

Рис.2. Состояние кристаллической структуры стали: 1 – отожженное состояние; 2 – закалка с 760°С; 3 – закалка с 840°С; 4 – закалка с 900°С.

УДК 621.797

СИДАШЕНКО А.И., АВЕТИСЯН В.К., кандидаты техн. наук

### АНАЛИЗ ТОЧНОСТИ ФОРМЫ ВОССТАНОВЛЕННОЙ ПОВЕРХНОСТИ ГИЛЬЗ ЦИЛИНДРОВ

Надежность работы гильз цилиндров автотракторных двигателей непосредственно связано с качеством поверхностного слоя, который характеризуется геометрическими и физико-механическими параметрами. От качества поверхностного слоя гильз цилиндров зависят и эксплуатационные свойства – сопротивление усталости, износостойкость, коррозионная стойкость, сопротивление контактной усталости и др. В связи с интенсификацией эксплуатационных процессов, увеличением скоростей перемещения рабочих органов, повышением температур и давлений, роль качества поверхностного слоя значительно возрастает. Связь характеристик качества поверхностного слоя с эксплуатационными свойствами свидетельствует о том, что оптимальная, с точки зрения эксплуатационных свойств, поверхность гильз цилиндров должна быть правильной геометрической формы, достаточно твердой, должна иметь сжимающие остаточные напряжения, мелкодисперсную структуру, сглаженную форму микронеровностей с большой площадью опорной поверхности.

С помощью широко применяемых методов окончательной обработки гильз цилиндров, таких как хонингование, часто не обеспечивается необхо-

димая геометрическая форма детали и качество поверхностного слоя. Оно достигается поверхностным пластическим деформированием (ППД), при котором происходит тонкое пластическое деформирование поверхностного слоя.

Сущность размерно-упрочняющей обработки гильз цилиндров авто-тракторных двигателей заключается в том, что внутренняя поверхность восстанавливается под ремонтные размеры растачиванием и одновременным поверхностным пластическим деформированием за один проход.

Процесс обработки гильз цилиндров производят на вертикально-расточном станке, оборудованном специальным шпинделем с расточно-раскатной головкой.

Характерной особенностью восстановления гильз цилиндров под ремонтные размеры является неравномерный износ как по длине, так и по диаметру. Непрерывное изменение глубины резания вызывает изменение величины и направления усилия растачивания, которая в свою очередь, приводит к изменению величины упругих перемещений звеньев технологической системы: станок-приспособление-инструмент-деталь. Эти перемещения составляют основной источник возникновения погрешностей формы восстановленных гильз цилиндров.

Основным фактором, влияющим на точность обработки и качество поверхности является жесткость технологической системы. Технологические системы по разному сопротивляются действию на них сил резания и поверхностного пластического деформирования. При одинаковых силах и в конструктивно одинаковых системах перемещения могут получаться различными. Общий метод определения жесткости технологической системы заключается в установлении наибольшей величины суммарного перемещения режущей кромки инструмента и детали при действии определенной силы резания [3].

В качестве математической модели поперечных вибраций расточно-раскатной головки для растачивания гильз цилиндров двигателей используется форма колебаний балки с учетом диссипации энергии [1,2,6] (рис. 1).

$$J + B + S + F = Q, \quad (1)$$

где  $J$  – сила инерции;  $B$  – сила внешнего трения;  $S$  – сила внутреннего трения (комплексная жесткость [2]);  $F$  – внешняя действующая сила.

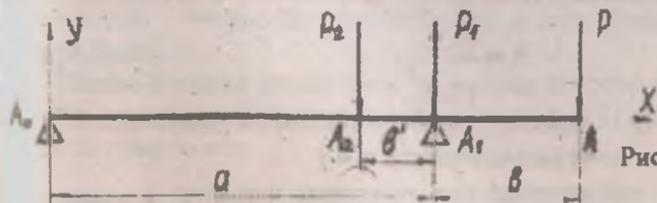


Рис. 1. СХЕМА БАЛКИ

Сила инерции головки  $Q$  определяется из выражения

$$J = -\mu \frac{\partial^2}{\partial t^2} y(x, t), \quad (2)$$

где  $\mu$  – погонная масса головки (масса единицы длины);  $y(x, t)$  – перемещение точки головки с координатой в момент времени  $t$ .

Сила внешнего трения определяется соотношением

$$B = -h \frac{\partial}{\partial t} y(x, t), \quad (3)$$

где  $h$  – погонный коэффициент внешнего трения (коэффициент трения внешнего трения всей головки, деленный на ее длину).

Сила внутреннего трения определяется по формуле:

$$S = -(a + i\sigma)EI \frac{\partial^4}{\partial x^4} y(x, t), \quad (4)$$

где  $EI$  – жесткость головки на изгиб;  $i = \sqrt{-1}$ ;  $a$  – коэффициент, характеризующий идеально упругие свойства деформируемого тела (головки для растачивания);  $\sigma$  – коэффициент, характеризующий неупругую составляющую жесткости головки.

Между коэффициентами  $a$  и  $\sigma$  имеется зависимость

$$\sqrt{a^2 + \sigma^2} = 1 \quad (5)$$

Зависимость величины  $a$  и  $\sigma$  от коэффициента внутреннего трения  $\gamma$  определяется формулами:

$$a = \frac{1 - \alpha^2}{1 + \alpha^2}; \quad (6)$$

$$\sigma = \frac{2\alpha}{1 + \alpha^2}; \quad (7)$$

где  $\alpha = \frac{\gamma}{2}$ .

Коэффициент потерь  $\eta$ , равный  $\frac{\sigma}{a}$  [2] связан с коэффициентом внутреннего трения  $\gamma$  соотношением

$$\eta = \frac{\gamma}{1 - \frac{\gamma^2}{4}} \quad (8)$$

В практических расчетах можно считать  $\eta = \gamma$ .

Для конструкций, находящихся под действием вибрации, создаваемых машинами I и II категорий (что соответствует условиям работы головки) имеем  $\eta = \eta_0 / 2$  [2].

В случае прокатной стали  $\eta_0 = 2,5 \times 10^{-3}$ , тогда  $\gamma = \eta = 1,2 \times 10^{-2}$ ,  $\alpha = 6 \times 10^{-2}$ ,  $a \sim 1$ ,  $\varepsilon = 1,2 \times 10^{-3}$ .

Величина внешней действующей силы является отношение силы, приложенной к инструменту к длине участка ее приложения.

Подставляя в (1) выражение (2), (3), (4) получим:

$$\mu \frac{\partial^2}{\partial t^2} y(x, t) + h \frac{\partial}{\partial t} y(x, t) + (a + i\varepsilon)EI \frac{\partial^4}{\partial x^4} y(x, t) = F(t), \quad (9)$$

Перепишем уравнение (9) в виде

$$\frac{\partial^2}{\partial t^2} y(x, t) + (a + i\varepsilon)d^2 \frac{\partial^4}{\partial x^4} y(x, t) + h \frac{\partial}{\partial t} y(x, t) = \frac{F(x, t)}{\mu}, \quad (10)$$

где  $d^2 = \frac{EI}{\mu}$ .

При дальнейших расчетах предполагается, что  $\mu(x) = \mu = \text{const}$ ,  $I(x) = I = \text{const}$ , т.е.  $\mu(x)$  и  $I(x)$  заменены их эффективными значениями.

В связи с достаточно большой жесткостью головки по сравнению с осальной ее частью – валом можно считать, что сила  $P_2 = KP$ , где  $K = AA_1/A_1A_2$ .

Таким образом, рассматриваемая задача сводится к исследованию колебаний однопроцентной балки на шарнирных опорах под действием нагрузки, определяемой силой, действующей на резец при растачивании гильз цилиндров.

Нагрузка  $P_2$  сосредоточена в точке  $A_2$  и поэтому интенсивность нагрузки  $F(x, t)$  может быть представлена в виде дельта-функций Дирака [5]

$$F(x, t) = F_0(t)\delta(x - x_{A_2}) \quad (12)$$

Крепые условия в точках  $A_0$  и  $A_1$  имеет вид:

$$y(0) = y(a) = 0, \quad (13)$$

$$y''(0) = y''(a) = 0. \quad (14)$$

Условия (13) соответствует отсутствию смещений в точках  $A_0$  и  $A_1$ , а условие (14) – отсутствию моментов сил в этих точках (шарнирно закрепленная балка).

Дельта-функция может быть разложена по собственным функциям основного уравнения (10) с крайними условиями (13) и (14) [5]. Это разложение будет иметь вид:

$$\delta(x - x_2) = \sum_{m=1}^{\infty} C_m K_m(x) \quad (15)$$

где  $K_m$  – балочные функции [4];  $C_m$  – постоянная.

Из условий (13) и (14) следует соотношение

$$K_m(x) = T(K_m, x) - V(K_m, x) \quad (16)$$

где  $T(K_m, x)$  и  $V(K_m, x)$  – функции Крылова [4].

Используя представление для функций Крылова

$$T(K_m, x) = \frac{1}{2} (\text{sh} K_m x + \sin K_m x); \quad (17)$$

$$V(K_m, x) = \frac{1}{2} (\text{sh} K_m x - \sin K_m x). \quad (18)$$

Находим

$$K_m(x) = \sin K_m x \quad (19)$$

Из условий (13) и (14) для постоянных имеем

$$K_m = \frac{m\pi}{a} \quad m = \overline{1, \infty} \quad (20)$$

Подставляя (20) и (15) находим

$$\delta(x_1 - x_2) = \sum_{m=1}^{\infty} C_m \sin \frac{m\pi x}{a} \sin \frac{m_1\pi x}{a} \quad (21)$$

Для определения значений коэффициентов умножим обе части (21) на  $\sin \frac{m_1\pi x}{a}$  и проинтегрируем по промежутку  $[0, a]$ .

$$\int_0^a \delta(x_1 - x_2) \sin \frac{m_1\pi x}{a} dx = \sum_{m=1}^{\infty} C_m \int_0^a \sin \frac{m\pi x}{a} \sin \frac{m_1\pi x}{a} dx \quad (22)$$

Используя свойство дельта-функции [5]

$$\int_0^{\infty} \varphi(x) \delta(x_1 - x_2) dx = \varphi(x_2) \quad (23)$$

где  $\varphi(x)$  – произвольная непрерывная функция, находим

$$\int_{-\infty}^{\infty} \delta(x_1 - x_2) \sin \frac{m_1\pi x}{a} dx = \sin \frac{m_1\pi x}{a} \quad (24)$$

Для вычислений интегралов в правой части (22) используем формулы

$$\left. \begin{aligned} \int_0^a \sin \frac{m\pi x}{a} \sin \frac{m_1\pi x}{a} dx &= 0, & m_1 \neq m \\ \int_{-\infty}^a \sin \frac{m\pi x}{a} dx &= \frac{a}{2}, & m_1 = m \end{aligned} \right\} \quad (25)$$

Отсюда находим

$$C_m = \frac{a}{2} \sin \frac{m\pi x}{a} \quad (26)$$

Решение уравнения (10) будем иметь в виде

$$y(x, t) = \sum_{m=1}^{\infty} y_m(t) \sin \frac{m\pi x}{a} \quad (27)$$

Подставляя (27) и (10) и используя (26), (15), (12), получим:

$$\begin{aligned} \sum_{m=1}^{\infty} \ddot{y}_m(t) \sin \frac{m\pi x}{a} + (a + i\varepsilon)d^2 \sum_{m=1}^{\infty} \left(\frac{m\pi}{a}\right)^4 y_m(t) \sin \frac{m\pi x}{a} = \\ = \frac{a}{2} F_0(t) \sum_{m=1}^{\infty} \sin \frac{m\pi x}{a} \sin \frac{m\pi x}{a} \end{aligned} \quad (28)$$

Отсюда находим

$$\begin{aligned} \sum_{m=1}^{\infty} \left\{ \ddot{y}_m(t) + h\dot{y}_m(t) + (a + i\varepsilon)d^2 \left(\frac{m\pi}{a}\right)^4 y_m(t) - \right. \\ \left. - \frac{2}{a} F_0(t) \sin \frac{m\pi x_2}{a} \right\} \sin \frac{m\pi x}{a} = 0 \end{aligned}$$

Выражение, стоящее в фигурной скобке под знаком суммы должно быть равно нулю. В этом можно убедиться, например, умножением обеих частей равенства на  $\sin \frac{m\pi x}{a}$  и интегрированием от 0 до  $a$  с последующим учетом соотношений (25). Таким образом, получаем следующее уравнение

$$\ddot{y}_m(t) + h\dot{y}_m(t) + (a + i\varepsilon)d^2 y_m(t) = \frac{2P_2(t)}{a\mu} \sin \frac{m\pi x_2}{a} \quad (29)$$

При получении (29) учли, что

$$F_0(t) = P_2(t). \quad (30)$$

В этом соотношении  $P_2(t)$  – радиальная составляющая усилия растачивания.

Пути повышения точности обработки внутренней поверхности гильз цилиндров являются: увеличение жесткости технологической системы и оптимизация режимов резания и ППД.

## БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Вибрация в технике. Справочник. В 6-ти т. (Ред. совет: В.Н. Челомный (пред. гл. ред.) / и др. - М.: Машиностроение, 1978.
2. Динамический расчет зданий и сооружений //М.Ф. Барштейн, В.А. Ильичев, Б.Г. Корнев и др.; Под ред. Б.Г. Корнева, И.М. Рабиновича. - 2-е изд., перераб. и доп. - М.: Стройиздат, 1984.

3. Медведев Д.Д. Точность обработки в мелкосерийном производстве. - М.: Машиностроение, 1973.

4. Прочность, устойчивость, колебания. Справочник, т.3. Под ред. И.А. Биргера и Я.Г. Павлова. - М.: Машиностроение, 1978.

5. Тихонов А.Н., Самарский А.А. Уравнения математической физики. Учеб. пособие для ун-тов. Изд 3-е испр. и доп. - М.: Наука, 1966.

6. Филиппов А.П. Колебания деформируемых систем. Изд. 20е перераб. и доп. - И.: Машиностроение, 1970.

УДК 515.2

КЛЕПАНДА С.В., канд. техн. наук

## ГЕОМЕТРИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ФОРМЫ РЕЖУЩИХ КРОМОК ПУАНСОНА ПРИ ПЕРФОРАЦИИ В ВАЛКАХ

При производстве во вращающихся валках профилегибочного стана перфорируемых изделий из полосовой стали, необходимо точное соблюдение геометрической формы пробиваемых отверстий. Поэтому первостепенное значение приобретает проблема расчета режущих кромок пуансонов.

В работе [1] эта задача решалась методом "обратной обкатки", основанном на R-функциях. При этом геометрическая форма режущих кромок пуансона в нормальном (по отношению к осям валков) сечении отождествлялась с огибающей семейства мгновенных положений соответствующего сечения полосовой заготовки с отверстием. Метод позволил упростить и придать универсальность решению задачи описания геометрии режущих кромок пуансонов при перфорации полосовой стали во вращающихся валках. В данной работе этот метод усовершенствуется.

При моделировании процесса перфорации, валок с пуансоном и фрагмент полосовой заготовки следует представить двумя центроидными цилиндрами радиусов  $r$  и  $R$ . В процессе перфорации цилиндр радиуса  $R$  как бы "катится" без скольжения по цилиндру радиуса  $r$ . Для получения аналитических зависимостей, характеризующих эти движения, рассмотрим плоскость  $H$ , перпендикулярную осям вращения валков.

Зададим на  $H$  две декартовы системы координат: неподвижную  $Oxy$ , связанную с нормальным сечением профиля пуансона, и подвижную  $O_1X_1Y_1$ , связанную с нормальным сечением отверстия перфорируемого изделия. В работе [1] показано, что перемещение системы координат  $O_1X_1Y_1$  относительно системы  $Oxy$  можно описать при помощи формул

$$X = x \cos 2C - y \sin 2C + (r + R) \sin C; \quad (1)$$

$$Y = x \sin 2C + y \cos 2C - (r + R) \cos C$$

где  $C$  - параметр перемещения ( $a \leq C \leq b$ ).

Пусть в подвижной системе координат  $O_1X_1Y_1$  контур пробиваемого отверстия описан (например, при помощи R-функций) уравнением  $\Omega$