



ТЕХНОЛОГИЧЕСКАЯ МЕХАНИКА

УДК 621.793

М.А. БЕЛОЦЕРКОВСКИЙ, д-р техн. наук, доц.
заведующий лабораторией газотермических методов упрочнения деталей машин¹
E-mail: mbelotser@gmail.com

А.М. ГОМАН, канд. техн. наук
начальник отдела динамического анализа и вибродиагностики машин¹

А.П. ЯЛОВИК
аспирант¹

¹Объединенный институт машиностроения НАН Беларуси, г. Минск, Республика Беларусь

Поступила в редакцию 29.03.2018.

ОЦЕНКА ПРИМЕНИМОСТИ ГАЗОТЕРМИЧЕСКОГО НАПЫЛЕНИЯ ПРИ ВОССТАНОВЛЕНИИ ШТОКОВ ГИДРОЦИЛИНДРОВ ПО КРИТЕРИЮ АДГЕЗИОННОЙ ПРОЧНОСТИ ПОКРЫТИЙ ПРИ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ НАГРУЗКАХ

Предложена методика определения минимально необходимой величины прочности сцепления покрытий при восстановлении штоков гидроцилиндров газотермическими технологиями. Показано, что расчетным путем возможен выбор наиболее эффективного и экономически целесообразного метода восстановления штока, исходя из условий его эксплуатации, размеров и материала покрытия.

Ключевые слова: прочность сцепления, покрытия, шток гидроцилиндра, надежность

Введение. Постановка задачи. Тяжелые условия эксплуатации строительно-дорожных машин (СДМ), режимы циклически изменяющейся нагрузки отрицательно сказываются на эффективности их использования по причине снижения долговечности гидропривода. Значительное влияние на долговечность гидропривода оказывает техническое состояние одного из дорогостоящих и наиболее интенсивно изнашивающихся элементов, каким является гидроцилиндр.

Шток работает в условиях циклически изменяющихся в процессе эксплуатации нагрузок, различных температурных режимах, при этом сопряжения «шток — цилиндр» испытывают удары при подъеме и опускании, что значительно снижает срок службы гидроцилиндров. На масляной поверхности штока гидроцилиндра оседает пыль, капли влаги и частицы грунта. Перемещаясь, шток увлекает их за собой, что приводит к нарушению герметичности манжет, появлению задиров, рисок, тем самым загрязняя рабочую жидкость гидросистемы и способ-

ствуя повышенному изнашиванию сопряженных деталей гидропривода и, как следствие, интенсивной утечки жидкости. Эти факторы являются причиной снижения безопасности, изменения проектной геометрии и усталостной прочности деталей гидроцилиндров, снижения эффективности и долговечности гидроприводов в целом.

Анализ износа элементов гидропривода СДМ показывает, что на долю гидропривода приходится около 45% отказов от общего числа агрегатов СДМ, на долю гидроцилиндров — до 28% от общего числа отказов [1, 2]. Одной из наиболее интенсивно изнашиваемых деталей гидроцилиндра является шток — это становится причиной около трети отказов гидроцилиндров [2]. Неравномерный износ штока приводит к конусообразности и смещению базовой оси. Влияние износа и смещение проектного расположения деталей элементов гидропривода вызывает падение давления в гидросистеме на 10% и снижение объемного КПД гидроцилиндра на

25%, что оказывает значительное влияние на эксплуатационные характеристики гидропривода и эффективность СДМ в целом [3].

Методам восстановления штоков посвящено достаточно большое количество исследований, при этом использовались многие методы газотермического напыления [4–6], наплавки [7–9], электроискрового легирования [10], гальванического осаждения [11]. Как правило, выбор потребителем технологии «восстановления — упрочнения штоков» основывается на результатах чужого или собственного опыта и определяется в основном эмпирическим путем с учетом стоимости оборудования (этим объясняется многообразие примеров восстановления штоков различными способами).

Ранее авторами была предложена методология научно обоснованного выбора рационального метода и режимов восстановления, упрочнения и защиты детали, базирующегося на ее рассмотрении как элемента динамической системы, рассчитываемого на надежность [12]. Использование такого подхода позволяет не только оценить пределы использования каждого из методов восстановления, но, прежде всего, аналитическим путем установить величину прочности сцепления покрытий на штоках СДМ, которая должна быть обеспечена выбираемыми методами.

Целью исследований, результаты которых представлены в данной статье, явилась разработка методики расчета необходимого уровня величины адгезии покрытий, наносимых на поверхности штоков, позволяющая также оценить применимость каждого из известных методов их восстановления.

Расчетная схема действия сил при перекосе штока гидроцилиндра. В процессе эксплуатации вследствие износа и технологических зазоров возникает явление перекоса штока в направляющих гидроцилиндра (рисунок 1). Если опорные поверхности направляющих рассматривать как упругие, то давление на них будет распределяться по сложному закону, определяемому внешними нагрузками и упругими характеристиками штока и направляющих. Точное решение такой задачи представляет значительные трудности, вследствие этого применяются некоторые упрощающие предположения. Вследствие перекоса штока

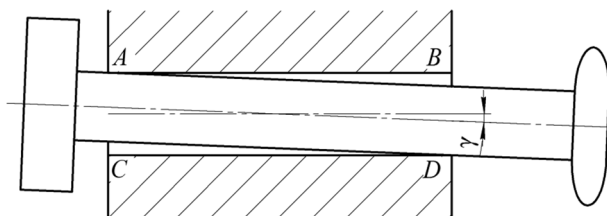


Рисунок 1 — Перекос в штоке вследствие износа и технологических зазоров

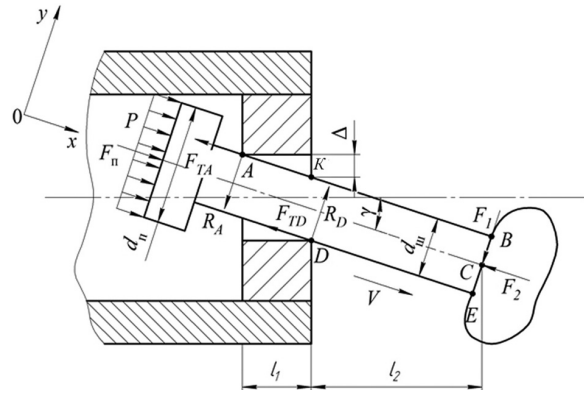


Рисунок 2 — Расчетная схема действия сил в случае перекоса штока в направляющих гидроцилиндра

предполагается, что реакции опор приложены в точках *A* и *D*.

На рисунке 2 показана расчетная схема действия сил на штоке в случае его перекоса. Движущая сила F_{π} приложена к штоку под углом γ к оси цилиндра. В точках *A* и *D* приложены нормальные реакции R_A и R_D , направленные перпендикулярно оси штока Ox , и силы трения F_{TA} и F_{TD} , направленные против скорости V движения поршня. Силы трения соответственно равны:

$$F_{TA} = f \cdot R_A; \quad F_{TD} = f \cdot R_D, \quad (1)$$

где f — коэффициент трения скольжения.

Со стороны исполнительного механизма на шток действуют поперечная F_1 и осевая F_2 силы, связанные соотношением $F_1 = \operatorname{tg} \gamma \cdot F_2$.

Движущая сила F_{π} определяется из выражения:

$$F_{\pi} = p \cdot \frac{\pi d_{\pi}^2}{4},$$

где p — давление жидкости в гидроцилиндре, МПа; d_{π} — диаметр поршня штока, м.

Угол перекоса штока:

$$\gamma = \operatorname{arctg} \frac{\Delta}{l_1},$$

где Δ — диаметральный зазор между штоком и направляющей (грудбуксой) гидроцилиндра; l_1 — длина направляющей.

Неизвестные силы R_A , R_D , F_2 находятся из условий равновесия сил, приложенных к штоку.

Уравнения равновесия сил, приложенных к штоку:

$$\sum F_{kx} = F_{\pi} - F_{TA} - F_{TD} - F_2 = 0; \quad (2)$$

$$\sum F_{ky} = -R_A + R_D - F_1 = 0; \quad (3)$$

$$\sum m_c F_k = 0, \quad R_A \cdot AB - R_D \cdot DE + F_{TA} \cdot \frac{d_m}{2} - F_{TD} \cdot \frac{d_m}{2} = 0. \quad (4)$$

Решение уравнений (2)–(4) с учетом (1) дает следующие значения искомых сил:

$$F_2 = \beta \cdot F_{\pi}; \quad R_D = \alpha \beta \cdot F_1; \quad R_A = (\alpha - 1) \cdot F_1,$$

где

$$\alpha = \frac{l_1 + l_2 + \frac{d_m}{2}(\sin \gamma - f \cos \gamma)}{l_1 - d_m \sin \gamma},$$

$$\beta = \frac{1}{1 + (2\alpha - 1)f \cdot \operatorname{tg} \gamma}.$$

Расчет напряжений в поперечных сечениях штока гидроцилиндра. Для исследования напряжений в поперечных сечениях штока предлагается рассматривать расчетную схему штока как балки, работающей в условиях поперечного изгиба (рисунок 3). Максимальное напряжение изгиба имеет место в сечении *D*. Изгибающий момент в этом сечении:

$$M_D = F_1 \cdot l_2.$$

В зоне контакта штока с опорой *D* в поперечном сечении действует максимальное нормальное напряжение сжатия вследствие изгиба штока под действием силы F_1 :

$$\sigma_{F_1} = \frac{M_T}{W_z} = \frac{F_1 l_2}{W_z}, \quad (5)$$

где $W_z = \frac{\pi d_m^3}{32}$ — осевой момент сопротивления сечения штока.

Кроме того, шток подвергается действию сжимающих сил F_{F_1} , F_2 , действующих вдоль оси штока. Напряжение сжатия в сечении *D* будет равно:

$$\sigma_{F_2} = \frac{F_2}{S_m} = \frac{4F_2}{\pi d_m^2}, \quad (6)$$

где S_m — площадь сечения штока.

Представляет интерес определение максимального прогиба штока y_{\max} в зоне контакта штока с направляющими гидроцилиндра.

Для этого рассматривается уравнение упругих прогибов штока:

$$EI_z y = EI_z y_A + EI_z \theta_A x - \frac{R_A x^3}{6} + \frac{R_D (x - l_1)^3}{6}, \quad (7)$$

где I_z — момент инерции сечения штока относительно оси *z*, перпендикулярной плоскости рисунка, $I_z = \frac{\pi d_m^4}{64}$.

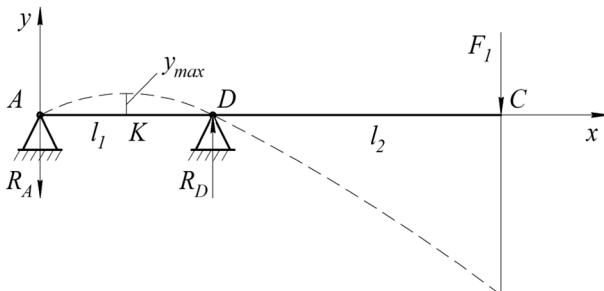


Рисунок 3 — Расчетная схема штока как балки, работающей в условиях поперечного изгиба

Уравнение углов поворота θ сечений штока:

$$EI_z \theta = EI_z \theta_A - \frac{R_A x^2}{2} + \frac{R_D (x - l_1)^2}{2}, \quad (8)$$

где E — модуль упругости материала штока.

Углы поворота θ_A и θ_D сечений штока *A* и *D* находятся из граничных условий:

1) $x = 0$; $y_A = 0$; 2) $x = l_1$; $y_D = 0$.

Из граничных условий 1) и 2) и уравнения (7) следует:

$$EI_z 0 = EI_z 0 + EI_z \theta_{A1} - \frac{R_A l_1^3}{6}.$$

Откуда

$$\theta_A = \frac{R_A l_1^2}{6EI_z}. \quad (9)$$

Прогиб в сечении *D* определяется из уравнения (8):

$$EI_z \theta_D = EI_z \theta_A - \frac{R_A l_1^2}{2}. \quad (10)$$

После подстановки в (10) выражения (9) получается:

$$\theta_D = -\frac{R_A l_1^2}{3EI_z}. \quad (11)$$

С учетом (9), (11) уравнение прогибов на участке $0 \leq x \leq l_1$ (7) запишется в виде:

$$y = \theta_A \cdot x - \frac{R_A x^3}{6EI_z}. \quad (12)$$

Максимальное значение прогиба сечения *K* штока найдется из уравнения:

$$\frac{dy}{dx} = 0 \Rightarrow \frac{dy}{dx} = \theta_A - \frac{R_A x^2}{2EI_z} = 0.$$

Откуда определяется координата сечения *K*:

$$x_K = \sqrt{\frac{2\theta_A \cdot EI_z}{R_A}} = l_1 \sqrt{\frac{1}{3}} = 0,5774 \cdot l_1. \quad (13)$$

Подстановка (13) в (12) дает:

$$y_K = 0,0642 \cdot \frac{R_A}{EI_z}.$$

Расчет максимального контактного напряжения. Для исследования напряженного состояния штока в наиболее опасном сечении *D* в зоне контакта с направляющими гидроцилиндра необходимо, кроме напряжений сжатия σ_{F_1} , σ_{F_2} , определить величину максимального контактного напряжения. Это напряжение может быть определено на основе решения задачи контактного взаимодействия двух цилиндрических тел, радиусы которых почти равны между собой (рисунок 4).

Сила q (см. рисунок 4), приходящаяся на единицу длины штока в зоне контакта:

$$q = \frac{R_D}{l_1}.$$

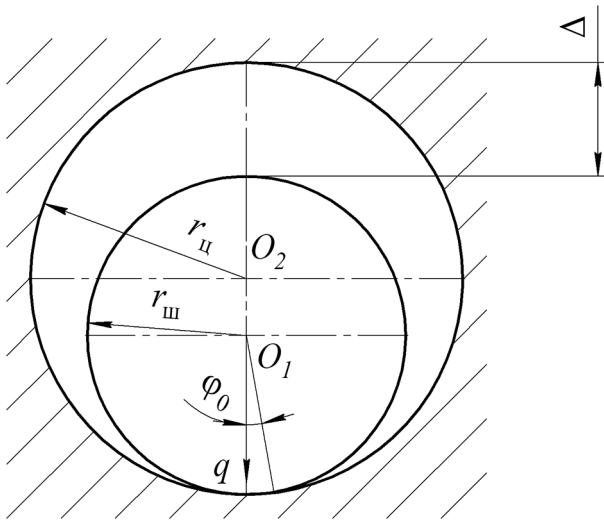


Рисунок 4 — Схема контактного взаимодействия штока с цилиндром

Расчет угла φ_0 , равного половине угла контакта, и максимального контактного давления p_{\max} (при $\varphi = 0$) производится по методике, изложенной в работе [13]. Рассчитывается коэффициент нагруженности β :

$$\beta = \frac{q}{\pi \varepsilon} \left(\frac{1 - \nu_{\text{ш}}^2}{E_{\text{ш}}} + \frac{1 - \nu_{\text{ц}}^2}{E_{\text{ц}}} \right), \quad (14)$$

где $E_{\text{ш}}$ и $E_{\text{ц}}$ — модули упругости слоя покрытия штока и цилиндра; $\nu_{\text{ш}}$ и $\nu_{\text{ц}}$ — коэффициенты Пуассона; $\varepsilon = \frac{\Delta}{2}$ — радиальный зазор.

Среднее контактное давление $p_{\text{ср}}$ определяется как:

$$p_{\text{ср}} = \frac{q}{2 \cdot r_{\text{ш}}}$$

Максимальное контактное давление p_{\max} : $p_{\max} = K \cdot p_{\text{ср}}$.

Значения коэффициентов β и K в зависимости от половины угла контакта φ_0 представлены в таблице.

Для цилиндра и слоя стального покрытия штока упругие параметры имеют следующие значения: $E_{\text{ц}} = 2,15 \cdot 10^{11}$ Н/м², $E_{\text{ш}} = 1 \cdot 10^{11}$ Н/м², $\nu_{\text{ц}} = \nu_{\text{ш}} = 0,3$. Величина $\varepsilon = \Delta_0 / 2 = 10 \cdot 10^{-6}$ м.

Параметр

$$\beta = \frac{1,373 \cdot 10^6}{\pi \cdot 10 \cdot 10^{-6}} \left(\frac{1 - 0,3^2}{2,15 \cdot 10^{11}} + \frac{1 - 0,3^2}{1 \cdot 10^{11}} \right) = 0,5827.$$

Откуда по таблице определяется φ_0 и K :

$$\varphi_0 = 59,59^\circ; K = 1,4305.$$

Среднее контактное давление $p_{\text{ср}}$:

$$p_{\text{ср}} = \frac{1,373 \cdot 10^6}{2 \cdot 0,025} = 27,46 \cdot 10^6 \text{ Н/м}^2.$$

Максимальное контактное давление p_{\max} :

$$p_{\max} = 1,4305 \cdot 27,46 \cdot 10^6 = 27,46 \cdot 10^6 \text{ Н/м}^2.$$

Таблица — Значения коэффициентов β и K , полученные из данных работы [13]

φ_0	β	K
5	0,00191	14,604
10	0,00774	7,3224
15	0,0178	4,9058
20	0,0326	3,7048
25	0,053	2,9908
30	0,0801	2,5206
35	0,1159	2,1902
40	0,163	1,9478
45	0,2256	1,7642
50	0,3099	1,6224
55	0,427	1,5112
60	0,5965	1,4234
65	0,8581	1,354
70	1,3045	1,3006
75	2,2178	1,2624
80	5,0493	1,2432

Проведем исследование напряженного состояния в точке штока D .

Учитывая, что практически для любых штоков толщина покрытия незначительна по сравнению с размерами зоны сопряжения деталей, в первом приближении напряженное состояние в покрытии может быть описано с помощью стержневой модели [14] и в зоне сцепления покрытия с деталью может быть изображено с помощью элементарного параллелепипеда (рисунок 5).

Оценка прочностной надежности покрытия может быть проведена с помощью эквивалентного напряжения $\sigma_{\text{экв}}$, зависящего от вида напряженного состояния и определенного по одной из теорий

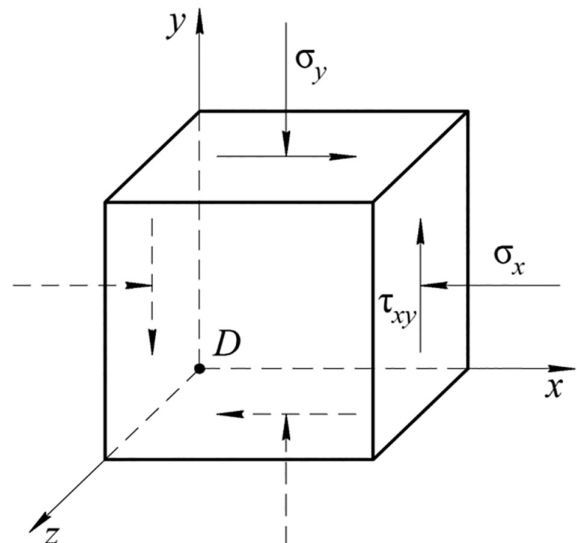


Рисунок 5 — Напряженное состояние в точке D штока

прочности [15]. Наиболее распространенной является теория прочности Мора, по которой

$$\sigma_{\text{экр}} = \sigma_1 - \nu\sigma_3, \quad (15)$$

где $\nu = \frac{\sigma_{\text{вп}}}{\sigma_{\text{вс}}}$ — отношение предела прочности при

растяжении к пределу прочности при сжатии материала покрытия; σ_1, σ_3 — максимальные и минимальные главные напряжения, действующие в зоне сцепления покрытия с основой.

Напряжение сжатия σ_x складывается из напряжений сжатия σ_{F_2} от сжимающей силы F_2 и σ_{F_1} от изгибающей силы F_1 :

$$\sigma_x = \sigma_{F_2} + \sigma_{F_1}. \quad (16)$$

Напряжение $\sigma_{F_2} = -\frac{F_2}{S_{\text{ш}}}$, где $S_{\text{ш}} = \frac{\pi \cdot d^2}{4}$ — площадь поперечного сечения штока.

Напряжение сжатия в точке D слоя покрытия штока от изгибающей силы F_1 :

$$\sigma_{F_1} = \alpha \frac{M_D}{W_{\text{изг}}}, \quad (17)$$

где $M_D = F_1 \cdot l_2$; $\alpha = \frac{E_{\text{н}}}{E_{\text{ш}}}$ — коэффициент, равный отношению модуля упругости покрытия к модулю

упругости материала штока; $W_{\text{изг}} = \frac{\pi \cdot d_{\text{ш}}^3}{32}$ — осевой момент сопротивления, который приближенно равен $W_{\text{изг}} \approx 0,1d^3$.

Напряжение $\sigma_x = \sigma_{F_2} + \sigma_{F_1}$.

Напряжение σ_y равно контактному напряжению p_{max} :

$$\sigma_y = -p_{\text{max}}.$$

Касательное напряжение

$$\tau_{xy} = f \cdot p_{\text{max}} = f \cdot \sigma_y. \quad (18)$$

Определяем главные напряжения в точке D :

$$\begin{aligned} \sigma_1 &= \sigma_z = 0; \\ \sigma_{2,3} &= \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} + \frac{1}{2} \cdot \sqrt{(\sigma_x - \sigma_y)^2 + 4\tau_{xy}^2}. \end{aligned}$$

Таким образом, эквивалентное напряжение определяется как:

$$\sigma_{\text{экр}} = \frac{1}{2} \left(\sigma_x + \sigma_y + \sqrt{(\sigma_x - \sigma_y)^2 + 4\tau_{xy}^2} \right). \quad (19)$$

С учетом того что:

$$\sigma_x = \frac{F_{\text{н}}}{d_{\text{ш}}^2} \left(\frac{\alpha \Delta}{0,1d_{\text{ш}}} \frac{l_2}{\pi} + \frac{4}{\pi} \right) = \frac{F_{\text{н}}}{d_{\text{ш}}^2} \left(\frac{E_{\text{н}} \Delta \cdot l_2}{E_{\text{ш}} 0,1d_{\text{ш}} l_1} + \frac{4}{\pi} \right); \quad (20)$$

$$\sigma_y = K \frac{l - l_1}{l_1^2 d_{\text{ш}}} \frac{AF_{\text{н}}}{l_1}, \quad (21)$$

выражение (19) перепишем в виде:

$$\begin{aligned} \sigma_{\text{экр}} &= \frac{1}{2} \frac{F_{\text{н}}}{d_{\text{ш}}^2} \left[\left(10 \frac{E_{\text{н}} \Delta l_2}{0,1E_{\text{ш}} d_{\text{ш}} l_1} + \frac{4}{\pi} \right) + K \frac{(l_2 - l_1) d_{\text{ш}} \Delta}{l_1^3} + \right. \\ &+ \left. \sqrt{\left(10 \frac{E_{\text{н}} \Delta l_2}{E_{\text{ш}} d_{\text{ш}} l_1} + \frac{4}{\pi} - K \frac{(l_2 - l_1) d_{\text{ш}} \Delta}{l_1^3} \right)^2 + 4f^2 \left(K \frac{l_2 - l_1}{l_1^2} \cdot \frac{d_{\text{ш}} \Delta}{l_1} \right)^2} \right]. \quad (22) \end{aligned}$$

Применение на практике результатов анализа.

Условие прочностной надежности покрытия по критерию прочности его сцепления с деталью имеет вид [12]:

$$\sigma_{\text{экр}} = \frac{\sigma_{\text{сц}}}{k_3} \text{ или } \sigma_{\text{экр}} k_3 \leq [\sigma_{\text{сц}}], \quad (23)$$

где $\sigma_{\text{сц}}$ — растягивающее напряжение (при нормально приложенной нагрузке), при котором происходит отрыв покрытия от основы, определяемое экспериментально (прочность сцепления на отрыв); k_3 — коэффициент запаса прочности, который можно принять как 1,15 для давлений рабочей жидкости в гидроцилиндрах до 25 МПа и равный 1,20 для более высоких давлений [3].

Выполним расчет для гидроцилиндра, имеющего следующие массогабаритные характеристики: полная масса 30,16 кг; внутренний диаметр 80мм; толщина стенки 7,5 мм; длина гидроцилиндра в моделируемом состоянии между осями проушин 1020 мм; диаметр штока 50 мм; давление в бесштоковой камере 20 МПа; осевая сила, действующая на шток равна $5 \cdot 10^4$ Н; зазор $\Delta = 20 \cdot 10^{-6}$ м; $l_1 = 0,075$ м; $l_2 = 0,8$ м. Модуль упругости покрытия (стальное покрытие, полученное гиперзвуковой металлизацией проволоками из сталей 40X13 м 95X18) — $1 \cdot 10^{11}$ Н/м²; модуль упругости материала штока и цилиндра — $2,15 \cdot 10^{11}$ Н/м².

Выражение для определения минимально возможной прочности сцепления покрытия со штоком имеет вид:

$$\begin{aligned} \sigma_{\text{сц}} &\geq \frac{k_3}{2} \cdot \frac{F_{\text{н}}}{d_{\text{ш}}^2} \left[\left(10 \frac{E_{\text{н}} \Delta l_2}{E_{\text{ш}} d_{\text{ш}} l_1} + \frac{4}{\pi} \right) + K \frac{(l_2 - l_1) d_{\text{ш}} \Delta}{l_1^3} + \right. \\ &+ \left. \sqrt{\left(10 \frac{E_{\text{н}} \Delta l_2}{E_{\text{ш}} d_{\text{ш}} l_1} + \frac{4}{\pi} - K \frac{(l_2 - l_1) d_{\text{ш}} \Delta}{l_1^3} \right)^2 + 4f^2 \left(K \frac{l_2 - l_1}{l_1^2} \cdot \frac{d_{\text{ш}} \Delta}{l_1} \right)^2} \right]. \quad (24) \end{aligned}$$

Подставив в уравнение (24) численные значения величин, определили, что прочность сцепления покрытий при восстановлении штока данного гидроцилиндра должна составлять не менее 29,7 МПа. В этом случае можно использовать технологии плазменного и газопламенного напыления стальных проволок, а также традиционную электродуговую металлизацию.

При уменьшении диаметра штока до 0,04 м и увеличении зазора до 30 мкм минимальная прочность сцепления составляет 47 МПа. Из этого следует, что гарантированный результат

может обеспечить только процесс гиперзвуковой металлизации.

Заключение. Разработанная методика определения необходимой и достаточной величины прочности сцепления покрытий, наносимых на поверхность штоков гидроцилиндров, позволяет с учетом напряженного состояния поверхности осуществить выбор наиболее эффективного и экономически целесообразного метода восстановления штока.

Список литературы

1. Кобзов, Д.Ю. Гидроцилиндры дорожных и строительных машин. Ч. 2. Условия эксплуатации, рабочий процесс, режим работы и параметры нагружения / Д.Ю. Кобзов, В.А. Тарасов, А.А. Трофимов. — Деп. в ВИНТИ 27.01.2011, № 3552-1399. — 108 с.
2. Дорожно-строительные машины и комплексы / под общ. ред. В.И. Боловнева. — Омск: Изд-во СибАДИ, 2001. — 528 с.
3. Савинкин, В.В. Повышение долговечности восстановленных деталей элементов гидропривода строительно-дорожных машин: дис. ... канд. техн. наук: 05.05.04. / В.В. Савинкин. — Омск, 2009. — 198 с.
4. Нураков, С.Н. Применение метода плазменного напыления для восстановления штоков гидроцилиндров / С.Н. Нураков, А.К. Томашец, В.В. Савинкин // Козыбаевские чтения. Ч. 1: Материалы респ. науч.-практ. конф. — Петропавловск: СКГУ, 2006. — С. 111–113.
5. Руденская, М.В. Упрочнение штока бурового насоса плазменным керамическим покрытием [Электронный ресурс]: магистерская диссертация / М.В. Руденская // СПбПУ; ИЭТС. — СПб, 2014.
6. Verstak, A. Activated Combustion HVOF Coatings for Protection against Wear and High Temperature Corrosion / A. Verstak, V. Baranovski // Proc. of the International Thermal Spray Conference 2003, Orlando, FL, USA, ASM International, Materials Park, Ohio, USA. — 2003. — Pp. 535–541.
7. Нефедьев, С.П. Плазменно-порошковая наплавка штоков гидроцилиндров белым износостойким чугуном / С.П. Нефедьев, А.Н. Морозов // Наука и образование. — 2014. — № 5. — С. 41–49.
8. Влияние фазового состава и термической обработки наплавленных слоев штоков гидроцилиндров на их локальную коррозию / А.А. Голякевич [и др.] // Вопросы материаловедения. — 2015. — № 1(81). — С. 133–142.
9. Восстановление штоков гидропрессов с помощью плазма-MIG наплавки / Н.А. Макаренко [и др.] // Машиностроение и инженерное образование. — 2010. — Вып. 2. — С. 9–13.
10. Величко, С.А. Технология восстановления штоков гидроцилиндров комбинированным методом / С.А. Величко, П.В. Чумаков // Сельский механизатор. — 2011. — № 7. — С. 36–37.
11. Корчмарь, А.Г. Разработка технологии восстановления и упрочнения электролитическими покрытиями длиномерных валов сельскохозяйственных машин: на примере штоков гидроцилиндров: дис. ... канд. техн. наук: 05.20.03 / А.Г. Корчмарь. — Кишинев, 1991. — 193 с.
12. Белоцерковский, М.А. Учет эксплуатационных нагрузок при выборе метода упрочнения-восстановления быстрознашивающихся деталей / М.А. Белоцерковский, А.М. Гоман // Механика машин, механизмов и материалов. — 2008. — № 1(2). — С. 74–77.
13. Усов, П.П. Определение зоны контакта и контактных напряжений при внутреннем соприкосновении цилиндрических тел / П.П. Усов // Машиноведение. — 1981. — № 6. — С. 75–81.
14. Демидов, С.П. Теория упругости / С.П. Демидов. — М.: Высш. шк., 1979. — 432 с.
15. Прочность, устойчивость, колебания: справ.: в 3 т. / под общ. ред. И.А. Биргера, Я.Г. Пановко. — М.: Машиностроение, 1968. — Т. 2. — 463 с.

BELOTSEKOVSKY Marat A., D. Sc. in Eng., Assoc. Prof.

Head of the Laboratory of Gas-Thermal Methods of Machine Components Hardening¹

E-mail: mbelotser@gmail.com

GOMAN Arkady M., Ph. D. in Eng.

Head of the Department of Dynamic Analysis and Vibrodiagnostics of Machines¹

E-mail: arcady.mih@tut.by

YALOVIK Alexander P.

Ph. D. Student¹

¹Joint Institute of Mechanical Engineering of National Academy of Sciences of Belarus, Minsk, Republic of Belarus

Received 29 March 2018.

EVALUATION OF THE APPLICABILITY OF THERMAL SPRAYING IN CASE OF RESTORING RODS OF HYDRAULIC CYLINDERS ACCORDING TO THE CRITERION OF ADHESION STRENGTH OF COATINGS UNDER OPERATION LOADS

A technique for determining the minimum required strength of the adhesion of coatings when restoring the rods of hydraulic cylinders using gas-thermal technologies is proposed. By calculation it is possible to choose the most effective and economically feasible method of rod restoration based on the conditions of its operation, dimensions and coating material.

Keywords: adhesion strength, coating, hydraulic cylinder rod, reliability

References

1. Kobzov D.Yu., Tarasov V.A., Trofimov A.A. *Gidrotsilindry dorozhnykh i stroitelnykh mashin. Chast 2. Usloviya ekspluatatsii, rabochiy protsess, rezhim raboty i parametry nagruzheniya* [Hydraulic cylinders for road and building machines. Part 2. Operating conditions, working process, operating mode and loading parameters]. Deposited in All-Russian Institute for Scientific and Technical Information on January 27, 2011, no. 3552–1399. 108 p.
2. Novikov A.N., Balovnev V.I., Kustarev G.V., Lokshin E.S. *Dorozhno-stroitelnye mashiny i komplekсы* [Road construction machines and complexes]. Omsk, SibADI Publ., 2001. 528 p.
3. Savinkin V.V. *Povyshenie dolgovechnosti vosstanovlennykh detaley elementov gidroprivoda stroitelno-dorozhnykh mashin*. Diss. kand. tekhn. nauk [Increase of durability of the restored details of hydraulic drive elements of construction and road machines. Ph. D. Thesis]. Omsk, 2009. 198 p.
4. Nurakov S.N., Tomashets A.K., Savinkin V.V. *Primenenie metoda plazmennogo napyleniya dlya vosstanovleniya shtokov gidrotsilindrov* [Application of the method of plasma sputtering for the restoration of rod hydraulic cylinders]. *Materialy respublikanskoj nauchno-prakticheskoy konferentsii "Kozybaevskie chteniya" 1 ch.* [Materials of the republican scientific and practical conference "Kozybaev Readings" P. 1]. Petropavlovsk, 2006, pp. 111–113.
5. Rudenskaya M.V. *Uprochnenie shtoka burovogo nasosa plazmennym keramicheskim pokrytiem*. Magisterskaya diss. [Hardening of the stem of the drilling pump with a plasma ceramic coating. Mas. Thesis]. St. Petersburg, 2014. 105 p.
6. Verstak A., Baranovski V. *Activated Combustion HVOF Coatings for Protection against Wear and High Temperature Corrosion. Proc. of the International Thermal Spray Conference 2003, Orlando, FL, USA*. Ohio, 2003, pp. 535–541.
7. Nefedev S.P., Morozov A.N. *Plazmenno-poroshkovaya naplavka shtokov gidrotsilindrov belym iznosostoykim chugunom* [Plasma-powder surfacing of rods of hydraulic cylinders with white wear-resistant cast iron]. *Nauka i obrazovanie* [Science and education], 2014, no. 5, pp. 41–49.
8. Golyakevich A.A., Orlov L.N., Student M.M., Pokhmurskaya G.V., Chervinskaya N.G. *Vliyanie fazovogo sostava i termicheskoy obrabotki naplavlennykh sloev shtokov gidrotsilindrov na ikh lokalnuyu korroziyu* [Influence of phase composition and heat treatment of welded layers of hydraulic cylinders rods on their local corrosion]. *Voprosy materialovedeniya* [Problems of Materials Science], 2015, no. 1(81), pp. 133–142.
9. Makarenko N.A., Lasovir V.N., Bogutskiy A.A., Granovsky N.A. *Vosstanovlenie shtokov gidroressov s pomoshchyu plazma-MIG naplavki* [Restoration of hydraulic press rods by means of plasma-MIG surfacing]. *Mashinostroenie i inzhenernoe obrazovanie* [Mechanical engineering and engineering education], 2010, no. 2, pp. 9–13.
10. Velichko S.A., Chumakov P.V. *Tekhnologiya vosstanovleniya shtokov gidrotsilindrov kombinirovannym metodom* [Technology of restoration of hydraulic cylinder rods by a combined method]. *Selskiy mekhanizator* [Farm machinery operator], 2011, no. 7, pp. 36–37.
11. Korchmar A.G. *Razrabotka tekhnologii vosstanovleniya i uprochneniya elektroliticheskimi pokrytiyami dlinnomernykh valov selskokhozyaystvennykh mashin: na primere shtokov gidrotsilindrov*. Diss. kand. tekhn. nauk [Development of technology of restoration and hardening by electrolytic coatings of long-length shafts of agricultural machines: on the example of rod cylinders. Ph. D. Thesis]. Kishinev, 1991. 193 p.
12. Belotserkovsky M.A., Goman A.M. *Uchet ekspluatatsionnykh nagruzok pri vybore metoda uprochneniya-vosstanovleniya bystroiznashivayushchikhsya detaley* [Accounting of operational loads when choosing the method of hardening-recovery of wearing parts]. *Mekhanika mashin, mekhanizmov i materialov* [Mechanics of machines, mechanisms and materials], 2008, no. 1(2), pp. 74–77.
13. Usov P.P. *Opreделение зоны контакта i kontaktnykh napryazheniy pri vnutrennem soprikosnovenii tsilindricheskikh tel* [Determination of contact zone and contact stresses at internal contact of cylindrical bodies]. *Mashinovedenie* [Machine Science], 1981, no. 6, pp. 75–81.
14. Demidov S.P. *Teoriya uprugosti* [Theory of Elasticity]. Moscow, Vysshaya Shkola Publ., 1979. 432 p.
15. Birger I.A., Panovko G.G. *Prochnost, ustoychivost, kolebaniya: spravochnik: v 3 t.* [Strength, stability, fluctuations. Reference book (in 3 volumes)]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1968, vol. 2. 463 p.