

Скорость резания прямо пропорциональна радиусу сферической поверхности, поэтому достаточно определить ее при одном значении $R_{\text{сф}}$ и затем умножить на отношение требуемого и расчетного радиусов. В данном исследовании $R_{\text{сф}}$ принимался равным 0,05 м. Установлено, что изменение скорости переносного вращательного движения ω_1^n в принятом диапазоне вызывает изменение $v_{\text{ср}}^{\Sigma}$ менее чем на 1 %, т. е. влияние этого параметра не существенно. Изменение скоростей вращения детали ω^d и инструмента ω_2^n в принятом диапазоне (рис. 2) также не оказывает существенного влияния на характер изменения скорости резания по поясам (т. е. равномерность съема припуска), но влияет на интенсивность обработки.

Наибольшее влияние на характер изнашивания трущихся сферических поверхностей оказывают геометрические параметры процесса: угол наклона водила β и угловой эксцентриситет a (рис. 3). Изменение β позволяет интенсифицировать обработку, но не влияет на характер съема припуска. Если в процессе формообразования изменять угол a , можно управлять изменением формы детали. При изменении a в диапазоне от 0 до $0,5\beta$ интенсивней обрабатывается срединный пояс детали, при $0,5\beta < a < 0,75\beta$ износ срединного и краевого поясов примерно одинаков, при $0,75\beta < a < \beta$ съем припуска в краевом поясе детали происходит интенсивнее. Износ центрального пояса наименьший.

Таким образом, на процесс формообразования деталей при планетарном движении инструмента существенное влияние оказывают настроечные параметры станка (угловой эксцентриситет a и угол наклона водила β), что согласуется с имеющимися экспериментальными данными при обработке на станках с возвратно-качательным движением инструмента [4].

ЛИТЕРАТУРА

1. Филонов И.П., Маляренко А.Д., Юринок В.И. Сравнительный анализ формообразования сферических поверхностей оптических деталей профильным алмазно-абразивным инструментом с использованием ЭВМ // Сб. тез. докл. област. семинара "Технологич. обеспечение профильн. алмазно-абразив. обработки". – Пенза, 1984. – С. 54–56.
2. Трение, изнашивание и смазка / Под ред. И.В. Крагельского, В.В. Алисина. – М.: Машиностроение, 1978. – Кн. 1. – 400 с.
3. Голованова М.Н., Сергеев О.А. Соотношение между механической работой, количеством выделяющегося тепла и энергией диспергирования при шлифовке стекла // Оптико-мех. пром-сть. – 1959. – № 8. – С. 56–59.
4. Травин В.В., Птицына Л.Д. О возвратно-поступательном движении при тонком алмазном шлифовании // Оптико-мех. пром-сть. – 1977. – № 8. – С. 65.

УДК 081.62-775

И.В. КОНОВАЛОВ

ВЫБОР ОПТИМАЛЬНОГО ГРАДИЕНТА ФАЗ ВЕКТОРОВ ОСТАТОЧНЫХ ДИСБАЛАНСОВ РОТОРА С УЧЕТОМ ВНЕШНЕГО ДИСБАЛАНСА ОТ ИНСТРУМЕНТА

Точность вращения ротора с установленным на нем инструментом является одним из основных параметров работоспособности технологической системы [1]. Смена или переустановка инструмента может привести к превыше-

рекции $II-II$ имеют градиент фаз ψ . Ротор опирается на две изотропные опоры, характеризующиеся равными коэффициентами жесткости c_B и демпфирования h_B . Масса ротора M_B , вращающегося с постоянной угловой скоростью ω , сосредоточена в центре инерции ротора (координаты x_{B0}, y_{B0}) на расстояниях L_1 и L_2 от плоскостей коррекции $I-I$ и $II-II$. Опоры ротора 1 (x_{B1}, y_{B1}) и 2 (x_{B2}, y_{B2}) расположены на расстояниях l_1 и l_2 от центра инерции. В этом случае динамическая модель рассматриваемой роторной системы в общем виде может быть представлена следующими уравнениями [3]:

$$\begin{cases} M_B \ddot{x}_{B0} + c_B (x_{B0}, \gamma_B) + h_B (\dot{x}_{B0}, \dot{\gamma}_B) = \Sigma F_x (m_1, m_2); \\ M_B \ddot{y}_{B0} + c_B (y_{B0}, \alpha_B) + h_B (\dot{y}_{B0}, \dot{\alpha}_B) = \Sigma F_y (m_1, m_2); \\ I_B \ddot{\gamma}_B - J_B \omega \dot{\alpha}_B + c_B (x_{B0}, \gamma_B) + h_B (\dot{x}_{B0}, \dot{\gamma}_B) = \Sigma M_y (m_1, m_2); \\ I_B \ddot{\alpha}_B + J_B \omega \dot{\gamma}_B + c_B (y_{B0}, \alpha_B) + h_B (\dot{y}_{B0}, \dot{\alpha}_B) = \Sigma M_z (m_1, m_2), \end{cases}$$

где γ_B, α_B — углы отклонения оси ротора в плоскостях XOZ и YOZ ; $\Sigma F_x (m_1, m_2), \Sigma F_y (m_1, m_2)$ — суммы проекций векторов дисбалансов от неуравновешенных масс на оси координат; $\Sigma M_y (m_1, m_2), \Sigma M_z (m_1, m_2)$ — суммы моментов векторов дисбалансов от неуравновешенных масс относительно осей координат; I_B, J_B — экваториальный и полярный моменты инерции ротора.

Данная система дифференциальных уравнений с постоянными коэффициентами описывает малые колебания, вызванные неуравновешенными точечными массами m_1, m_2 и m_3 . Ее решение складывается из общего решения системы однородных уравнений и частного решения полной системы, которая описывает свободные и вынужденные колебания ротора.

На примере высокоскоростного электрошпинделя на опорах с газообразным смазочным материалом исследуем влияние градиента фаз φ векторов дисбалансов от равных неуравновешенных масс m_1 и m_2 в плоскостях коррекции $I-I$ и $II-II$ на колебания ротора в опорах 1 и 2.

Параметры модели шпиндельного узла следующие: $L_1 = 97 \cdot 10^{-3}$ м, $L_2 = 115 \cdot 10^{-3}$ м, $l_1 = 58 \cdot 10^{-3}$ м, $l_2 = 95 \cdot 10^{-3}$ м, $M_B = 107,3 \cdot 10^{-2}$ кг, $J_B = 0,61 \times 10^{-2}$ кг·м², $J_B = 10^{-5}$ кг м², $\rho = 10 \cdot 10^{-3}$ м, $m_1 = m_2 = 10^{-5}$ кг.

Амплитуды радиальных колебаний ротора в обоих опорах определялись при 12 выбранных значениях частот его вращения. При расчете виброактивности системы на этих частотах использовались экспериментально полученные значения суммарной радиальной жесткости и расчетные значения коэффициентов демпфирования газового слоя гибридного (с учетом динамического эффекта) подшипника (табл. 1).

Угловой шаг градиента фаз φ принимался равным $\pi/4$, т. е. расчет виброактивности системы производился для его восьми дискретных значений: $\varphi^{(1)}, \varphi^{(2)}, \dots, \varphi^{(8)}$ ($0, \pi/4, \dots, 7\pi/4$). Исследование модели проводилось на ЭВМ ЕС 1035 с использованием стандартных подпрограмм MFG и MDLG из пакета научных подпрограмм на языке PL1 (МО ЕС ЭВМ № 14).

В результате определены векторы наименьшего влияния имеющейся остаточной неуравновешенности ротора при двух равных неуравновешенных мас-

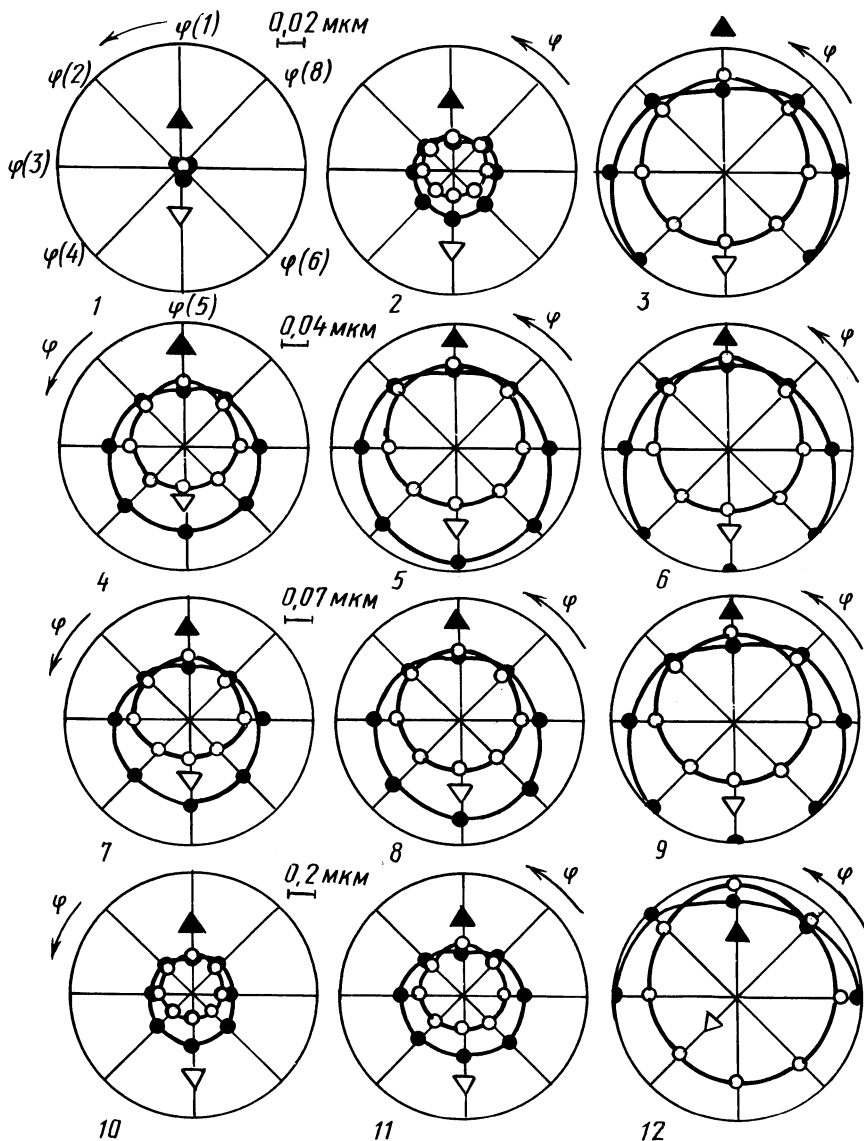


Рис. 2. Диаграмма влияния градиента фаз векторов остаточных дисбалансов в двух плоскостях коррекции на виброактивность роторной системы:

●, ○ – радиальные колебания ротора соответственно в опорах 1 и 2; ▲, ▼ – векторы наименьшего влияния соответственно в опорах 1 и 2; 1...12 – диаграммы при выбранных значениях частоты вращения ротора

сах в двух плоскостях коррекции при отсутствии внешнего дисбаланса от инструмента (рис. 2). При этом градиент фаз векторов дисбалансов от масс m_1 и m_2 в случае наименьшего влияния на виброактивность в опоре 1 во всем рас-

Параметр	Расчетная точка											
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
n, c^{-1}	100	230	370	440	530	590	660	700	750	790	1000	1670
$\omega-10, \text{рад/с}$	63	147	230	277	334	372	416	441	473	498	630	1050
$c_B \cdot 10^6, \text{Н/м}$	6,1	6,5	7,0	7,4	8,4	9,3	9,9	9,7	8,5	8,2	8,8	9,4
$h_B \cdot 10^3, \text{Н} \cdot \text{с/м}$	-5,5	-2,7	-0,4	0,50	60	70	70	70	70	70	0,8	0,8

смаатриваемом частотном диапазоне оказался равным нулю. Наименьший же уровень радиальных колебаний ротора в опоре 2, близкой к плоскости крепления инструмента, обеспечивался при градиенте фаз π (за исключением случая вращения ротора с частотой 1670 c^{-1} , что связано с демпфированием в системе). Наименьшая амплитуда колебаний ротора в плоскости крепления инструмента при равных неуравновешенных массах m_1 и m_2 достигается именно при таком их угловом расположении.

При установке инструмента на посадочной шейке вала неизбежно появляется "внешний" дисбаланс, обусловленный неуравновешенностью самого инструмента и инструментальной оправки, а также погрешностью их расположения относительно главной центральной оси инерции ротора. Уровень радиаль-

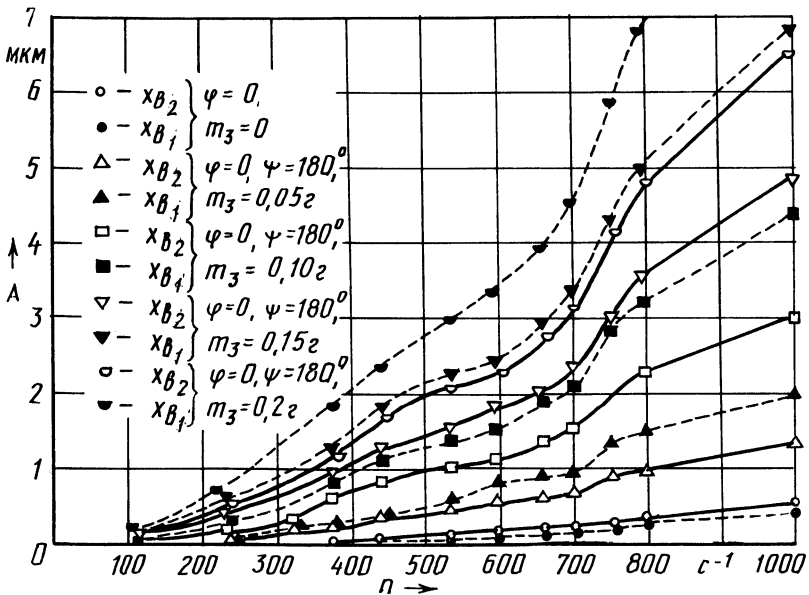


Рис. 3. Расчетные зависимости амплитуд радиальных колебаний ротора от частоты его вращения и внешней неуравновешенной массы в плоскости коррекции II-II ($m_1 = m_2 = 0,01 \text{ г}$)

ных колебаний ротора в обоих опорах возрастает с увеличением "внешнего" дисбаланса (рис. 3). Поэтому использование высоких частот вращения ротора, в данном случае свыше 700 с^{-1} , без дополнительной динамической балансировки приведет к ухудшению точностных и динамических показателей шпиндельного узла.

Рассмотрим совместное влияние градиентов фаз φ и ψ векторов дисбалансов от неуравновешенных масс m_1 , m_2 и m_3 на уровень радиальных колебаний ротора в опорах 1 и 2. На рис. 4 представлена вектор-диаграмма наименьшего влияния дисбаланса на виброактивность роторной системы. Определены оптимальные градиенты фаз φ и ψ во всем рассматриваемом частотном

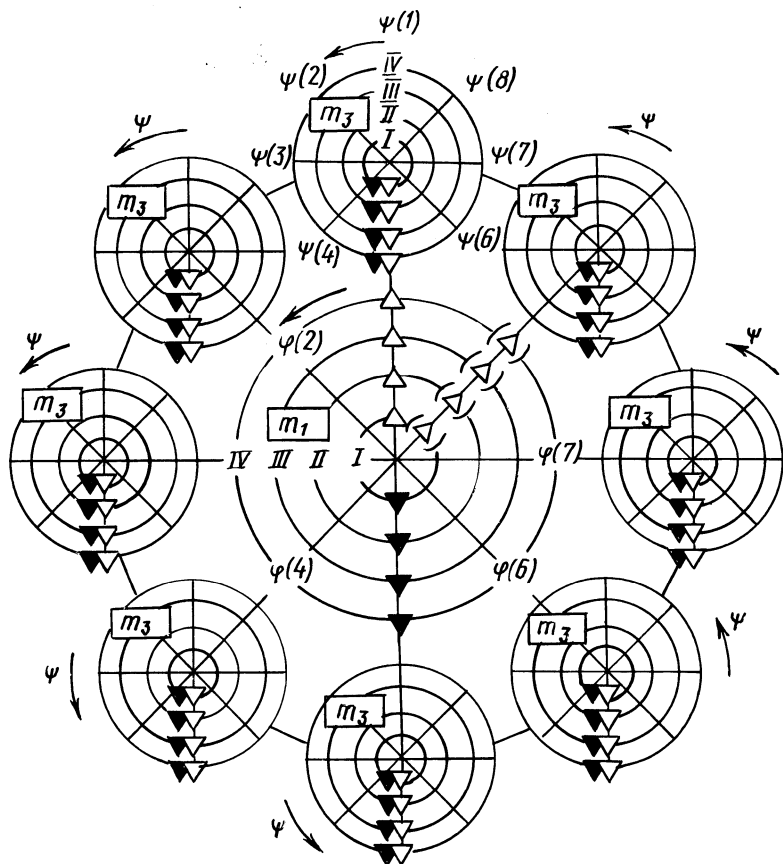


Рис. 4. Вектор-диаграмма наименьшего влияния градиентов фаз векторов остаточных дисбалансов в двух плоскостях коррекции и внешнего в плоскости коррекции II-II на виброактивность роторной системы ($m_1 = m_2 = 0,01 \text{ г}$):
 I - $m_3 = 0,05 \text{ г}$; II - $0,1 \text{ г}$; III - $0,15 \text{ г}$; IV - $0,2 \text{ г}$; \blacktriangledown - векторы наименьшего влияния в опоре 1 при выбранных частотах вращения ротора $100 \dots 1670 \text{ с}^{-1}$; ∇ - векторы наименьшего влияния в опоре 2 при частотах вращения ротора $100 \dots 1000 \text{ с}^{-1}$; (∇) - то же, при частоте 1670 с^{-1}

диапазоне, обеспечивающие наименьшие амплитуды радиальных колебаний ротора в обеих опорах при различном "внешнем" дисбалансе. Векторы наименьшего влияния дисбаланса, обусловленного неуравновешенными массами m_2 и m_3 , постоянны практически для всех рассмотренных значений неуравновешенной массы и частот вращения ротора. При этом градиент фаз ψ в случае наименьшего влияния на уровень радиальных колебаний ротора как в опоре 1, так и в опоре 2, равняется π . Если же сравнить оптимальные градиенты фаз φ при оптимальном $\psi = 180^\circ$ с результатами, полученными при $m_3 = 0$ (см. рис. 2), то окажется, что векторы наименьшего влияния дисбаланса от m_2 изменили свое направление на противоположное, что вполне объяснимо, поскольку $m_3 > m_2$.

Опыт эксплуатации технологического оборудования для прецизионной резки полупроводниковых материалов сверхтонкими алмазными дисками показывает, что в большинстве случаев внешний дисбаланс от инструмента превышает остаточный дисбаланс ротора в плоскости коррекции, расположенной ближе к плоскости крепления инструмента. Это связано в первую очередь с неизбежной погрешностью установки инструмента с оправкой на посадочной шейке вала. Поэтому учет "внешнего" дисбаланса от инструмента и выбор градиента фаз φ при балансировке ротора открывает дополнительные возможности для улучшения точностных и динамических характеристик шпиндельного узла. В рассмотренном случае такой подход позволил уменьшить виброактивность системы более чем в 2 раза.

ЛИТЕРАТУРА

1. Коновалов И.В., Тарасевич А.И. Эксплуатационное исследование выходных показателей высокоскоростной дисковой резки полупроводниковых пластин на кристаллы // Электронная техника. Сер. 7. Технология, организация производства и оборудование. — 1985. — Вып. 1 (128). — С. 34–37. 2. Зобнин А.П., Кельзон А.С., Малинин Л.М. Влияние угла между векторами дисбалансов на амплитудно-частотную характеристику линейной роторной системы и способ его измерения // Вестн. машиностроения. — 1982. — № 5. — С. 27–29. 3. Ковалев М.П., Моржаков С.П., Терехова К.С. Динамическое уравнивание роторов гироскопических систем. — М.: Оборонгиз, 1962. — 258 с.

УДК 621.914.32-752

В.Ф. ГОРОШКО, Н.А. КОЗЛОВСКИЙ

ВИБРОУСТОЙЧИВОСТЬ ПРИВодОВ ПОДАЧ ФРЕЗЕРНЫХ СТАНКОВ ПРИ РАЗЛИЧНЫХ РЕЖИМАХ РЕЗАНИЯ

При работе фрезерных станков на повышенных скоростях и при значительных усилиях резания возникают колебания рабочих органов, ограничивающие максимальные режимы фрезерования. При обработке торцовыми фрезами амплитуда этих колебаний достигает наибольшего значения [1]. Проведенные исследования фрезерно-расточного станка мод.6М610Ф2-1 показали, что в его системе СПИД основная доля упругих перемещений (до 80 %) приходится на привод стола и фрезерную каретку с ползуном в направлении подачи стола