151 с.
4. Нестеренко В.П. Автоматическая балансировка роторов приборов и машин со многими степерями свободы. - Томск: Изд-во Томского ун-та, 1985. - 84 с.
5. Филимонихин Г.Б. Зрівноваження і видрозахист роторів автобалансирами з твердими коригувальними вантажами. – Кіровоград: КНТУ, 2004. – 352с.
6. Горбенко А.Н. Конечно-элементный анализ динамики ротора с автобалансирующими устройствами // Вибрации в технике и технологиях – 2004. - №6(38). – с. 127- 130.
7. Горбенко А.Н., Радченко О.П. Математическая модель ротора центробежного сепаратора с шариковым автобалансиром // Механизация производственных процессов рыбного хозяйства, промышленных и аграрных предприятий. Сб. науч. тр. КМТИ. - Керчь: КМТИ. - 2001. - Вып.1. - с. 49-52.
8. Горбенко А.Н. Об устойчивости автобалансировки ротора с помощью шариков // Проблемы прочности – 2003. – № 3 (363). – с. 120-129.
9. Вибрации в технике: Справочник. Том 3. – М.: Машиностроение, 1978. – 544 с.

Библиографическое описание статьи:

Горбенко А.Н. Динамика центробежного сепаратора с шариковым автобалансиром // Вибрации в технике и технологиях – 2005. - №3(41). – с.31-37.