

8. У н я н и н А. Н. Стабилизация режущей способности шлифовального круга при обработке заготовок из пластичных материалов // Динамика технологических систем: Сб. трудов 7-ой междуна. научно-техн. конференции. — Саратов: Саратовский госуд. технич. университет, 2004. — С. 353—356.

669.1.002.5-192

МЕТОДИКА ОЦЕНКИ СРОКА СЛУЖБЫ ГИДРОЦИЛИНДРОВ УРАВНОВЕШИВАНИЯ РАБОЧИХ ВАЛКОВ ЛИСТОВЫХ СТАНОВ*

Д-р техн. наук, проф. В. П. АНЦУПОВ, ст. препод. А. А. БАЖЕНОВ,
канд. техн. наук, доц. А. В. АНЦУПОВ, асп. Ал. В. АНЦУПОВ

Одной из основных причин остановки стана листовой прокатки является износ элементов механизма уравновешивания рабочих валков, а именно, износ бронзовых втулок и резинотканевых уплотнений. Анализ литературных данных показывает отсутствие в настоящее время какой-либо инженерной методики расчета ресурса работы узлов гидро- и пневмосистем типа «плунжер-втулка». Поэтому в данной работе сделана попытка оценки межремонтного срока службы гидроцилиндров на основе математической модели процесса изнашивания пар трения скольжения гидроцилиндра («плунжер-бронзовая втулка», «плунжер-уплотнение»).

One of the principal causes of a contour rolling mill stopping is component deterioration of the work roll balance mechanism, namely, deterioration of bronze sleeves and rubber-fabric seals. The analysis of published research data displays absence of any engineering design procedure as for resource of operation of hydraulics-and pneumatic systems of a «plunger-plug» type. Therefore in this article we attempted to estimate a turnaround time of hydraulic actuators on the basis of mathematical model of deterioration process of sliding couplers («plunger-bronze sleeve», «plunger-condensation»).

Модель построена с использованием энергетического подхода В.Д. Кузнецова [1], согласно которому изношенный объем детали ΔV пропорционален работе сил трения, совершенной в контакте пары трения при ее эксплуатации $A_{тр}$.

$$\Delta V(t) = I_w A_{тр}(t), \quad (1)$$

где I_w — показатель энергетической интенсивности изнашивания (энергетическая интенсивность изнашивания).

В основу расчета I_w и $A_{тр}(t)$ положена базовая схема И.В. Крагельского [2], согласно которой рассматривается стационарный (установившийся) режим граничного трения, определяемый стабильностью во времени фрикционных характеристик сопряжения, температуры и физико-механических свойств поверхностных слоев трущихся тел.

Рассмотрим поочередно пары скольжения гидроцилиндра.

Объемный износ бронзовой втулки из геометрических соображений (рис. 2)

$$\Delta V^{BT} = L^{BT} S_{AECD} = L^{BT} (S_{ADC} - S_{AEC}) \quad (2)$$

где L^{BT} — длина втулки.

$$S_{ADC} = S_{ADCB} - S_{ACB} = r_{пл}^2 \varphi_1 - (r_{пл} - \Delta H^{BT} - (r_{BT} - Y)) r_{пл} \sin(\varphi_1), \quad (3)$$

*При финансовой поддержке Правительства Челябинской области.

здесь $r_{пл}$ — радиус плунжера гидроцилиндра; φ_1 — угол перекрытия сечений по оси плунжера;

$$\varphi_1 = \arccos\left(\frac{r_{пл}}{r_{пл} - \Delta H^{вт} - (r_{вт} - Y)}\right); \quad (4)$$

$r_{вт}$ — внутренний радиус бронзовой втулки; $\Delta H^{вт}$ — линейный износ втулки;

$$Y = \frac{(r_{вт}^2 + (e + \Delta H^{вт})^2 - r_{пл}^2)}{2(\Delta H^{вт} + e)}$$

— расстояние от оси втулки до линии, соединяющей точки

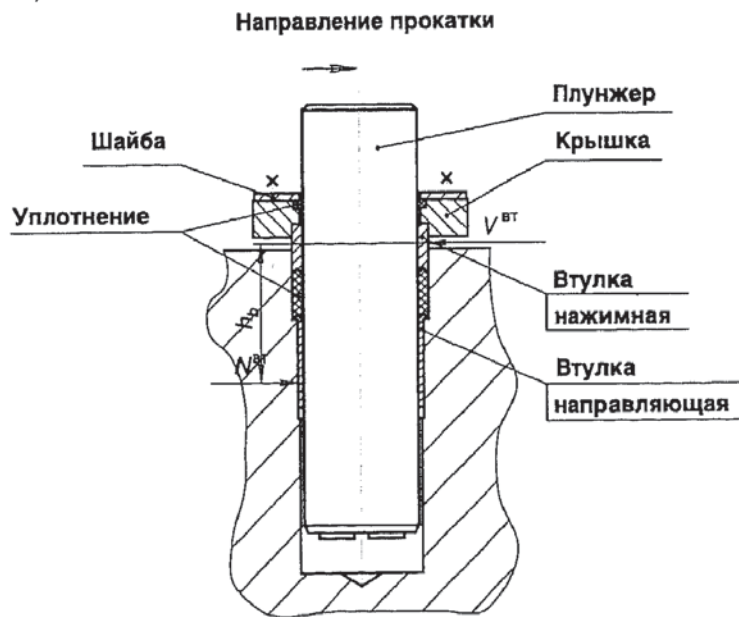


Рис. 1. Схема гидроцилиндра механизма уравнивания рабочих валков

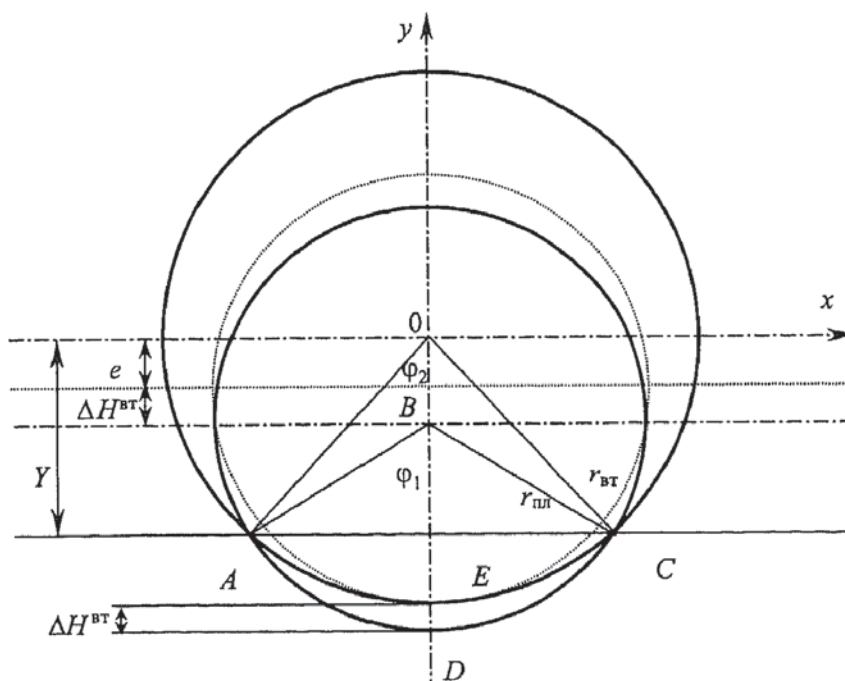


Рис. 2. К расчету объемного износа бронзовой втулки

A и C пересечения окружностей, находится совместным решением уравнений двух окружностей); $e = r_{\text{вт}} - r_{\text{пл}}$ — начальное смещение осей плунжера и втулки.

$$S_{\text{AEC}} = S_{\text{AECO}} - S_{\text{ACO}} = r_{\text{вт}}^2 \varphi_2 - Y r_{\text{вт}} \sin(\varphi_2), \quad (5)$$

где φ_2 — угол перекрытия сечений по оси втулки,

$$\varphi_2 = \arccos\left(\frac{r_{\text{вт}}}{Y}\right). \quad (6)$$

Текущий радиальный износ втулки $\Delta H^{\text{вт}}(t)$ в функции изношенного объема $\Delta V^{\text{вт}}(t)$

$$\Delta H^{\text{вт}}(t) = I_w A_{\text{тр}}^{\text{вт}}(t) B^{\text{гх}}, \quad (7)$$

где $B^{\text{гх}}$ — достаточно громоздкое выражение взаимосвязи $\Delta V^{\text{вт}}$ и геометрических характеристик (гх): $L^{\text{вт}}$, $r_{\text{пл}}$, $r_{\text{вт}}$, e , φ_1 , φ_2 , Y (рис. 2).

Работа сил трения в контакте плунжер—бронзовая втулка.

$$A_{\text{тр}}^{\text{вт}}(t) = a_{\text{тр}}^{\text{вт}} \Sigma_{\text{рул}}(t) = a_{\text{тр}}^{\text{вт}} \frac{t}{t_p + t_{\text{п}}} \quad (8)$$

где $\Sigma_{\text{рул}}(t) = \frac{t}{t_p + t_{\text{п}}}$ — количество прокатанных (полос) рулонов за время t , t — общее время прокатки; t_p — время прокатки одного рулона; $t_{\text{п}}$ — время паузы между прокаткой рулонов.

Работа трения в контакте за время прокатки одного рулона,

$$a_{\text{тр}}^{\text{вт}} = F_{\text{тр}}^{\text{вт}} S_{\text{тр}}, \quad (9)$$

где $S_{\text{тр}}$ — суммарное перемещение плунжера за прокатку одного рулона; $F_{\text{тр}}^{\text{вт}} = f^{\text{вт}} N^{\text{вт}}$ — сила трения в контакте плунжера с бронзовой втулкой; $f^{\text{вт}}$ — коэффициент трения в контакте.

Нормальные силы, удерживающие плунжер от перекоса при сдвиге подушек верхнего и нижнего валков относительно друг друга, возникающего из-за разности ($l_{\text{пер}}$) их зазоров со стойками станины (рис. 1)

$$N^{\text{вт}} = \frac{N l_{\text{пер}}}{4h_b}, \quad (10)$$

где N — вес верхнего рабочего валка и его подушек; h_b — расстояние между точками приложения сил $N^{\text{вт}}$ на нижней и верхней втулках (рис. 1).

Для оценки коэффициента трения использована методика [2], где его значение определяется в зависимости от вида контакта.

Вид контакта между плунжером и втулкой в зависимости от величины контурного давления

$$P_c^{\text{вт}} = \frac{N^{\text{вт}}}{S_c^{\text{вт}}} \quad (11)$$

определяется по условиям контакта «металл-металл»

$$\text{Вид контакта} = \begin{cases} \text{упругий ненасыщенный,} & \text{если } G_0 < p_c^{\text{BT}} \leq G_2 \\ \text{упруго-пластический,} & \text{если } G_2 < p_c^{\text{BT}} \leq G_3 \\ \text{пластический ненасыщенный,} & \text{если } G_3 < p_c^{\text{BT}} \leq G_4 \\ \text{пластический насыщенный,} & \text{если } G_4 < p_c^{\text{BT}} \leq G_5 \end{cases} \quad (12)$$

если соблюдается критерий внешнего трения

$$p_c^{\text{BT}} \leq \frac{0,125 HB^{\text{BT}}}{\Delta_m^{\text{пл}^2}} \left(1 - 6 \left(\frac{\tau_0^{\text{BT}}}{HB^{\text{BT}}} + \beta^{\text{BT}} \right) \right)^2, \quad (13)$$

а границы видов контакта

$$\begin{aligned} G_0 &= 0; \\ G_2 &= \frac{2,4 \frac{2\nu^{\text{пл}}+1}{\nu^{\text{пл}}} \nu^{\text{пл}} (\nu^{\text{пл}} - 1) HB^{\text{BT}^{(2\nu^{\text{пл}}+1)}} \theta_{\text{BT}}^{2\nu^{\text{пл}}}}{5\Delta_m^{\text{пл}\nu^{\text{пл}}}}; \\ G_3 &= \frac{5,4 \nu^{\text{пл}} HB^{\text{BT}^{2\nu^{\text{пл}}+1}} \theta_{\text{BT}}^{2\nu^{\text{пл}}}}{2\Delta_m^{\text{пл}\nu^{\text{пл}}}}; \\ G_4 &= \frac{0,5 HB^{\text{BT}}}{\left(b \frac{1}{\nu^{\text{пл}}} \nu^{\text{пл}} \right)^{\frac{\nu^{\text{пл}}}{\nu^{\text{пл}}-1}}}; \\ G_5 &= 0,32\alpha HB^{\text{BT}^2}. \end{aligned} \quad (14)$$

В приведенных выше выражениях $\theta_{\text{BT}} = \frac{1-\mu_{\text{BT}}^2}{E_{\text{BT}}}$ и $\theta_{\text{пл}} = \frac{1-\mu_{\text{пл}}^2}{E_{\text{пл}}}$ — упругие постоянные

материалов втулки и плунжера; $\Delta_m^{\text{пл}} = \frac{R_{\text{max}}^{\text{пл}}}{r_{\text{закр}}^{\text{пл}} b^{\text{пл}} \nu^{\text{пл}}}$, $R_{\text{max}}^{\text{пл}}$, $r^{\text{пл}}$, $b^{\text{пл}}$, $\nu^{\text{пл}}$ — комплексный

показатель и единичные параметры шероховатости поверхности плунжера; HB^{BT} — твердость поверхности плунжера по Бринеллю; α — коэффициент, характеризующий напряженное и кинематическое состояние в зоне контакта, при упругом контакте $\alpha = 0,5$, при пластическом $\alpha = 1$; $S_c^{\text{BT}} = \varphi_c r_{\text{BT}} L^{\text{BT}}$ — контурная площадь контакта плунжера и бронзовой втулки,

$$\text{где } \varphi_c = \begin{cases} \frac{1}{0,450} \sqrt[3]{\frac{N^{\text{BT}}}{\Delta r^{\text{BT}} L^{\text{BT}}} \theta_{\text{BT}} (1-2\mu_{\text{BT}}) \left(\frac{R_{\text{BT}}}{r_{\text{BT}}} - 1 \right)}, & \text{при } \varphi_c \leq \frac{\pi}{1,8} \\ 1,520 + 0,400 \left[\frac{N^{\text{BT}}}{\Delta r^{\text{BT}} L^{\text{BT}}} \theta_{\text{BT}} (1-2\mu_{\text{BT}}) \left(\frac{R_{\text{BT}}}{r_{\text{BT}}} - 1 \right) \right], & \text{при } \varphi_c > \frac{\pi}{1,8} \end{cases} \quad \text{— начальный угол}$$

охвата плунжера внутренней поверхностью втулки [2]; $R_{вт}$ — внешний радиус втулки.

Коэффициент трения согласно [2] на контакте плунжера с бронзовой втулкой определяем из выражений

при упругом ненасыщенном контакте

$$f^{вт} = 2,4 \tau_0^{вт} \left(\frac{\theta_{вт}^4}{p_c^{вт} \Delta_m^{пл^2}} \right)^{\frac{1}{5}} + \beta^{вт} + 0,2 \alpha_{эф1}^{вт} \left(p_c^{вт} \Delta_m^{пл^2} \theta_{вт} \right)^{\frac{1}{5}};$$

при упругопластическом контакте

$$f^{вт} = 1,25 \tau_0^{вт} \left(\frac{\theta_{вт}^2}{p_c^{вт} \Delta_m^{пл}} \right)^{\frac{1}{3}} + \beta^{вт} + 0,4 \alpha_{эф1}^{вт} \left(p_c^{вт} \Delta_m^{пл} \theta_{вт} \right)^{\frac{1}{3}}; \quad (15)$$

при пластическом ненасыщенном контакте

$$f^{вт} = \frac{\tau_0^{вт}}{HB_{вт}} + \beta^{вт} + 0,5 \left(\frac{p_c^{вт}}{HB_{вт}} \Delta_m^{пл^2} \right)^{\frac{1}{4}};$$

при пластическом насыщенном контакте

$$f^{вт} = \frac{\tau_0^{вт}}{HB_{вт}} + \beta^{вт} + 0,9 \left(\frac{p_c^{вт}}{HB_{вт}} \Delta_m^{пл} \right)^{\frac{1}{2}};$$

где $\alpha_{эф1}^{вт} = 2,5 \alpha_{\Gamma}^{вт}$ — коэффициент гистерезисных потерь материала втулки при скольжении микронеровности, зависящий от напряженного состояния в зоне контакта; $\alpha_{\Gamma}^{вт}$ — коэффициент гистерезисных потерь материала втулки при одноосном растяжении (сжатии); $\tau_0^{вт}$ — касательное напряжение межмолекулярного сцепления; $\beta^{вт}$ — коэффициент влияния нормального давления на межмолекулярное сцепление.

Определяя входящие в условие (7) параметры в соответствии с условиями (8)—(15), задаваясь величиной допустимого износа втулки $[\Delta H]$, и решая (7) относительно времени t , получим выражение для определения допустимого срока службы пары плунжер—втулка.

$$[t_{вт}] = \frac{4[\Delta H^{вт}](t_p + t_n)h_b}{I_w B^{гх} f^{вт} S_{тр} Nl_{пер}}. \quad (16)$$

Радиальный износ уплотнения $\Delta R^{yn}(t)$ в функции изношенного объема $\Delta V^{yn}(t)$ с учетом условия (1)

$$\Delta R^{yn}(t) = -r_{yn} + \sqrt{r_{yn}^2 + \frac{\Delta V^{yn}(t)}{\pi L^{yn}}} = -r_{yn} + \sqrt{r_{yn}^2 + \frac{I_w A_{тр}^{yn}(t)}{\pi L^{yn}}}, \quad (17)$$

где $\Delta V^{yn}(t)$ — текущий объемный износ уплотнения; r_{yn} — внутренний радиус кольца уплотнения до сборки; L^{yn} — ширина кольца уплотнения; $r_{пл}$ — радиус плунжера.

Работа сил трения в контакте плунжера с уплотнением согласно выражению (8) будет

$$A_{тр}^{yn}(t) = a_{тр}^{yn} \Sigma_{рул}(t) = a_{тр}^{yn} \frac{t}{t_p + t_n}. \quad (18)$$

Однако в (18) работа трения в контакте за время прокатки одного рулона;

$$a_{\text{тр}}^{yn} = F_{\text{тр}}^{yn} S_{\text{тр}}, \quad (19)$$

$F_{\text{тр}}^{yn} = f^{yn} N^{yn}$ — сила трения и f^{yn} — коэффициент трения в контакте плунжера с уплотнением.

Сила нормального давления на контакте с уплотнением определяется величиной натяга Δ (разницей диаметров) уплотнения и плунжера и равна, согласно [2],

$$N^{yn} = 2\pi r_{\text{пл}} L^{yn} p_c^{yn}, \quad (20)$$

где $p_c^{yn} = \frac{\Delta}{2r_{\text{пл}}} \left(\frac{1 - \mu_{\text{пл}}}{E_{\text{пл}}} + \frac{1}{E_{\text{yn}}} \left(\frac{1 + \frac{R_{\text{yn}}^2}{r_{\text{yn}}^2}}{1 - \frac{R_{\text{yn}}^2}{r_{\text{yn}}^2}} + \mu_{\text{yn}} \right) \right)$ — нормальное давление в контакте, (21)

Коэффициента трения определен по той же методике, по которой его значение определяется в зависимости от вида контакта.

Вид контакта между плунжером и втулкой в зависимости от величины контурного давления определяется по условиям контакта металл—неметалл:

$$\text{Вид контакта} = \begin{cases} \text{упругий ненасыщенный,} & \text{если } G_0 < p_c^{\text{BT}} \leq G_1 \\ \text{упругий насыщенный,} & \text{если } G_1 < p_c^{\text{BT}} \leq G_2 \\ \text{упруго-пластический,} & \text{если } G_2 < p_c^{\text{BT}} \leq G_3 \\ \text{пластический ненасыщенный,} & \text{если } G_3 < p_c^{\text{BT}} \leq G_4 \\ \text{пластический насыщенный,} & \text{если } G_4 < p_c^{\text{BT}} \leq G_5 \end{cases} \quad (22)$$

если соблюдается критерий внешнего трения

$$p_c^{yn} \leq \frac{0,125 HB^{yn}}{\Delta_m^{nn^2}} \left(1 - 6 \left(\frac{\tau_0^{yn}}{HB^{yn}} + \beta^{yn} \right) \right)^2. \quad (23)$$

Границы видов контакта могут быть найдены по условиям (14) с учетом того, что

$$G_1 = 0,06 \frac{\sqrt{\Delta_m^{nn}}}{\theta_{\text{yn}}}, \text{ а коэффициент трения в упругонасыщенном контакте}$$

$$f^{yn} = 1,25 \tau_0^{yn} \left(\frac{\theta_{\text{yn}}^2}{p_c^{yn} \Delta_m^{nn}} \right)^{\frac{1}{3}} + \beta^{yn} + 0,4 \alpha_{\text{эф1}}^{yn} \left(p_c^{yn} \Delta_m^{nn} \theta_{\text{yn}} \right)^{\frac{1}{3}}. \quad (24)$$

В приведенных выражениях упругие постоянные, параметры шероховатости, твердость и другие характеристики следует определять для материалов пары плунжер—уплотнение.

Определяя входящие в условие (17) параметры в соответствии с условиями (18)—(24), задаваясь величиной допустимого износа уплотнения $[\Delta R^{yn}]$ и решая (17) относительно времени t , получим выражение для определения допустимого срока службы пары плунжер—уплотнение.

$$[t_{yn}] = \frac{[\Delta R^{yn}](t_p + t_n)([\Delta R^{yn}] + 2r_{yn})}{2I_w f^{yn} r_{пл} p_c^{yn} S_{тр}} \quad (25)$$

Энергетические интенсивности изнашивания I_w для исследованных пар, входящие в условие (1), определяем согласно требованиям рекомендаций Р 60-95-88 «Обеспечение износостойкости изделий». В качестве исходных данных для определения I_w используем значение i -ой наработки по работе трения $A_{тpи}$ и соответствующее значения износа ΔV_i для каждой пары гидроцилиндра. Из n измерений износа и расчетов работы трения оцениваем статистические характеристики показателя изнашивания: среднее значение \bar{I}_w и дисперсию S^2

$$\bar{I}_w = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n I_{wi} \quad (26)$$

$$S^2 = \frac{n}{n-1} \left(\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n I_{wi}^2 - \bar{I}_w^2 \right) \quad (27)$$

Для каждой пары вычисляем допустимые пределы I_{wh} и I_{wb} показателя изнашивания, определяющие интервал, в который с вероятностью γ должна попасть основная доля измерений, не меньшая заданного предела P . Принимая нормальный закон распределения величины I_w и задаваясь $\gamma = 0,99$, $P = 0,90$, находим минимальное число испытаний $n = 60$. Допустимые пределы величины I_w определяем по формулам

$$I_{wh} = \bar{I}_w - tS, \quad I_{wb} = \bar{I}_w + tS \quad (28)$$

где для заданных значений γ и P коэффициент вероятностного распределения $t_{\infty}^P = 1,65$ и квантиль $Z_{\gamma} = 2,33$.

Полученные выражения (25) и (16) позволяют определить время замены уплотнений или бронзовых втулок соответственно. Как показывает практика, срок службы пары плунжер—уплотнение $[t_{yn}]$ в 2...3 раза меньше срока службы пары плунжер—бронзовая втулка $[t_{вт}]$. Срок службы гидроцилиндра в сборе зависит от условий работы в каждом отдельном цехе и равен 2...3 срока службы $[t_{вт}]$ пары плунжер—бронзовая втулка.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Кузнецов В. Д. Физика твердого тела. — Томск: Политграфиздат, 1947. — Т. 4. — С. 542.
2. Крагельский И. В., Михин Н. М. Узлы трения машин: Справочник. — М.: Машиностроение, 1984. — 280 с.