

А.И. Акилов, к.т.н., доц. (Сумский государственный университет), В.Н. Долгих, к.ф.-м.н., доц. (Украинская академия банковского дела), В.А. Коломиец, гл. инженер, А.А. Ильяшенко, гл. технолог (АО «НПАО ВНИИкомпрессормаш») г. Сумы, Украина

Повышение точности обработки отверстий хонингованием головками повышенной жесткости

Дано описание конструкции хонинговальной головки с неразъемным креплением алмазных брусков. Проведена оценка жесткости головки с использованием положений теории упругости. Приведены статистические данные результатов экспериментального исследования точности геометрической формы гильз цилиндров.

Ключевые слова: хонингование, жесткость, погрешность формы, напряжения, деформация, гистограммы, полигоны распределения.

Наданий опис конструкції хонінгувальної головки з нерознімним кріпленням алмазних брусків. Зроблена оцінка жорсткості головки з використанням положень теорії пружності. Наведені статистичні дані результатів експериментального дослідження точності геометричної форми гільз циліндрів.

Ключові слова: хонінгування, жорсткість, похибка форми, напруження, деформація, гістограма, полігоми розподілу.

The description of the construction of the honing head with separation of the fixation of diamond whetstone is given. The value of the hardness of the head with the usage of the statements of the theory of elasticity was held. The statistic data of the results of experimental investigation of accuracy of the geometric form of the bushes of the cylinders are given.

Keywords: honing, hardness, the error of the form, strain, deformation, histogram, proving ground of distribution.

Хонингование является одним из наиболее распространенных способов завершающей обработки гильз цилиндров, втулок шатунов и других деталей компрессорных машин, работающих в условиях трения-износа. Благодаря особенностям кинематики инструмента при хонинговании формируется микрорельеф поверхности детали, способствующий удержанию смазки, и достигается высокая точность геометрической формы. Интенсивность исправления исходной погрешности формы зависит от жесткости технологической системы «инструмент – деталь» и величины самой погрешности [1].

В известных конструкциях хонинговальных головок абразивные или алмазные бруски устанавливаются в держателях подвижно относительно корпуса головок. Ввиду наличия зазоров в соединениях держателей брусков происходит отслеживание инструментом исходной формы отверстия и коэффициент исправления погрешности остается низким. Для повышения точности формы хонингование осуществляют в несколько операций, увеличивая припуск на обработку.

В предложенной конструкции комплект алмазных брусков закреплен неразъемно на двух полумоноцилиндрических колодках (створках) с возможностью их раскрытия для создания необходимого давления на обрабатываемую поверхность [2]. Благодаря этому значительно возросла жесткость в радиальном и осевом направлениях. Неразъемное соединение брусков создает условие, исключающее копирование погрешностей формы при обработке детали и коэффициент исправления погрешности формы значительно возрастает. В этом случае алмазные бруски и створки могут рассматриваться как единое тело и расчет жесткости головки можно вести с использованием основных положений теории упругости, дающей более строгое соотношение между нагрузками и деформациями.

Оценка жесткости хонинговальной головки

Рассмотрим модель хонинговальной головки в виде упругого кругового цилиндра радиуса R , на поверхность которого через периодически расположенные по окружности абразивные бруски передаются усилия резания. Для простоты будем считать усилие равномерно распределенным по поверхности бруска.

Для решения задачи теории упругости о плоской деформации кругового цилиндра воспользуемся представлениями напряжений и перемещений u, v через две аналитические функции $\phi(z)$ и $\psi(z)$ комплексного аргумента $z=x+iy$ [3]:

$$\begin{aligned}\sigma_x + \sigma_y &= 2[\phi'(z) + \overline{\phi'(z)}]; \\ \sigma_y - \sigma_x + 2i\tau_{xy} &= 2[\bar{z}\phi''(z) + \psi'(z)]; \\ 2G(u + iv) &= \delta\phi(z) - z\overline{\phi'(z)} - \overline{\psi(z)},\end{aligned}\quad (1)$$

где $\delta=3-4\mu$; G, μ – модуль сдвига и коэффициент Пуассона материала цилиндра.

Если к ободу кругового диска радиуса R в точках приложены сосредоточенные силы (X_k, Y_k) то комплексные потенциалы имеют вид [3]:

$$\begin{aligned}\phi(\zeta) &= -\frac{1}{2\pi} \sum_{k=1}^n (X_k + iY_k) \left[\ln(\sigma_k - \zeta) + \frac{\zeta}{2} \overline{\sigma_k} \right]; \\ \psi(\zeta) &= \frac{1}{2\pi} \sum_{k=1}^n \left[(X_k - iY_k) \ln(\sigma_k - \zeta) - \frac{(X_k + iY_k) \overline{\sigma_k}}{\sigma_k - \zeta} \right],\end{aligned}\quad (2)$$

где $\zeta = z/R$; $\sigma_k = e^{i\alpha_k} = \cos \alpha_k + i \sin \alpha_k$; $\overline{\sigma_k} = e^{-i\alpha_k} = \cos \alpha_k - i \sin \alpha_k$.

Условия равенства нулю главного вектора сил, приложенных к контуру:

$$\sum_{k=1}^n (X_k + iY_k) = 0. \quad (3)$$

Пусть к контуру приложены $2m$ сил, причем силы, приложенные в точках $\sigma_k = e^{i\alpha_k}$ и $-\sigma_k = e^{i(\alpha_k+\pi)}$ равны по величине и противоположны по направлению (рис. 1). В этом случае условия (3) выполняются автоматически, а соотношения (2) примут вид:

$$\phi(\zeta) = -\frac{1}{2\pi} \sum_{k=1}^m (X_k + iY_k) \left[\ln \frac{\zeta - \sigma_k}{\zeta + \sigma_k} - \zeta \overline{\sigma_k} \right];$$

$$\psi(\zeta) = \frac{1}{2\pi} \sum_{k=1}^m \left[(X_k - iY_k) \ln \frac{\zeta - \sigma_k}{\zeta + \sigma_k} - 2\zeta \frac{(X_k + iY_k) \overline{\sigma_k}}{\sigma_k^2 - \zeta^2} \right]. \quad (4)$$

Пусть $\alpha_1, \alpha_2 = \alpha_1 + \beta, \dots, \alpha_m = \alpha_1 + (m-1)\beta$ – угловые координаты начальных точек приложения распределенных нагрузок, тогда координаты конечных точек: $\alpha_1 + \gamma, \alpha_2 + \gamma, \dots, \alpha_m + \gamma$.

Для определения жесткости в радиальном направлении предположим, что в пределах каждого сектора $[\alpha_k, \alpha_k + \gamma]$ со стороны бруска на хонинговальную головку действует равномерно распределенная сжимающая радиальная нагрузка интенсивностью p_k тогда

$$X_k + iY_k = -p_k e^{i\alpha_k}, \quad \alpha_k \leq \theta_k \leq \alpha_k + \gamma, \quad (5)$$

где θ_k – угловая координата точки (рис. 2).

Умножая интенсивность нагрузки на дифференциал дуги и интегрируя по участкам приложения нагрузки, получаем:

$$\phi(\zeta) = \frac{1}{2\pi} \sum_{k=1}^m p_k \left[\int_{\alpha_k}^{\alpha_k+\gamma} \ln \frac{\zeta - \sigma_k}{\zeta + \sigma_k} \cdot e^{i\theta} d\theta + \zeta \int_{\alpha_k}^{\alpha_k+\gamma} \overline{\sigma_k} \cdot e^{i\theta} d\theta \right];$$

$$\psi(\zeta) = -\frac{1}{2\pi} \sum_{k=1}^m p_k \left[\int_{\alpha_k}^{\alpha_k+\gamma} \ln \frac{\zeta - \sigma_k}{\zeta + \sigma_k} \cdot e^{-i\theta} d\theta - 2\zeta \int_{\alpha_k}^{\alpha_k+\gamma} \frac{\overline{\sigma_k}}{\sigma_k^2 - \zeta^2} \cdot e^{i\theta} d\theta \right]. \quad (6)$$

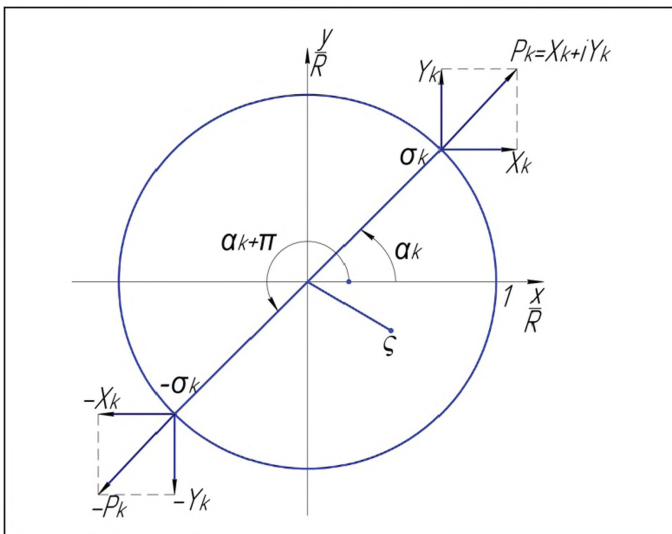


Рис. 1. Модель хонинговальной головки

Вычисляя интегралы, входящие в выражения (6), находим:

$$\phi(\zeta) = \frac{i}{2\pi} \sum_{k=1}^m p_k \left[\zeta \ln \frac{\zeta^2 - \sigma_k^2}{\zeta^2 - \overline{\sigma_k}^2} - \sigma_k \ln \frac{\zeta - \sigma_k}{\zeta + \sigma_k} + \overline{\sigma_k} \ln \frac{\zeta - \overline{\sigma_k}}{\zeta + \overline{\sigma_k}} - i\zeta\gamma \right];$$

$$\psi(\zeta) = -\frac{i}{2\pi} \sum_{k=1}^m p_k \left[\frac{1}{\sigma_k} \ln \frac{\zeta - \sigma_k}{\zeta + \sigma_k} - \frac{1}{\overline{\sigma_k}} \ln \frac{\zeta - \overline{\sigma_k}}{\zeta + \overline{\sigma_k}} \right], \quad \sigma_k = e^{i\alpha_k}, \quad \overline{\sigma_k} = e^{i(\alpha_k+\pi)}. \quad (7)$$

Радиальное u_r и тангенциальное v_θ перемещения точки связаны с перемещениями u, v формулой [3]:

$$u_r + iv_\theta = (u + iv) \cdot e^{-i\theta}. \quad (8)$$

Из формул (1) и (8) найдем зависимость радиальных и тангенциальных перемещений от комплексных потенциалов:

$$2G(u_r + iv_\theta) = e^{-i\theta} \left[\delta \phi(\zeta) - \zeta \overline{\phi'(\zeta)} - \overline{\psi(\zeta)} \right]. \quad (9)$$

Подставляя (7) в (9), получаем:

$$2Gu_r + iv_\theta = \frac{1}{2\pi} \sum_{k=1}^m p_k \left\{ \zeta \left[-i\gamma(\delta - 1) + \delta \ln \frac{\zeta^2 - \sigma_k^2}{\zeta^2 - \overline{\sigma_k}^2} + \ln \frac{\zeta^2 - \sigma_k^2}{\zeta^2 - \overline{\sigma_k}^2} \right] + e^{-i\theta} \left[\sigma_k \left(\delta \ln \frac{\zeta - \sigma_k}{\zeta + \sigma_k} - \ln \frac{\zeta - \overline{\sigma_k}}{\zeta + \overline{\sigma_k}} \right) - \overline{\sigma_k} \left(\delta \ln \frac{\zeta - \overline{\sigma_k}}{\zeta + \overline{\sigma_k}} - \ln \frac{\zeta - \sigma_k}{\zeta + \sigma_k} \right) \right] \right\}. \quad (10)$$

В случае двух диаметрально расположенных брусков, нагруженных радиальными сжимающими силами $P = p\gamma R$, из формулы (10) найдем радиальное смещение средней точки абразивного бруска:

$$2Gu_r^0 = \frac{P}{2\gamma R} \left(1 + \frac{2}{\pi} \sin \frac{\gamma}{2} \cdot \ln \left(\frac{\gamma}{4} \right) - \frac{\delta + 1}{\delta - 1} \cos \frac{\gamma}{2} \right). \quad (11)$$

Из последней формулы найдем оценку коэффициента радиальной жесткости хонинговальной головки:

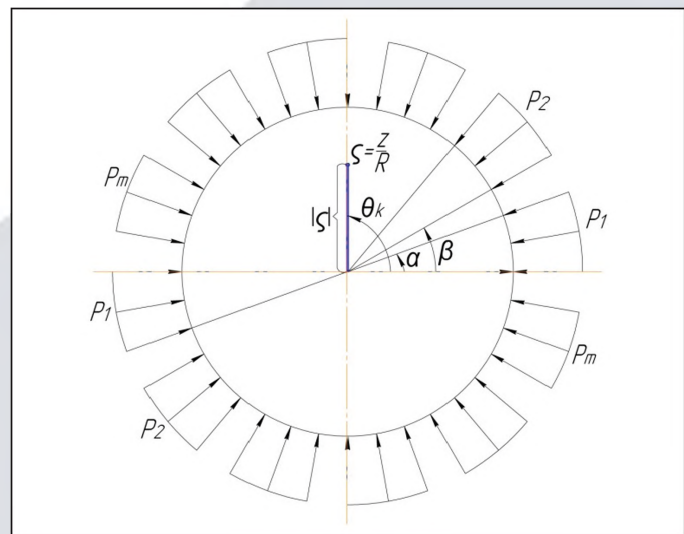


Рис. 2. Схема нагружения хонинговальной головки

$$K = \frac{P}{u_r^0} = \frac{E\gamma R}{(1+\mu)} \left(\frac{1}{2} + \frac{1}{\pi} \sin \frac{\gamma}{2} \cdot \ln \left(\operatorname{tg} \frac{\gamma}{4} \right) - \frac{1-\mu}{1-2\mu} \cos \frac{\gamma}{2} \right)^{-1}, (12)$$

где E , μ – модуль Юнга и коэффициент Пуассона материала.

Для малых γ (узкие бруски) $\sin \frac{\gamma}{2} \approx \frac{\gamma}{2}$, $\cos \frac{\gamma}{2} \approx 1$, $\operatorname{tg} \frac{\gamma}{4} \approx \frac{\gamma}{4}$ из формулы (12) получаем более простую формулу:

$$K = \frac{2(1-2\mu)E\gamma R}{(1+\mu)} \left(1 - (1-2\mu) \frac{\gamma}{\pi} \cdot \ln \left(\frac{\gamma}{4} \right) \right)^{-1}.$$

Описание конструкции хонинговальной головки и результатов эксперимента

Хонинговальная головка повышенной жесткости проста по конструкции и надежна в работе. Одна из модификаций таких головок представлена на рис. 3.

Она включает в себя два комплекта алмазных брусков, неразъемно установленных на створках 2, корпус 3, внутри которого установлен разжимной механизм, состоящий из клиновых упоров 4, разжимного клина 5 и штока 6. Створки 2 с прикрепленными к ним брусками шарнирно установлены на осях и могут раскрываться при перемещении клина 5 от механизма разжима станка. При вращении и возвратно-поступательном перемещении хонинговальной головки алмазные бруски контактируют с различными участками обрабатываемой поверхности, эффективно исправляя имеющуюся погрешность формы, так как форма головки не деформируется и не вписывается в форму обрабатываемого отверстия. Эффект исправления аналогичен

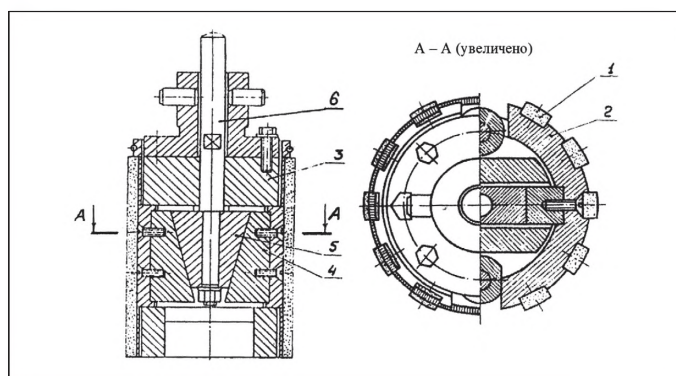


Рис. 3. Схема хонинговальной головки повышенной жесткости

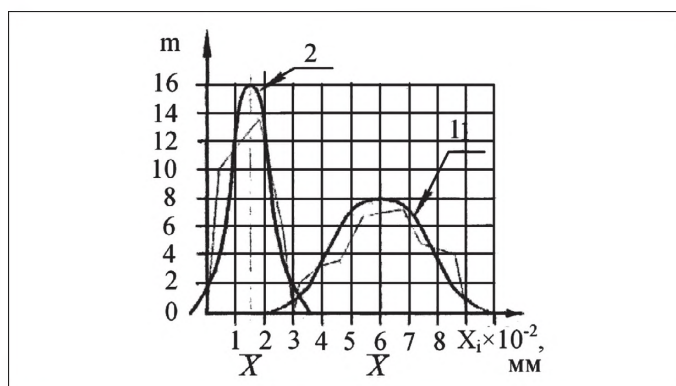


Рис. 4. Распределение погрешностей формы гильзы в поперечном сечении: 1 – до обработки; 2 – после обработки

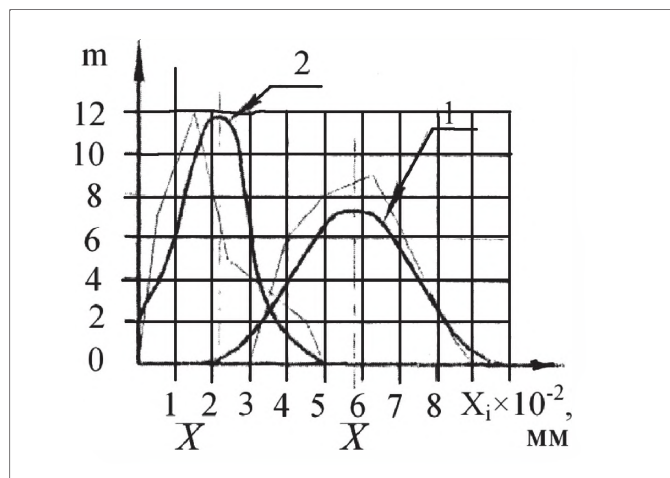


Рис. 5. Распределение погрешностей формы гильзы в продольном сечении: 1 – до обработки; 2 – после обработки

чен процессу притирки, однако по производительности он значительно превосходит его. Экспериментальные исследования точности обработки гильз цилиндров дизельных двигателей проводились на Конотопском заводе «Мотордеталь». Для получения достоверных данных было обработано 30 гильз, имеющих погрешность формы выше допустимой. По данным эксперимента построены гистограммы и полигоны распределения погрешностей формы по овальности и конусности гильз до и после обработки (рис. 4, 5).

Анализ полученных зависимостей показал, что в результате однократного хонингования произошло исправление геометрической формы изделий в поперечном и продольном сечениях. Среднее значение погрешностей формы \bar{X} по овальности уменьшилось в 4 раза, по конусности – в 3 раза. В результате обработки 50% бракованных по погрешностям формы гильз исправлены до допустимых значений [4]. При обработке цилиндров компрессоров 6 ВШ 2,5 – 2,1/12 – 120, изготовленных на АО «НПАО ВНИИкомпрессормаш», погрешность формы по овальности и конусности не превышала 0,01 мм при допустимой 0,02 мм. Хонинговальные головки повышенной жесткости нашли также применение на СТО при ремонте двигателей автомобилей.

Выводы

На основании конструктивного отличия представленной хонинговальной головки от других моделей обоснована методика определения жесткости расчетным путем. По коэффициентам жесткости хонинговальной головки и детали можно рассчитать минимальный припуск на исправление исходной погрешности формы. Экспериментальные исследования подтверждают эффективность применения предложенной головки для исправления формы детали.

Список литературы

1. Фрагин И.Е. Устранение исходной погрешности при хонинговании тонкостенных цилиндров / И.Е. Фрагин // Вестник машиностроения, 1969. - №5, С. 44 – 47.
2. Акилов А.И. и др. Хонинговальная головка. Авт. св. №1673411 В24В33/08.
3. Мухелишвили Н.Л. Некоторые основные задачи математической теории упругости. Н.Л. Мухелишвили / М.: Машиностроение, 1966 – 708 с.
4. Акилов А.И. Хонинговальная головка повышенной жесткости / А.И. Акилов, Р.В. Падалка, Ю.В. Беляев // Вісник СумДУ, 2007. – №1. - С. 89 – 91.