ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ ДИНАМИКИ ВРАЩАЮЩЕГОСЯ НА ОПОРАХ КОЛЬЦА ПРИ ЕГО ОБРАБОТКЕ ПО МОБИЛЬНОЙ ТЕХНОЛОГИИ

pobvtas@yandex.ru

Полунин А.И., канд. техн. наук, доц.
Белгородский государственный технологический университет им. В.Г. Шухова

Аннотация. В статье приведены результаты исследований по разработке математических моделей динамики вращающегося на опорах кольца, обрабатываемого по мобильной технологии. Показано отличие возникающих в нем динамических процессов от процессов, возникающих в свободно вращающемся кольце. Доказана теорема о характере прецессионного движения стоячей волны во вращающемся на опорах кольце. Приведены уравнения динамики вращающегося на опорах кольца с идеальными характеристиками, при его обработке по мобильной технологии, а так же результаты расчетов по ним.

Ключевые слова: мобильная технология обработки крупногабаритных колец, оболочек; прецессионное движение стоячей волны; динамика вращающегося на опорах кольца; точность формообразования кольца при обработке по мобильной технологии; влияние силы резания на колебания вращающегося на опорах кольца.

Одной из новых технологий в промышленности является обработка крупногабаритных колец и оболочек с использованием мобильной технологии. В некоторых работах ее еще называют безрамной. При ее использовании обрабатываемое тело ставят в вертикальной плоскости на два опорных ролика, приводят их во вращение и обрабатывают приставным станочным модулем. Основной целью такой технологии является правильное формообразование обрабатываемого тела с целью использования в дальнейшей технологической цепочке. На точность формообразования влияют динамика обрабатываемого тела, динамика станочного модуля, износостойкость резца. Поэтому при внедрении такой технологии необходимо решить следующие научные и технические проблемы, влияющие на точность формообразования:

1. разработка основ исследования динамики вращающихся на опорах колец, оболочек;

2. разработка математических моделей динамики вращающихся на опорах колец, оболочек с учетом действия внешних сил и возмущающих факторов;

3. управление динамикой обрабатываемого тела в процессе формообразования;

4. идентификация параметров колец, оболочек с целью улучшения качества управления динамикой при формообразовании;

5. проектирование станочных модулей;

6. проектирование износостойких резцов.

Рассмотрим первую проблему - разработку основ исследования динамики вращающихся на опорах колец, оболочек. Необходимость в ее решении обусловлена тем обстоятельством, что в этих телах при вращении вследствие действия внешних сил и возмущающих факторов возникают стоячие волны, характер поведения которых в имеющихся работах не исследован. Это не позволяет получить уравнения их динамики. Наиболее близкими к данному вопросу являются исследования по тематике создания теоретических основ волнового твердотельного гироскопа (ВТГ), опубликованные в работах Журавлева, Климова [1], Егармина, и других ученых.

Отличием их от рассматриваемых в данной работе является то, что в ВТГ прецессионное движение стоячих волн ни чем не ограничено и угол их поворота может неограниченно возрастать.

Во вращающихся на опорах кольце, оболочке область, в которой может происходить движение стоячих волн, ограничена опорами, исследования по характеру движения стоячих волн в этом диапазоне отсутствуют.

Главной проблемой, которую надо решить, является определение характера прецессионного движения возбужденных стоячих волн. В имеющихся работах Журавлева, Климова по ВТГ эта задача решалась путем анализа дифференциальных уравнений в частных производных динамики вращающегося кольца и из условия существования решения было получено выражение для угловой скорости прецессии стоячей волны. Такой путь, удобный и быстрый в случае свободного кольца, оболочки, является проблематичным вследствие необходимости учитывать опоры, действие внешних сил и возмущающих факторов. Поэтому был выбран другой путь, при котором уравнения динамики кольца, оболочки в частных производных заменяются обыкновенными дифференциальными уравнениями. Для этого вводим базисные функции и обобщенные координаты, прецессия стоячих волн задается неизвестными функциями. Динамика кольца зависит от вида этих функций. Поэтому функции, задающие прецессию стоячих волн можно рассматривать как еще одни обобщенные координаты и получить для них дифференциальные уравнения. Далее из анализа системы уравнений для обобщенных координат и функций, задающих прецессию стоячих волн, делается вывод о характере прецессии стоячих волн. Затем получаем уравнения динамики.

Расчетная схема для составления уравнений представлена на рис. 1

Основные гипотезы, используемые при получении уравнений динамики кольца с растяжимой средней линией, вращающегося на двух опорах с постоянной скоростью, следующие.

1. Опорные ролики имеют форму цилиндра постоянного радиуса и погрешности их выставки можно задавать погрешностью выставки осей роликов.

2. Угловая скорость вращения кольца постоянна.

3. Оси вращения в возмущенном и невозмущенном движении кольца совпадают.

4. Используется гипотеза плоских сечений.

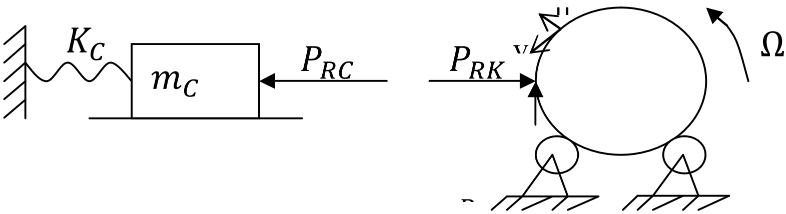

Рисунок 1 – Расчётная схема

Величины радиального и тангенциального перемещений кольца с растяжимой средней линией определяем по формулам

$$U = a_0 + \sum_{i=1}^{N} a_{ui} \cos(i(\theta + \varphi_{ui})) + \sum_{i=1}^{N} b_{ui} \sin(i(\theta + \varphi_{ui})),$$

$$V = \sum_{i=1}^{N} a_{vi} \cos(i(\theta + \varphi_{vi})) + \sum_{i=1}^{N} b_{vi} \sin(i(\theta + \varphi_{vi})).$$

Здесь U, V – соответственно радиальное и тангенциальное перемещение точки средней линии кольца, заданной угловой координатой θ; $a_0, a_{ui}, b_{ui}, a_{vi}, b_{vi}$– неизвестные функции времени t, которые надо определить, задают амплитуду колебаний; $\varphi_{ui}, \varphi_{vi}$ —

неизвестные функции времени, задающие прецессию стоячих волн, подлежащие определению; N – число учитываемых слагаемых ряда Фурье;

$P_R = 10C_p^p t_R^{XP} S^{YP} V^{np}, P_T = 10C_p^T t_R^{XT} S^{YT} V^{nT}$- силы резания.

С использованием предложенного подхода доказана следующая теорема для линейных систем.

ТЕОРЕМА 1. При возникновении периодических колебаний во вращающемся с постоянной угловой скоростью на двух параллельных опорах кольце, прецессия гармоник $\varphi_{qi}(t)\left(i=1,2,\ldots,N\right)$, ($q$=$U,V$) происходит с угловой скоростью вращения кольца Ω, а прецессия стоячих волн происходит с угловой скоростью вращения кольца Ω при $a_{qi}(t) = k_{qi} b_{qi}(t)$ или равенстве нулю одной из координат a_{qi}, b_{qi}, где $a_{qi}(t), b_{qi}(t)$ - обобщенные координаты по i – й гармонике, k_{qi} – произвольный коэффициент для каждой гармоники, либо, при $a_{qi}(t) \neq k_{qi} b_{qi}(t)$ процессия стоячей волны происходит с периодической угловой скоростью $\Omega + f_{qi}(t)$, где $f_{qi}(t)$ - периодическая функция.

Для доказательства теоремы были получены дифференциальные уравнения для обобщенных координат a_{ui}, b_{ui}, a_{vi}, b_{vi} и функций φ_{ui}, φ_{vi}. Для их получения использовалось уравнение Лагранжа 2 рода

$$\frac{d}{dt}\left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_j}\right) - \frac{\partial T}{\partial q_j} + \frac{\partial \Pi}{\partial q_j} + F_{qj} = \sum_{i=1}^{k} \lambda_i^H e_{ij} + G_j ,$$

где T, Π - кинетическая и потенциальная энергии соответственно; q_j- j–я обобщенная координата; t – время; k- число связей, наложенных на координаты q_j; $\lambda_i^{\text{н}}$ - неопределенный множитель Лагранжа; e_{ij} - производная i – го уравнения связи по j - й координате; G_J - сила, действующая по координате q_j; F_{qj}– сила трения.

Кинетическая и потенциальная определялись соответственно зависимостями

$$T = \frac{r\rho F}{2} \int_0^{2\pi} \left[\left(\dot{V} + \Omega r + \Omega U\right)^2 + \left(\dot{U} - \Omega V\right)^2\right] d\theta,$$

$$\Pi_1 = \frac{\mu}{2}\int_0^{2\pi} \left(\frac{\partial V}{\partial \theta} - \frac{\partial^2 U}{\partial \theta^2}\right)^2 d\theta,$$

$$\Pi_2 = \frac{\nu}{2}\int_0^{2\pi} \left(\frac{\partial V}{\partial \theta} + U\right)^2 d\theta,$$

где:r, ρ, F – соответственно радиус средней линии кольца, удельная плотность материала, площадь поперечного сечения;

$$\mu = \frac{EI}{r^3};\ \nu = \frac{EF}{r}.$$

Обобщенные силы резания, действующие по обобщенным координатам, имеют вид

$$Q_{XP}^R = -P_R, \qquad Q_{a0}^R = -P_R,$$

$$Q_{auj}^R = -P_R \cos\left(j\left(\theta_R - \Omega t + \varphi_{uj}\right)\right),$$

$$Q_{buj}^R = -P_R \sin\left(j\left(\theta_R - \Omega t + \varphi_{uj}\right)\right), Q_{avj}^\tau = -P_\tau \cos\left(j\left(\theta_R - \Omega t + \varphi_{vj}\right)\right),$$

$$Q_{bvj}^\tau = -P_\tau \sin\left(j\left(\theta_R - \Omega t + \varphi_{vj}\right)\right).$$

Условия связи, по обобщенным координатам, имеют вид

$$a_0 + \sum_{i=1}^{N} a_{ui}\, cos\big(i(\pi - \propto - \Omega t + \varphi_{Uj})\big) + \sum_{i=1}^{N} b_{ui}\, sin\big(i(\pi - \propto - \Omega t + \varphi_{Uj})\big) = 0,$$

$$a_0 + \sum_{i=1}^{N} a_{ui}\, cos\big(i(\pi + \propto - \Omega t + \varphi_{Uj})\big) + \sum_{i=1}^{N} b_{ui}\, sin\big(i(\pi + \propto - \Omega t + \varphi_{Uj})\big) = 0.$$

В этих уравнениях учитываются обобщенные внешние силы, обобщенные гравитационные силы, обобщенные силы резания, обобщенные силы внутреннего трения. Необходимо отметить, что для получения формул сил внутреннего трения в нашем случае нельзя было использовать классический подход, основанный на использовании матрицы жесткостей, т.к. он не учитывает наличие прецессии стоячих волн. Поэтому в работе были получены формулы для сил внутреннего трения, учитывающие прецессию стоячих волн. Из них, как частный случай, получаются классические формулы.

Решается эта система с условиями связи.

Уравнения для указанных переменных получены в общем виде с использованием символики формализма Лагранжа, они не привязаны к уравнениям конкретного кольца. Анализ этих уравнений показал, что уравнение для φ_{UJ} можно получить комбинацией уравнений для a_{uj} , b_{uj}, а уравнений для φ_{VJ}комбинацией уравнений для a_{vj} , b_{vj} . Уравнение полученное дифференцированием по a_{uj}, надо умножить на Jb_{uj}и вычесть уравнение, полученное дифференцированием b_{uj}, умноженное на Ja_{uj} . Аналогично и для координаты V. А так как.во все уравнения входят φ_{UJ}, φ_{VJ} то отсюда следует, что эти функции могут быть любыми.

Дальнейший анализ этих уравнений показал, что в случае линейной системы, дифференциальные уравнения, описывающие ее, должны иметь постоянные коэффициенты. Это будет в том случае, если скорости прецессии гармоник константы.

Следующим условием является то, что стоячая волна может находиться только внутри углового диапазона, ограниченного опорами. При постоянной скорости прецессии это будет в том случае, если скорость прецессии гармоник стоячих волн равна угловой скорости вращения кольца.

Для рассмотрения прецессии стоячей волны преобразуем радиальное перемещение

$$U = a_0 + \sum_{i=1}^{N} a_{ui} \cos(i(\theta + \varphi_{ui})) + \sum_{i=1}^{N} b_{ui} \sin(i(\theta + \varphi_{ui})).$$

Получим

$$U = a_0 + \sum_{i=1}^{N} A_{ui} \sin(i(\theta + \varphi_{ui} + \gamma_{ui})),$$

где $A_{ui}^2(t) = a_{ui}^2(t) + b_{ui}^2(t)$, $\gamma_{ui}(t) = \beta_{ui}(t)/i$,

$$\beta_{ui}(t) = arctg(a_{ui}(t)/b_{ui}(t)).$$

При $a_{ui}(t) = k_{ui}b_{ui}(t)$, где k_{ui} – константа, получим $\beta_{ui}(t) = arctg(k_{ui})$, $\gamma_{ui}(t) = arctg(k_{ui})/i$,$\varphi_{ui} + \gamma_{ui} = \Omega t + \mathrm{arctg}(k_{ui})/i$,

$\frac{d}{dt}(\varphi_{ui}+\gamma_{ui})=\Omega$, т.е. прецессия происходит с постоянной угловой скоростью, равной скорости вращения кольца.

Кроме того, постоянная скорость прецессии i – й гармоники будет при равенстве нулю одной из обобщенных координат $a_{ui}(t), b_{ui}(t)$. При $a_{ui}(t) \neq k_{ui} b_{ui}(t)$ и $a_{ui}(t), b_{ui}(t)$ не равных нулю $\beta_{ui}(t)=arctg(a_{ui}(t)/b_{ui}(t))$ и является периодической функцией, т.к. переменные $a_{ui}(t), b_{ui}(t)$ описывают периодический колебательный процесс, поэтому $\gamma_{ui}(t)$, $\dot{\gamma}_{ui}(t)$ - периодические функции. Скорость прецессии стоячей волны $\frac{d}{dt}(\varphi_{ui}+\gamma_{ui})=\Omega+\dot{\gamma}_{ui}$ состоит из суммы постоянной и периодической скорости движения.

Теорема 1 доказана.

Используя результат теоремы запишем уравнения динамики кольца с растяжимой средней линией

$$
\begin{gathered}
\pi æ\ddot{a}_0 + 2\pi\nu K_T\dot{a}_0 + 2\pi(\nu - æ\Omega^2)a_0 = \\
= 2\pi æ\Omega^2 r - P_R + \lambda_1 + \lambda_2, \\
m_C\ddot{X}_p + K_{Xp}^T\dot{X}_p + K_C X_p = -P_R. \\
\pi æ\ddot{a}_{uj} + \pi K_T(\mu j^4+\nu)\dot{a}_{uj} + 2\pi æ\Omega j\dot{b}_{uj} - 2\pi æ\Omega\dot{a}_{vj} \\
+ \pi K_T j(\mu j^2+\nu)\dot{b}_{vj} + \\
+\pi(\mu j^4+\nu - æ\Omega^2(1+j^2))a_{uj} + \pi K_T\Omega j(\mu j^4+\nu)b_{uj} \\
- 2\pi K_T\Omega j^2(\mu j^2+\nu)a_{vj} + \\
+\pi j(\mu j^2+\nu-2æ\Omega^2)b_{vj} = -P_R\, cos(j\theta_R) + \\
+\cos\big(j(\pi-\alpha)\big)\,\lambda_1 + \cos\big(j(\pi+\alpha)\big)\lambda_2, \\
\pi æ\ddot{b}_{uj} + \pi K_T(\mu j^4+\nu)\dot{b}_{uj} - 2\pi æ\Omega j\dot{a}_{uj} - 2\pi æ\Omega\dot{b}_{vj} \\
- \pi K_T j(\mu j^2+\nu)\dot{a}_{vj} + \\
+\pi(\mu j^4+\nu - æ\Omega^2(1+j^2))b_{uj} - \pi K_T\Omega j(\mu j^4+\nu)a_{uj} \\
- \pi K_T\Omega j^2(\mu j^2+\nu)b_{vj} + \\
+\pi j(-\mu j^2-\nu+2æ\Omega^2)a_{vj} = -P_R\, sin(j\theta_R) + \\
+ sin\big(j(\pi-\alpha)\big)\,\lambda_1 + sin\big(j(\pi+\alpha)\big)\lambda_2, \\
\pi æ\ddot{a}_{vj} + 2\pi æ\Omega\dot{a}_{uj} - \pi K_T j(j^2\mu+\nu)\dot{b}_{uj} + \pi K_T j^2(\mu+\nu)\dot{a}_{vj} \\
+ 2\pi æ j\Omega\dot{b}_{vj} + \\
+\pi K_T j^2\Omega(\mu j^2+\nu)a_{uj} + \pi j\big(2æ\Omega^2 - (\mu j^2+\nu)\big)b_{uj} + \pi(j^2(\mu+\nu) -
\end{gathered}
$$

$$-æ\Omega^2(j^2+1))a_{vj}+\pi K_T j^3\Omega(\mu+\nu)b_{vj}=$$
$$=-P_\tau \cos(j\theta_R),$$
$$\pi æ\ddot{b}_{vj}+\pi K_T j(\mu j^2+\nu)\dot{a}_{uj}+2\pi æ\Omega\dot{b}_{uj}-2\pi æ j\Omega\dot{a}_{vj}+$$
$$+\pi K_T j^2(\mu+\nu)\dot{b}_{vj}+\pi j(\mu j^2+\nu-2æ\Omega^2)a_{uj}$$
$$+\pi K_T j^2\Omega(\mu j^2+\nu)b_{uj}-$$
$$-\pi K_T j^3\Omega(\mu+\nu)a_{vj}+\pi\left(j^2(\mu+\nu)-æ\Omega^2(1+j^2)\right)b_{vj}=$$
$$=-P_\tau \sin(j\theta_R),$$
$$(j=(1,2,\dots,N)).$$

Эта система уравнений решается с условиями связей в точках опор

$$a_0+\sum_{i=1}^{N}a_{ui}\cos(i(\pi-\alpha))+\sum_{i=1}^{N}b_{ui}\sin(i(\pi-\alpha))=0,$$
$$a_0+\sum_{i=1}^{N}a_{ui}\cos(i(\pi+\alpha))+\sum_{i=1}^{N}b_{ui}\sin(i(\pi+\alpha))=0.$$

Перемещение кольца в точке резца определяем по формуле

$$U(\theta_R)=a_0+\sum_{i=1}^{N}a_{ui}\cos(i\theta_R)+\sum_{i=1}^{N}b_{ui}\sin(i\theta_R).$$

Получены также уравнения динамики вращающегося на опорах кольца с нерастяжимой средней линией.

На основе полученных уравнений были проведены вычисления по исследованию влияния скорости вращения кольца на его собственные частоты колебаний. На рис. 2 ,3 представлены полученные результаты для колец радиусом 5м, 4м, 3м.

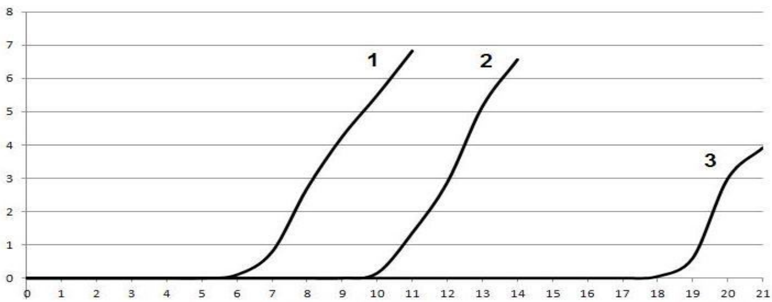

Рисунок 2 – Зависимость показателя расходимости колебательного процесса от скорости вращения кольца

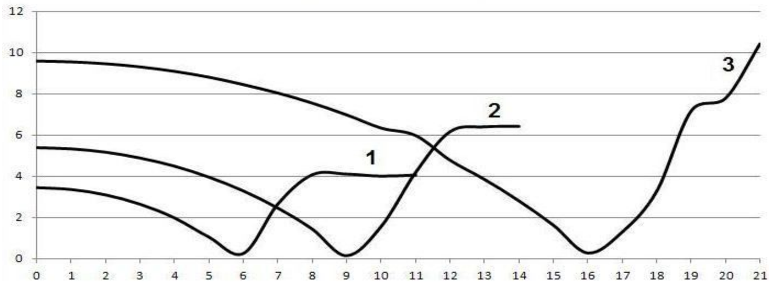

Рисунок 3 – Зависимость первой собственной частоты колебаний кольца от его скорости вращения

Цифрой 1 обозначено кольцо радиуса 5 метров, 2 – 4 метра, 3 – 3 метра.

Из рисунка видно, что с увеличением скорости вращения собственная частота колебаний кольца уменьшается до нуля, а затем возникает расходящийся процесс.

В таблице 1 представлены результаты физического и вычислительного экспериментов по определению первой собственной частоты колебаний вращающегося на опорах кольца, а в таблице значения первой и второй собственных частот в зависимости от угла между опорами и скорости вращения, вычисленные по модели и полученные в физическом эксперименте.

Таблица 1 – Зависимость первой собственной частоты от угловой скорости вращения кольца

Эксперимент	Угловая скорость вращения кольца, рад/с			
	0	1,8	5,5	6,75
Физический	34,67	34,60	33,05	32,87
Вычислительный	37,78	37,77	37,35	37,18

Таблица 2 – Значения собственных частот кольца в зависимости от скорости вращения и угла между опорами

2α	Ω	Эксперимент		Результаты расчетов по моделям			
				Н Нераст. сред.л.		Раст. сред.лин.	
		ω_1	ω_2	ω_1	ω_2	ω_1	ω_2
52,6	0	35,16	92,1	40,44	83,41	41,14	97,1
62,6	0	37,68	99,14	42,64	90,51	43,74	102,14
52,6	0,42	47,1	87,92	40,44	83,41	41,03	96,92
52,6	0,55	43,96	94,20	40,43	83,38	40,95	96,83
62,6	0,54	37,68	104,06	42,64	90,48	43,68	102,01
62,6	2,1	36,76	102,60	42,50	90,20	43,57	101,91

Различие результатов расчетов и экспериментов объясняется отличием физических и геометрических параметров кольца от постоянных, использованных при расчетах, а также сложностью фиксации точного значения резонансной частоты кольца вследствие действия возмущающих факторов на нее при вращении от непостоянства радиуса, толщины. Кроме того, в погрешность расчетов по полученным моделям может вносить то обстоятельство, что действительный процесс колебаний, описываемый уравнениями в частных производных, описывается обыкновенными дифференциальными уравнениями.

В таблице 3 представлены результаты исследований влияния угловой скорости вращения кольца на величину радиального и тангециального прогиба в точке 90 градусов при разной толщине кольца. Радиус 2,85м, ширина 1м.

В таблице 4 представлены результаты оценки коэффициентов внутреннего трения кольца по результатам эксперимента. Радиус кольца 0,185м, толщина 0,001м, ширина 0,065м. При оценке использовались модели с растяжимой и нерастяжимой средней линией.

На рис. 4 – 7 представлены результаты по исследованию влияния периодической силы на амплитуду колебаний кольца толщиной 0,05м, радиуса 1,5м, шириной 2м. Амплитуда возмущающей силы 500 н, частота 100р/с. Исследования проводились для разных углов между опорами и скоростей вращения кольца и разных точек приложения силы.

Таблица 3 – Прогиб вращающегося кольца

Ω 1/с		0,6	0,5	0,4	0,3	0,2	0,1
0	U, м	$1,1\ 10^{-4}$	$1,6\ 10^{-4}$	$2,5\ 10^{-4}$	$4,4\ 10^{-4}$	$1,0\ 10^{-3}$	$4,0\ 10^{-3}$
	V, м	$7,0\ 10^{-5}$	$1,0\ 10^{-4}$	$1,6\ 10^{-4}$	$2,8\ 10^{-4}$	$6,4\ 10^{-4}$	$2,5\ 10^{-3}$
10	U, м	$1,1\ 10^{-4}$	$1,6\ 10^{-4}$	$2,5\ 10^{-4}$	$4,4\ 10^{-4}$	$1,0\ 10^{-3}$	$4,3\ 10^{-3}$
	V, м	$7,0\ 10^{-5}$	$1,0\ 10^{-4}$	$1,6\ 10^{-4}$	$2,8\ 10^{-4}$	$6,5\ 10^{-4}$	$2,7\ 10^{-3}$
20	U, м	$1,1\ 10^{-4}$	$1,6\ 10^{-4}$	$2,5\ 10^{-4}$	$4,6\ 10^{-4}$	$1,1\ 10^{-4}$	$5,7\ 10^{-3}$
	V, м	$7,0\ 10^{-5}$	$1,0\ 10^{-4}$	$1,6\ 10^{-4}$	$3,0\ 10^{-4}$	$6,8\ 10^{-4}$	$3,5\ 10^{-3}$

Таблица 4 – Коэффициенты внутреннего трения

Угол между опорами, град		11,96	25	50,62	64,96
Коэф. затух. перех. проц. в эксперименте		$-\ 4,97\ 10^{-2}$	$-\ 7,60\ 10^{-2}$	- 0,110	- 0,116
Коэф. трения с	Нерастяж.средняя линия	$0,98\ 10^{-4}$	$1,38\ 10^{-4}$	$1,52\ 10^{-4}$	$1,32\ 10^{-4}$
	Растяжим.средняя линия	$0,66\ 10^{-4}$	$0,95\ 10^{-4}$	$1,12\ 10^{-4}$	$1,04\ 10^{-4}$

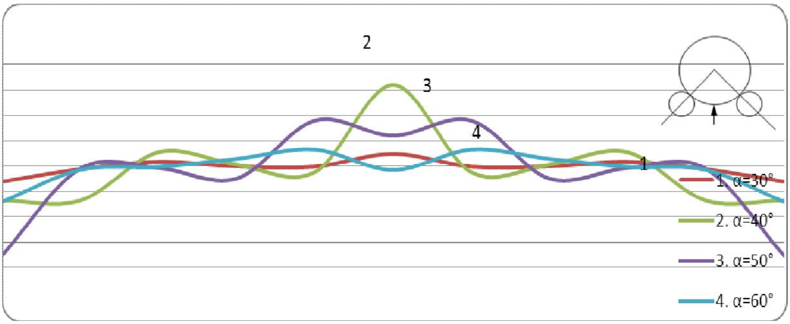

Рисунок 4 – Влияние центральной силы на амплитуду колебаний невращающегося кольца

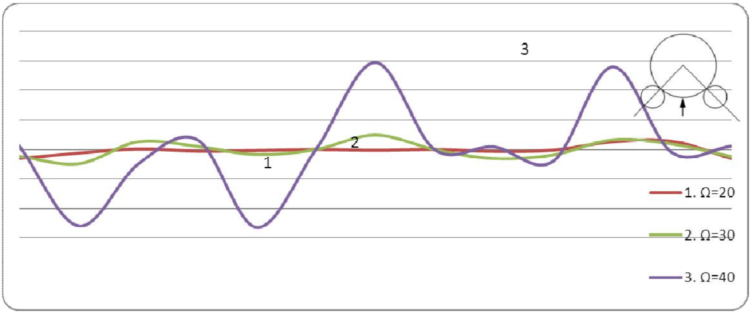

Рисунок 5 – Влияние центральной силы на амплитуду колебаний вращающегося кольца при угле между опорами 40 градусов

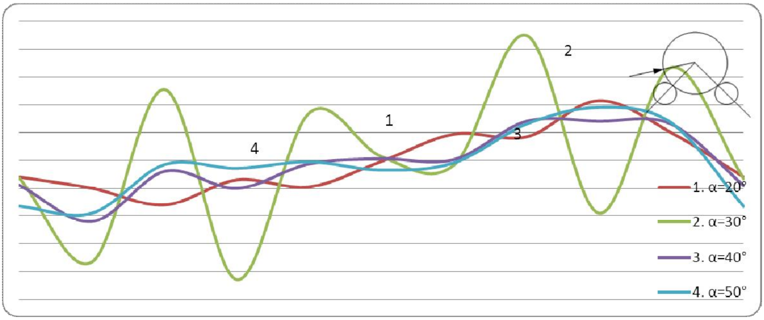

Рисунок 6 – Влияние боковой силы на амплитуду колебаний невращающегося кольца

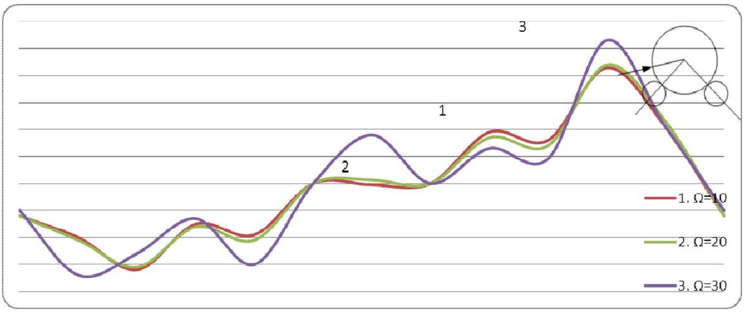

Рисунок 7 – Влияние боковой силы на амплитуду колебаний вращающегося кольца

Из графиков видно, что вращение кольца на опорах существенно влияют на характер его колебаний.

Полученные теоретические результаты и разработанные математические модели позволяют осуществлять математическое моделирование динамики кольца и точности его формообразования при различных параметрах обработки по мобильной технологии.

Исследования выполнены при финансовой поддержке РФФИ и Правительства Белгородской области в рамках проекта №14-41-08018 «р_офи_м».

Список литературы:

1. Журавлёв В.Ф., Климов Д.М. Волновой твёрдотельный гироскоп. М.: Наука, 1985. 126 с.