

А.И. Акилов, к.т.н., доц., А.У. Захаркин, к.т.н., доц., (Сумский государственный университет),
Д.А. Кирюшко, инж. (АО "НПАО "ВНИИкомпрессормаш", г. Сумы)

Динамическая модель процесса круглого шлифования торцом шлифовального круга

Исследована схема шлифования шеек коленчатых валов торцом шлифовального круга, совершающую тангенциальную подачу относительно обрабатываемой поверхности. Предложена динамическая модель процесса обработки, структура шлифовального устройства и определена передаточная функция упруго-вязкой системы. Сделаны выводы об устойчивости системы по критерию Найквиста.

Ключевые слова: коленчатый вал, шейка, шлифовальный круг, тангенциальная подача, динамическая модель, амплитудно-фазовая частотная характеристика.

Досліджена схема шлифування шийок колінчастих валів торцем шлифувального круга, який здійснює тангенційну подачу відносно поверхні, що підлягає обробці. Запропонована динамічна модель процесу обробки, структура шлифувального пристрою та визначена передаточна функція пружнов'язкої системи. Зроблені висновки щодо стійкості системи за критерієм Найквіста.

Ключові слова: колінчастий вал, шийка, шлифувальний круг, тангенційна подача, динамічна модель, амплітудно-фазова частотна характеристика.

The chart of grinding necks of crank shafts by an end face of a grinding circle was researched, accomplishing a tangential serve in relation to the processed surface. The dynamic model of process of treatment was proposed, structure of grinding device and the transmission function of the elastoviscous system was certain. The conclusions have done about stability of the system by the criterion of Nyquist.

Keywords: crankshafts, neck, grinding circle, tangential giving, dynamic model, amplitude-phase frequency characteristic.

На многих промышленных предприятиях эксплуатируются мощные поршневые компрессорные установки. Их ремонт, как правило, осуществляют в ремонтно-механических цехах, не располагающих оборудованием для восстановления изношенных крупных коленчатых валов. Ремонт заключается в восстановлении изношенных с потерей геометрической формы шеек вала до необходимого размера. Для этого в начале обработки их "скругляют" напильниками и другим ручным инструментом, затем притирают и полируют. Применяемая технология трудоемка, требует высокой квалификации рабочих и не обеспечивает необходимого качества обработки шеек. В работе [1] предложена технология обработки шеек крупногабаритных коленчатых валов тяжелых компрессоров в условиях ремонтного производства шлифованием цилиндрических поверхностей торцом шлифовального круга.

В настоящей работе предлагается схема обработки шеек вала шлифовальной головкой с гидравлическим приводом, тангенциальной подачей и гидравлическим прижимом круга. Головка устанавливается на суппорте токарно-винторезного станка. Предлагаемый способ шлифования реализуется следующими видами движений (рис. 1):

1. Вращением круга вокруг собственной оси D_r – главное движение резания.
2. Вращение вала D_{sd} – круговая подача.
3. Возвратно-поступательным движением круга по касательной к обрабатываемой поверхности шейки D_s – продольная подача.

4. Периодическим перемещением круга в перпендикулярном направлении к обрабатываемой поверхности шейки D_{sn} – поперечная подача.

Диаметр шлифовального круга $D_{кр}$ выбирают равным длине шейки, а его перемещение по касательной к обрабатываемой поверхности осуществляют на величину радиуса $D_{кр}/2$. В результате таких перемещений за несколько оборотов вала вся поверхность подвергается обработке. Окончательно шейки обрабатываются суперфинишированием по ударно-циклической схеме резания специальной головкой [2], устанавливаемой на том же станке.

В процессе возвратно-поступательного тангенциального перемещения шлифовального круга изменяется величина и направление сил резания. Направление сил резания в крайних положениях круга показано на рис. 1.

Из рис. 1 видно, что при выбранной схеме шлифования за каждый двойной ход изменяются силовые условия взаимодействия инструмента и детали, в результате чего в технологической системе могут возникать колебания. Наиболее характерными являются вынужденные колебания, вызываемые неуравновешенностью вращающихся масс шпиндельной системы и параметрические, вызываемые периодическим изменением направления и величины сил резания при подаче шлифовального круга. В случае совпадения частот вынужденных колебаний подвижных масс с собственными в системе возникают незатухающие колебания, которые отрицательно сказываются на качестве обрабатываемой поверхности и надежности работы шлифовального устройства.

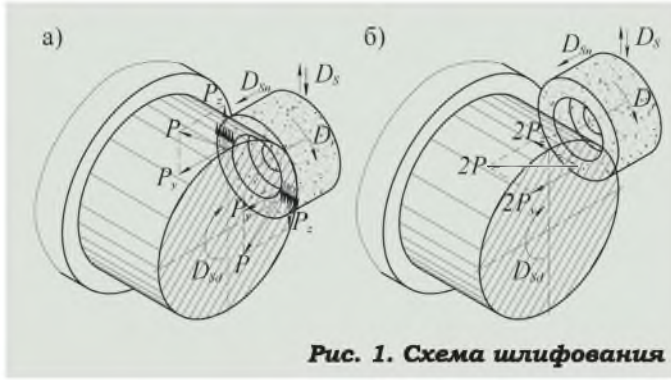


Рис. 1. Схема шлифования

Целью исследования является определение устойчивости технологической системы по предложенной схеме обработки шеек коленчатых валов в широком диапазоне частот возмущающих колебаний путем анализа частотных характеристик.

Расчетная модель шлифовального устройства и её математическое описание

Для исследования динамики шлифовального устройства принимаем наиболее неблагоприятные условия резания, при которых ось вращения шлифовального круга и шейки вала расположены перекрестно на расстоянии $D_{кр}/2$ и обработка ведется периферией круга.

Расчетная модель шлифовального устройства представлена в виде твердого тела массой m , сориентированного в плоскости $x_1 O_1 y_1$ условными жесткостями C_x , C_y , C_θ и демпфированиями h_x , h_y , h_θ , приведенными к центру O_1 жесткости (рис. 2).

Здесь главные оси жесткости совпадают с осями $O_1 x_1$ и $O_1 y_1$, а положение центра O_1 жесткости определяется координатами $x_1=0$, $y_1=0$. Крутильная жесткость рассчитывается по зависимости $C_\theta = C_x l_1^2$, а демпфирования по формулам:

$$\begin{aligned} h_x &= \frac{\psi}{2\pi} \sqrt{m C_x}, \\ h_y &= \frac{\psi}{2\pi} \sqrt{m C_y}, \\ h_\theta &= \frac{\psi}{2\pi} \sqrt{J C_\theta}, \end{aligned} \quad (1)$$

где $\psi=0,8...0,9$ – коэффициент рассеивания энергии; m – масса шпиндельного узла, приведенная к центру O_1 жесткости; J – момент инерции; l_1 – расстояние от точки приложения сил до центра жесткости; C_x , C_y – статические жесткости шлифовального устройства в направлении осей x_1 и y_1 .

При возникновении колебаний в технологической системе точка O контакта шлифовального круга с деталью будет совершать независимые колебательные движения: линейные вдоль осей x и y и крутильные θ относительно центра жесткости системы O_1 с плечом l . Параметры этих колебаний зависят от приращения сил резания, вызванных изменением толщины резания за один цикл колебания:

$$\begin{aligned} m\ddot{y}_1 + h_y \dot{y}_1 + C_y y_1 &= P_y, \\ m\ddot{x}_1 + h_x \dot{x}_1 + C_x x_1 &= P_x, \\ J\ddot{\theta} + h_\theta \dot{\theta} + C_\theta \theta &= Pl_2. \end{aligned} \quad (2)$$

Здесь P_x , P_y , Pl_2 – приращение сил резания; θ – угол качания; остальные обозначения приведены на рис. 2.

Динамическая структура шлифовального устройства

Структура шлифовального устройства формируется тремя упруго-вязкими контурами x , y , θ . Характер функциональной связанности этих контуров можно проследить с помощью структурной схемы, представленной на рис. 3.

Здесь входными параметрами являются равнодействующие силы резания P , воздействующие на контуры W_x , W_y , W_θ в виде составляющих P_x , P_y , и момента Pl_2 , которые вызывают линейные x_1 , y_1 и угловые θ перемещения точки O контакта шлифовального круга с деталью. Угловое перемещение θ формирует линейные движение $u=n_1 \theta$. Проекция этого движения $n_1 n_2 \theta$ и $n_1 n_3 \theta$ на оси Ox , Oy , при сложении с перемещениями x_1 и y_1 обуславливают новые формы колебаний x и y . В результате выходная координата Δ системы в направлении действия силы P определяется выражением $\Delta = y n_4 + x n_5$.

Передаточная функция эквивалентной упругой системы

$$\begin{aligned} W_{yc}(s) &= \frac{\Delta(s)}{P(s)} = [n_6 W_y(s) + n_7 n_1 n_2 W_\theta(s)] n_4 + \\ &+ [n_8 W_x(s) + n_7 n_1 n_3 W_\theta(s)] n_5 = \\ &= n_4 n_6 W_y(s) + n_8 n_5 W_x(s) + n_1 n_7 (n_2 n_4 + n_3 n_5) W_\theta(s), \end{aligned} \quad (3)$$

$$\begin{aligned} \text{где } n_1 &= l, n_2 = \sin \beta, n_3 = \cos \beta, n_4 = \sin \alpha, \\ n_5 &= \cos \alpha, n_6 = \sin \alpha, n_7 = l_2, n_8 = \cos \alpha. \end{aligned} \quad (4)$$

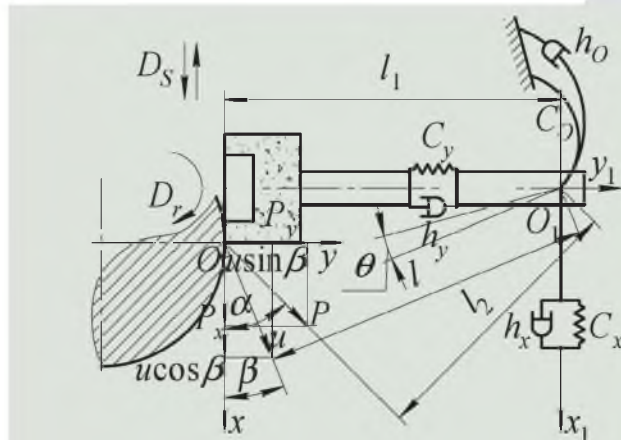


Рис. 2. Расчетная модель шлифовального устройства

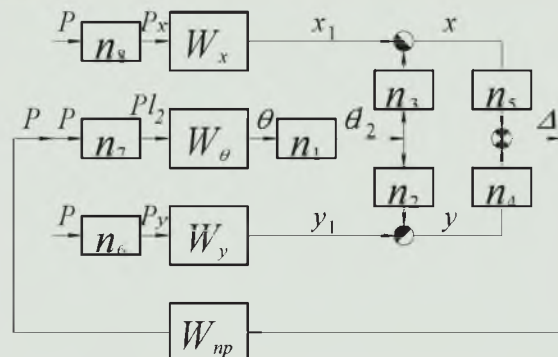


Рис. 3. Структурная схема шлифовального устройства

Представив дифференциальное уравнение (2) в операторной форме записи, получим:

$$\begin{aligned} y_1(s)(T_1^2 s^2 + T_2 s + 1) &= P_y(s)/C_y, \\ x_1(s)(T_3^2 s^2 + T_4 s + 1) &= P_x(s)/C_x, \\ \theta(s)(T_5^2 s^2 + T_6 s + 1) &= Pl_2(s)/C_o, \end{aligned} \quad (5)$$

где $s = d/dt$ – оператор Лапласа; $T_1^2 = m/C_y$, $T_3^2 = m/C_x$, $T_5^2 = J/C_o$ – инерционные постоянные времени; $T_2 = h_y/C_y$, $T_4 = h_x/C_x$, $T_6 = h_o/C_o$ – постоянные времени демпфирования. Откуда передаточные функции колебательных контуров запишем так:

$$\begin{aligned} W_y(s) &= \frac{y_1(s)}{P_y(s)} = \frac{1}{C_y(T_1^2 s^2 + T_2 s + 1)}, \\ W_x(s) &= \frac{x_1(s)}{P_x(s)} = \frac{1}{C_x(T_3^2 s^2 + T_4 s + 1)}, \\ W_\theta(s) &= \frac{\theta(s)}{Pl_2(s)} = \frac{1}{C_o(T_5^2 s^2 + T_6 s + 1)}. \end{aligned} \quad (6)$$

После подстановки в выражение (3) значений передаточных функций (6) и коэффициентов (4) получим передаточную функцию упругой системы в операторной форме записи:

$$\begin{aligned} W_{yc}(s) &= \frac{\Delta(s)}{P(s)} = \frac{\sin^2 \alpha}{C_y(T_1^2 s^2 + T_2 s + 1)} + \\ &+ \frac{\cos^2 \alpha}{C_x(T_3^2 s^2 + T_4 s + 1)} + \frac{l_2 l (\sin \alpha \sin \beta + \cos \beta \cos \alpha)}{C_o(T_5^2 s^2 + T_6 s + 1)}. \end{aligned} \quad (7)$$

В частотной форме записи уравнение примет следующий вид:

$$W_{yc}(\omega) = \text{Re}(\omega) + i \text{Im}(\omega). \quad (8)$$

$$\begin{aligned} \text{Re}(\omega) &= \frac{\sin^2 \alpha}{C_y} \cdot \frac{1 - T_1^2 \omega^2}{(1 - T_1^2 \omega^2)^2 + T_2^2 \omega^2} + \\ &+ \frac{\cos^2 \alpha}{C_x} \cdot \frac{1 - T_3^2 \omega^2}{(1 - T_3^2 \omega^2)^2 + T_4^2 \omega^2} + \\ &+ \frac{l_2 l (\sin \alpha \sin \beta + \cos \beta \cos \alpha)}{C_o} \cdot \frac{1 - T_5^2 \omega^2}{(1 - T_5^2 \omega^2)^2 + T_6^2 \omega^2}, \end{aligned} \quad (9)$$

$$\begin{aligned} \text{Im}(\omega) &= - \left[\frac{\sin^2 \alpha}{C_y} \cdot \frac{T_2 \omega}{(1 - T_1^2 \omega^2)^2 + T_2^2 \omega^2} + \right. \\ &+ \frac{\cos^2 \alpha}{C_x} \cdot \frac{T_4 \omega}{(1 - T_3^2 \omega^2)^2 + T_4^2 \omega^2} + \\ &\left. + \frac{l_2 l (\sin \alpha \sin \beta + \cos \beta \cos \alpha)}{C_o} \cdot \frac{T_6 \omega}{(1 - T_5^2 \omega^2)^2 + T_6^2 \omega^2} \right]. \end{aligned} \quad (10)$$

Передаточная функция процесса резания описывается выражением

$$W_{np}(s) = \frac{\Delta(s)}{P(s)} = \frac{K_{np}}{1 + T_p s}, \quad (11)$$

где K_{np} – коэффициент жесткости резания; T_p – постоянная времени стружкообразования.

Постоянная времени шлифования T_p равна 10^{-4}с^{-1} . Учитывая незначительную величину этой постоянной, для рассматриваемого случая, можно записать

$$W_{np}(\omega) = K_{np}. \quad (12)$$

Определение статических жесткостей шлифовального устройства

Динамическое состояние упругой системы в первую очередь определяется величинами ее жесткостей вдоль главных осей и их ориентацией относительно направления силы резания [3]. Из-за сложности и неопределенности расчета статическую жесткость определяют экспериментально методом “пеленгации” [4], либо методом построения полярных диаграмм радиальных и ортогональных жесткостей. Суть последнего метода заключается в следующем (рис. 4).

К упорному валу 1 шпинделя шлифовальной головки через нагрузочное устройство, состоящее из винтовой пары 2 и динамометра 3, прикладывается усилие P в плоскости xOy . Полукольцо 4, закрепленное на направляющих 5 станины, позволяет изменять направление силы P через интервалы 15° в диапазоне от 0° до 180° . Измерение величины усилия P осуществляется с помощью тензодатчиков, наклеенных на динамометрическую скобу. Упругие перемещения системы в направлениях действия силы и перпендикулярно им фиксируются индикаторными головками часового типа, соответственно 6 и 7. Нагрузочное устройство спроектировано так, что при повороте винтовой пары 2 на определенный угол на тот же угол вместе со скобой 8 поворачиваются и индикаторы 6, 7. В результате радиальная C_i и ортогональная C_j жесткости шлифовального устройства в i интервале приложения нагрузки P определяются из отношений:

$$C_i = P_i/\delta_i, \quad C_j = P_j/\delta_j, \quad (13)$$

где P_i – усилие на динамической скобе в i интервале; δ_i, δ_j – величины упругих перемещений в радиальном и ортогональном направлениях, соответствующие показаниям индикаторов 6 и 7.

Расчетные значения C_i, C_j , полученные в интервале от 0° до 180° при неизменной по величине силе P , определяют вид полярных диаграмм статических жесткостей системы.

При измерении статических жесткостей шлифовального устройства устанавливалось на плите и закреплялось неподвижно. Индикаторы часового типа закреплялись на штативе и своими наконечниками касались опорного штифта специальной наставки, установленной на шпинделе вместо шлифовального круга. Полости гидроцилиндра прижима шлифовального круга были заполнены маслом под давлением 1 МПа.

На рис. 5 представлена диаграмм радиальных и ортогональных жесткостей шлифовального устройства с гидравлическим приводом подачи. Ортогональная диаграмма определяет направления главных осей жесткостей системы, радиальная – величины статических жесткостей по этим осям. Согласно рисунку максимальная жесткость C_x шлифовального устройства направлена перпендикулярно оси шпинделя и состав-

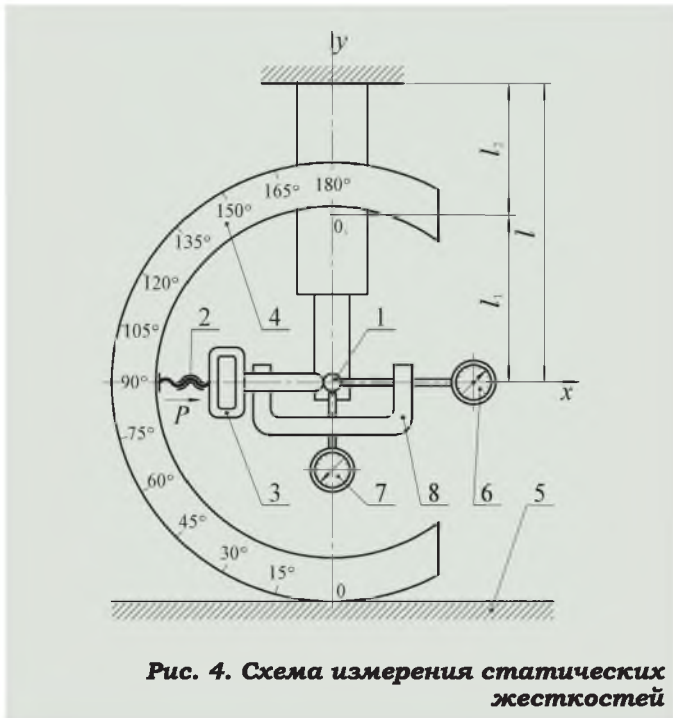


Рис. 4. Схема измерения статических жесткостей

ляет 20000 Н/мм, минимальная жесткость C_y составляет 2000 Н/мм и направлена вдоль оси шпинделя шлифовального устройства. Центр жесткости устройства расположен на оси шпинделя и удален от места крепления круга на расстояние 274 мм. Крутильная жесткость C_0 , рассчитанная по данным экспериментальных замеров, равна $1,5 \cdot 10^9$ Н·мм. При массе подвижных частей головки 20 кг, момент инерции рассчитанный по формуле $J = ma^2$, равняется $4,5 \cdot 10^5$ кг·мм², где m – масса подвижных частей, a – расстояние от центра жесткости до центра масс.

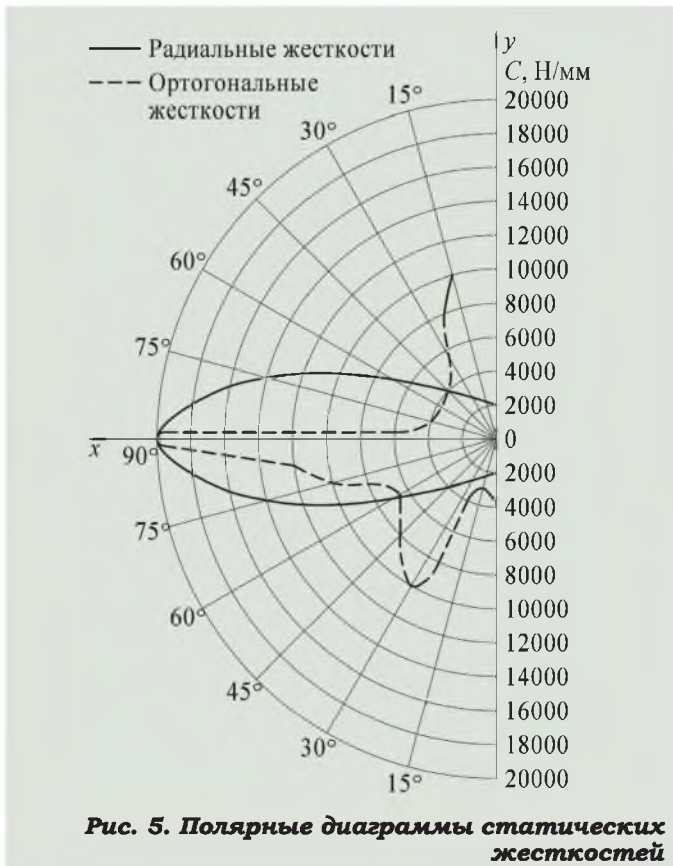


Рис. 5. Полярные диаграммы статических жесткостей

Расчет устойчивости шлифовальной головки

Исследование динамических свойств технологической системы проводилось по критерию Найквиста путем расчета амплитудно-фазовой частотной характеристики (АФЧХ) по формулам (9), (10) с построением ее графика (рис. 6). При построении графика исходные значения жесткостей (при $\omega=0$) принимались по результатам эксперимента $C_x=20000$ Н/мм, $C_y=4500$ Н/мм, $C_0=1,5 \cdot 10^9$ Н·мм и коэффициент резания $K_p=10^5$ Н/мм. Значения вещественной Re и мнимой Im частей комплексной передаточной функции системы для различных частот ω^{-1} вынужденных колебаний, отмеченных на графике, указаны на координатных осях.

Выводы

Анализ амплитудно-фазовой частотной характеристики показал, что выбранная система с гидравлическим приводом радиальной подачи устойчива во всем диапазоне вынужденных колебаний. Устойчивость системы обеспечивается гидравлическим приводом подачи шлифовального устройства, который создает оптимальную ориентацию осей жесткости относительно сил резания. Расчеты показывают, что устойчивость системы может быть достигнута путем



Рис. 6. Амплитудно-фазовая частотная характеристика шлифовального устройства

увеличения демпфирования при снижении исходной жесткости. Техническая документация на технологическую оснастку доведена до уровня промышленного применения.

Список литературы:

1. Акилов А.И., Захаркин А.У., Кирюшко Д.А. Кинематика тангенциальной подачи круга при шлифовании шеек коленчатых валов / Вісник Сумського державного університету: Серія Технічні науки. – Суми: Вид-во СумДУ, 2009. – №1. – С. 84-88.
2. Акилов А.И., Долгих В.Н., Падалка Р.В. Исправление геометрической формы детали при размерном суперфинишировании // Компрессорное и энергетическое машиностроение, 2008. – №3(13). – С. 73-77.
3. Жулидов А.В., Залого В.А., Шамин В.Л. Динамическая структура анизотропной упруговязкой системы суппортной группы / Вестник ХПИ. – Харьков: Вища школа, 1984. – №208. – 479 с.
4. Пронников А.С., Камышин Н.И., Волчек М.Я., и др. Металлорежущие станки и автоматы. – М.: Машиностроение, 1981. – 479 с.: ил.