

Sample's grinding after heat treatment for receiving measures was made on the automatic cylindrical grinding machine 3B12 with grindstone ЭВ25СМ1К with high cooling of water emulsion for the next working conditions: speed of grindstone spinning $V_{кр} = 39,5$ m/c, speed of detail's spinning $V_{\partial} = 31$ m/c, longitudinal feed $S_{но} = 0,2$ m/c, cross-feed $S_{но} = 0,006$ mm/c.

Tempering of white layer caused increasing of steel resistance to corrosion cracking [1]. So tempered white layer received after mechanical and ultrasonic finishing of steel 40 (Chr), increasing resistance to corrosion cracking compare with white layer without additional heat treatment on 5% [2]. In our case increasing reached 19% in comparison with white layer without additional heat treatment, what is explained of emission fine-dyspersated carbides in the process of prolonged tempering.

REFERENCES

1. Руденко, П. А. Отделочные операции в машиностроении : справ. / П. А. Руденко, М. Н. Шуба, В. А. Огнivec. – Киев : Техника, 1985. – 136 с.
2. Herring, C. Diffuzinal viscosity of a polycrystalline solid / C. Herring // J. Appl. Phys. – 1950. – 21. – № 4. – P. 437–471.

УДК 622. 242

ВЛИЯНИЕ ИЗНОСА НАПРАВЛЯЮЩИХ КРЕЙЦКОПФА ПОРШНЕВОГО НАСОСА НА ЕГО КИНЕМАТИЧЕСКИЕ ПАРАМЕТРЫ

В. В. Остапович

*Ивано-Франковский национальный технический университет
нефти и газа, г. Ивано-Франковск, Украина*

Поршневые насосы нашли широкое применение в роторном и турбинном бурении нефтяных и газовых скважин, в системах поддержания пластового давления при добыче нефти, а также в нефтепереработке в связи с тем, что насосы других типов оказываются непригодными вследствие интенсивного износа деталей гидравлической части. Особенно повышенные требования предъявляются к надежности насосной установки при бурении скважин, поэтому используют два насоса, один из которых является резервным, так как технологический процесс бурения является непрерывным.

В работе [1] уделялось большое внимание повышению долговечности деталей гидравлической части поршневых насосов: втулок, поршней, штоков, уплотнений штоков, клапанов, которые подвергаются различным видам изнашивания и являются сменными деталями без учета износа деталей механической приводной части. Наши обследования насосов показали, что износ деталей

возвратно-поступательной пары кривокопф (ползун) – направляющие приводит к существенному снижению срока службы деталей гидравлической части.

Приводом поршневых насосов является кривошипно-ползунный механизм с одной степенью свободы (рис.).

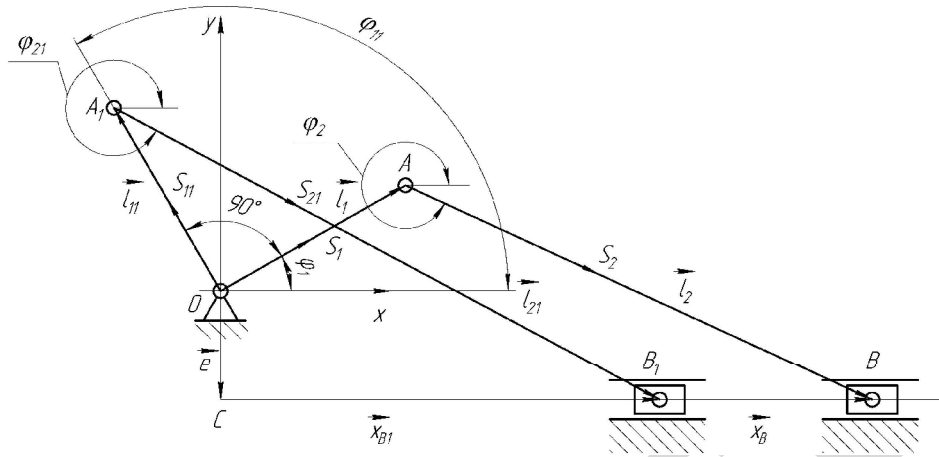


Рис. Расчетная схема

Для исследования влияния смещения ползуна двухцилиндрового насоса двойного действия (кривошипы смещены на угол $\pi/2$) на кинематические параметры были составлены уравнения замкнутых векторных контуров $OABCO$ и $OA_1B_1C_1O$. Для упрощения изложения материала приведены формулы для одного контура:

$$x_B = l_1 \cos \varphi_1 + \sqrt{l_2^2 - (l_1 \sin \varphi_1 + e)^2}, \quad (1)$$

где l_1, l_2 – длина кривошипа и шатуна соответственно;

φ_1 – угол поворота кривошипа;

e – смещение оси ползуна вследствие износа.

В результате решения уравнения (1) получены зависимости изменения скорости и ускорения от величины износа, соответственно:

$$x'_B = l_1 (\operatorname{tg} \varphi_2 \cos \varphi_1 - \sin \varphi_1); \quad y'_B = 0, \quad (2)$$

где $\varphi_2 = \arcsin \left(\frac{-l_1 \sin \varphi_1 - e}{l_2} \right)$ – угол поворота шатуна;

x'_B, y'_B – проекции аналогов скорости ползуна;

$$x''_B = l_1 \left(\frac{\cos \varphi_1}{\cos^2 \varphi_2} \varphi_2' - \operatorname{tg} \varphi_2 \sin \varphi_1 - \cos \varphi_1 \right); \quad y''_B = 0, \quad (3)$$

где x''_B, y''_B – проекции аналогов ускорения ползуна;

$\varphi_2' = -\frac{l_1 \cos \varphi_1}{l_2 \cos \varphi_2}$ – аналог угловой скорости шатуна.

При помощи полученных зависимостей были рассчитаны численные значения скорости и ускорения, а также построены графики для реальных геометрических размеров деталей насоса УНБ–600, наведенных в [2].

Таким образом, рассчитанные значения скорости и ускорения ползуна следует использовать при проведении лабораторных испытаний материалов на изнашивание для деталей насоса.

ЛИТЕРАТУРА

1. Литвинов, В. М. Повышение надежности нефтепромысловых насосов / В. М. Литвинов. – М. : Недра, 1978. – 191 с. – (Надежность и качество).
2. Зыков, В. Г. Насос буровой УНБ–600: каталог запасных частей к нефтяному оборудованию / В. Г. Зыков [и др.]. – М. : Недра, 1989. – 31 с.

УДК 622.692.4

УРАВНЕНИЯ ДИНАМИКИ НАСОСНОЙ УСТАНОВКИ ДЛЯ ПЕРЕКАЧКИ НЕФТИ

С. В. Самоленков, О. В. Кабанов

*Санкт-Петербургский государственный горный университет
им. Г. В. Плеханова, г. Санкт-Петербург, Российская Федерация*

Одним из наиболее эффективных способов регулирования режимов работы магистральных нефтепроводов является частотное регулирование скорости вращения электродвигателей магистральных насосов.

Применение плавного регулирования частоты вращения роторов насосов на НПС магистральных нефтепроводов облегчает синхронизацию работы станций, позволяет полностью исключить обточку рабочих колес, применение сменных роторов, а также избежать гидравлических ударов в нефтепроводе. При этом повышается качество переходных процессов при запуске и остановке насосных агрегатов.

В работе представлена математическая модель запуска и остановки центробежного насоса, работающего в составе нефтеперекачивающей станции и снабженного частотно-регулируемым приводом.

Рассмотрены вопросы пуска и остановки при работе на закрытую и открытую задвижку.

При составлении математического описания использованы напорная характеристика магистрального насоса при изменении скорости вращения

вала ротора $H = \left(\frac{\omega}{\omega_0}\right)^2 f\left(Q \frac{\omega_0}{\omega}\right)$ и характеристика его КПД $\eta = f\left(Q \frac{\omega_0}{\omega}\right)$

Получена зависимость момента вращения вала насоса $M = f(Q, \omega)$: