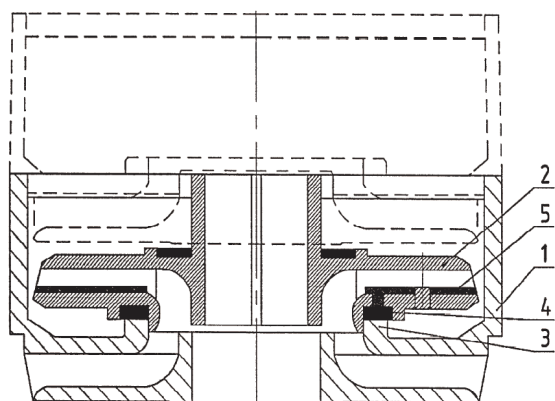


Недостаток СВМПЭ – низкая термостойкость. При температуре выше 100 °С может появиться пластичность.

На рис. 6 показаны элементы ступени насосного оборудования и варианты усиления рабочих органов с помощью СВМПЭ.



**Рис. 6. Ступень электроцентробежного насоса:** 1 – направляющий аппарат; 2 – рабочее колесо; 3 – опорный бурт; 4 – антифрикционная шайба из СВМПЭ; 5 – металлический диск.

Основными элементами ступени, подвергающимися наибольшему износу, являются рабочее колесо и направляющий аппарат. Поэтому в первую очередь с помощью СВМПЭ усиливаются именно эти детали электроцентробежного насоса. Существует много способов покрытия рабочих органов насоса СВМПЭ, но наилучшей технологией является метод горячей напрессовки или напыление данного полимера [3].

## Литература

1. В.Я. Кершенбаум. Механо-термическое формирование поверхностей трения. М.: Машиностроение, 1987.
2. Л.П. Гряно, А.Н. Папира. Лопастные насосы. Л.: Машиностроение, 1975.
3. Г.Е. Селютин, Ю.Ю. Гаврилов, Е.Н. Воскресенская, В.А. Захаров, В.И. Никитин, В.А. Полубояров. Композиционные материалы на основе СВМПЭ: свойства, перспективы использования. Красноярск: ИХХТ СО РАН РФ, 2010. 143 с.

УДК 69.002.51.192:621.225.2

*Д.Ю. Кобзов\*, И.О. Кобзова, Д. Лханаг*

## РАСЧЕТ НАПРАВЛЯЮЩИХ КАЧЕНИЯ ГИДРОЦИЛИНДРА

*Предлагается расчет направляющих качения гидроцилиндра.*

**Ключевые слова:** гидроцилиндр, направляющие качения.

Повышение уровня рабочего давления в гидросистемах и увеличение геометрических размеров штока, поршня, корпуса гидроцилиндра, сопровождающееся значительным ростом нагрузок на его основные элементы, резко снижает надежность гидроцилиндра и уменьшает ресурс его работоспособности. Последнее обусловлено увеличением напряжений в элементах цилиндра и резким возрастанием реакций в сопряжениях «поршень – гильза» и «шток – направляющая втулка» гидроцилиндра. Это, в свою очередь, приводит к повышению интенсивности изнашивания трущихся элементов гидроцилиндра, увеличению их износа и росту зазоров в герметизируемых сопряжениях. В условиях наличия

значительного количества абразива в рабочей среде проявление этих явлений интенсифицируется. К повреждениям гидроцилиндра, вызванным действием абразива, относятся риски, царапины, задиры на движущихся уплотняемых поверхностях, царапины и задиры на поверхностях поршня и направляющей втулки. Это, главным образом, сказывается на герметизирующей способности гидроцилиндра и его надежности в целом. Использование пылезащитных манжет в качестве средств предотвращения попадания абразива в гидроцилиндр значительного положительного эффекта не дает.

\* - автор, с которым следует вести переписку.

Названные недостатки могут быть устранены путем замены направляющих скольжения на направляющие качения.

Известны технические решения [1 – 3], где в качестве тел качения рекомендуется использовать шарики, которые предлагается устанавливать в кольцевые канавки поршня и втулки гидроцилиндра. При этом кольцевой зазор в подвижных сопряжениях «поршень – гильза» и «шток – направляющая втулка» должен минимально превышать возможные размеры абразивных частиц, поступающих в зону трения, что позволит твердым частицам свободно проходить через сопряжения, не вызывая микрорезания и микродеформирования герметизируемых поверхностей.

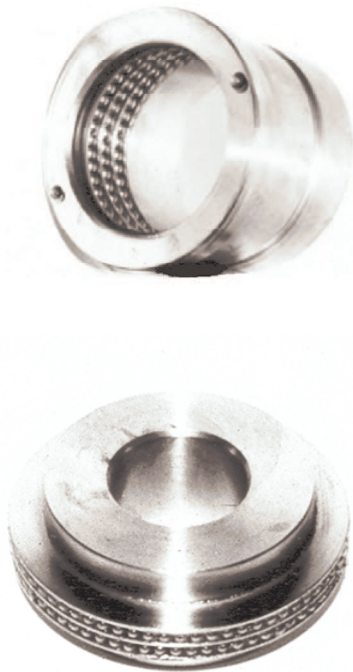


Рис. 1. Втулка и поршень гидроцилиндра с шариками.

Работоспособность таких элементов обеспечивается тем, что внутренние опорные поверхности канавок имеют двусторонний наклон с углом к движущейся уплотняемой поверхности, минимально превышающим сумму углов трения шарика с контактирующими поверхностями, в которой угол трения шарика с движущейся уплотняемой поверхностью больше суммы остальных.

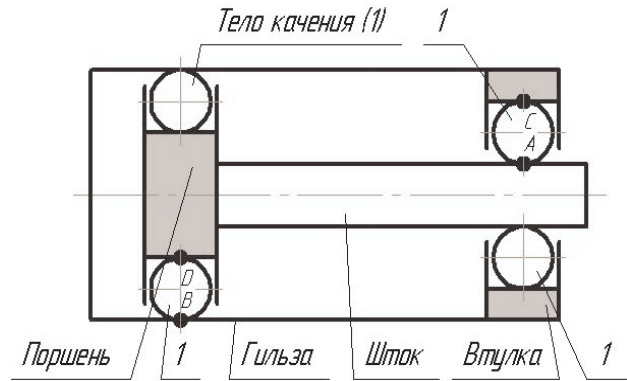


Рис. 2. Расположение тел качения в сопряжениях гидроцилиндра.

К основным характеристикам геометрии контактирующих поверхностей сопряжения относятся (рис. 4.1) радиусы тела качения в плоскости I –  $R_{0-I}$  и  $R_{0-II}$  в плоскости II, а также радиусы тела, по которому осуществляется перекачивание (поршень – 1, шток – 2, гильза – 3 и направляющая втулка – 4) в плоскости I –  $R_{1,2,3,4-I}$  и  $R_{1,2,3,4-II}$  в плоскости II. Тогда радиусы кривизны этих тел соответственно равны:

$$\rho_{0-I} = \frac{1}{R_{0-I}}; \quad \rho_{0-II} = \frac{1}{R_{0-II}};$$

$$\rho_{2-I} = \frac{1}{R_{1,2,3,4-I}}; \quad \rho_{2-II} = \frac{1}{R_{1,2,3,4-II}}, \quad (1)$$

а сумма кривизн в точке касания соприкасающихся элементов сопряжения произвольной формы равна

$$\sum \rho = \rho_{0-I} + \rho_{0-II} + \rho_{1,2,3,4-I} + \rho_{1,2,3,4-II}. \quad (2)$$

При этом полагается, что радиус кривизны имеет знак «+» для выпуклой поверхности и знак «-» для вогнутой [4, 5].

Кроме названных радиусов, контактное взаимодействие характеризуется [6] геометрическими параметрами A и B кривизн, зависящими от главных кривизн каждой из соприкасающихся деталей и описываемые выражениями:

– при  $(\rho_{0-I} + \rho_{1,2,3,4-I}) \leq (\rho_{0-II} + \rho_{1,2,3,4-II})$

$$A = \frac{1}{2}(\rho_{0-I} + \rho_{1,2,3,4-I}) \text{ и}$$

$$B = \frac{1}{2}(\rho_{0-II} + \rho_{1,2,3,4-II}); \quad (3)$$

– при  $(\rho_{0-I} + \rho_{1,2,3,4-I}) > (\rho_{0-II} + \rho_{1,2,3,4-II})$

$$A = \frac{1}{2}(\rho_{0-II} + \rho_{1,2,3,4-II}) \text{ и}$$

$$B = \frac{1}{2}(\rho_{0-I} + \rho_{1,2,3,4-I}), \quad (4)$$

а также обобщенным геометрическим параметром

$$\cos \tau = \frac{B - A}{B + A}. \quad (5)$$

Напряженно-деформированное состояние сжатых упругих тел в пределах зоны упругих деформаций в местах контакта описывается [4 – 6] формулами Герца для следующих условий:

- площадки контакта весьма малы по сравнению с поверхностями соприкасающихся тел;
- материалы соприкасающихся тел однородны и изотропны, модули упругости и коэффициенты Пуассона одинаковы;
- силы давления нормальны к поверхностям соприкасающихся тел.

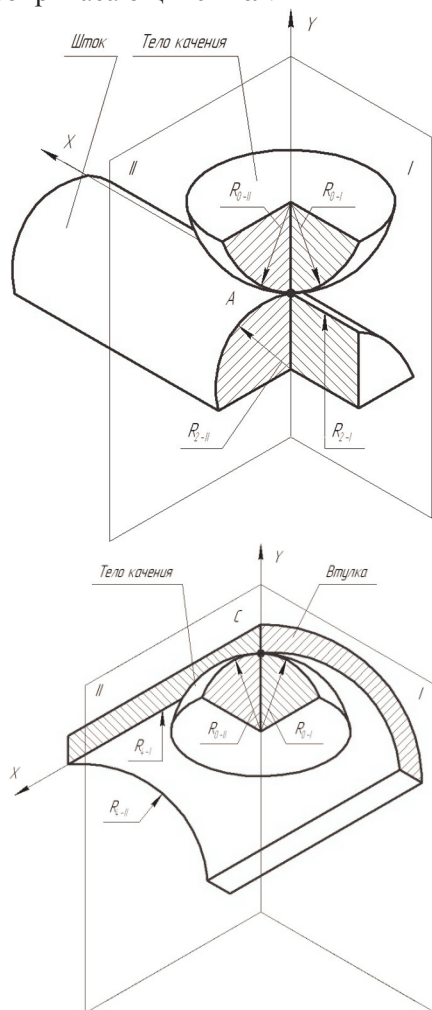


Рис. 3. Контакт шарика со штоком и втулкой.

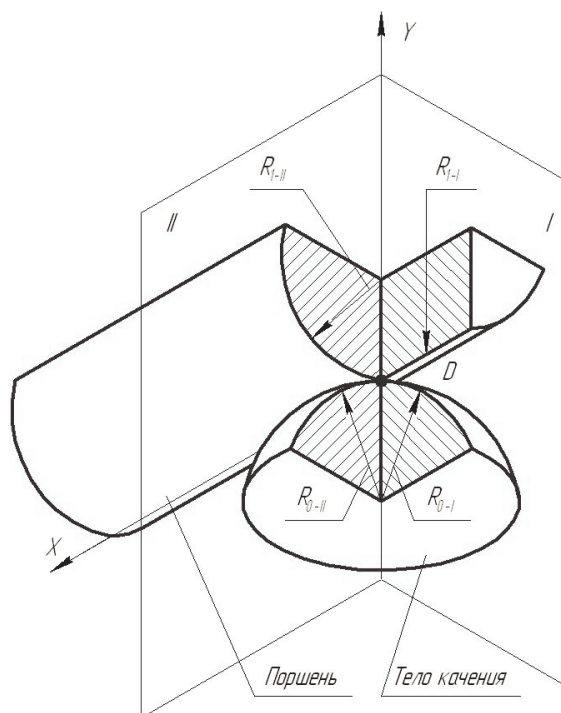
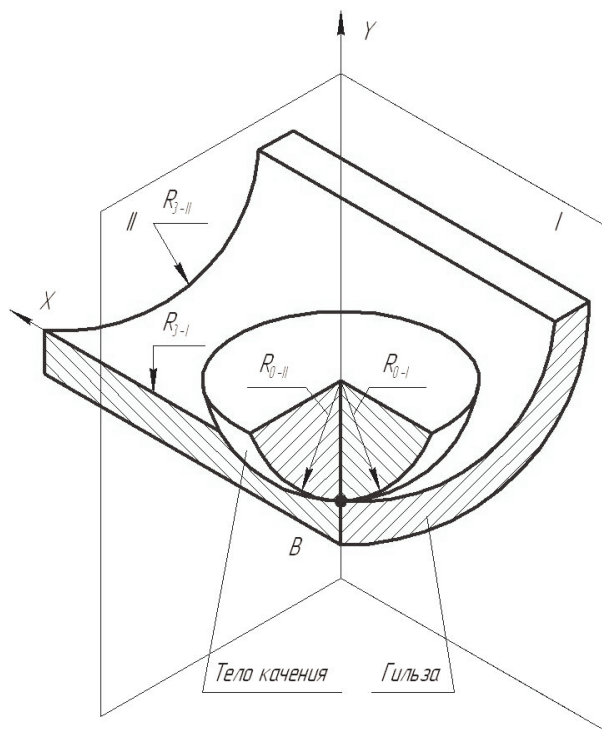


Рис. 4. Контакт шарика с гильзой и поршнем.

Названные геометрические параметры для перечисленных точек контакта с учетом выражений (1) – (5) соответственно составили:

– для контакта «шарик – шток» при

$$(\rho_{0-I} + \rho_{2-I}) \leq (\rho_{0-II} + \rho_{2-II}) :$$

$$R_{0-I} = \frac{d_{0-I}}{2}; R_{0-II} = \frac{d_{0-II}}{2}; R_{2-II} = \frac{D_{2-II}}{2};$$

$$R_{2-I} = \frac{D_{2-I}}{2} = \infty;$$

$$\rho_{0-I} = \frac{2}{d_{0-I}}; \rho_{0-II} = \frac{2}{d_{0-II}}; \rho_{2-II} = \frac{2}{D_{2-II}};$$

$$\rho_{2-I} = 0;$$

$$A = \frac{1}{2}(\rho_{0-I} + \rho_{2-I}) = \frac{1}{2}\left(\frac{2}{d_{0-I}} + 0\right) = \frac{1}{d_{0-I}};$$

$$B = \frac{1}{2}(\rho_{0-II} + \rho_{2-II}) = \frac{1}{2}\left(\frac{2}{d_{0-II}} + \frac{2}{D_{2-II}}\right) =$$

$$= \frac{1}{d_{0-II}} + \frac{1}{D_{2-II}};$$

$$\sum \rho = \rho_{0-I} + \rho_{2-I} + \rho_{0-II} + \rho_{2-II} = \frac{2}{d_{0-I}} + 0 +$$

$$+ \frac{2}{d_{0-II}} + \frac{2}{D_{2-II}};$$

$$\cos \tau = \frac{B-A}{B+A} = \frac{\frac{1}{d_{0-II}} + \frac{1}{D_{2-II}} - \frac{1}{d_{0-I}}}{\frac{1}{d_{0-II}} + \frac{1}{D_{2-II}} + \frac{1}{d_{0-I}}},$$

где:  $d_{0-I}, d_{0-II}$  – диаметр шарика в плоскостях I и II соответственно и  $D_{2-I}, D_{2-II}$  – размер штока соответственно в плоскостях I и II;  
– для контакта «шарик – втулка» при  $(\rho_{0-I} + \rho_{2-I}) > (\rho_{0-II} + \rho_{2-II})$  :

$$R_{0-I} = \frac{d_{0-I}}{2}; R_{0-II} = \frac{d_{0-II}}{2}; R_{4-I} = \frac{D_{4-I}}{2} = \infty;$$

$$R_{4-II} = \frac{D_{4-II}}{2};$$

$$\rho_{0-I} = \frac{2}{d_{0-I}}; \rho_{0-II} = \frac{2}{d_{0-II}}; \rho_{4-I} = 0;$$

$$\rho_{4-II} = -\frac{2}{D_{4-II}};$$

$$A = \frac{1}{2}(\rho_{0-II} + \rho_{4-II}) = \frac{1}{2}\left(\frac{2}{d_{0-II}} - \frac{2}{D_{4-II}}\right) =$$

$$= \frac{1}{d_{0-II}} - \frac{1}{D_{4-II}};$$

$$B = \frac{1}{2}(\rho_{0-I} + \rho_{4-I}) = \frac{1}{2}\left(\frac{2}{d_{0-I}} + 0\right) = \frac{1}{d_{0-I}};$$

$$\sum \rho = \rho_{0-I} + \rho_{0-II} + \rho_{4-I} + \rho_{4-II} = \frac{2}{d_{0-I}} +$$

$$+ \frac{2}{d_{0-II}} + 0 - \frac{2}{D_{4-II}};$$

$$\cos \tau = \frac{B-A}{B+A} = \frac{\frac{1}{d_{0-I}} - \frac{1}{d_{0-II}} - \frac{1}{D_{4-II}}}{\frac{1}{d_{0-I}} + \frac{1}{d_{0-II}} - \frac{1}{D_{4-II}}},$$

где:  $d_{0-I}, d_{0-II}$  – диаметр шарика в плоскостях I и II соответственно и  $D_{4-I}, D_{4-II}$  – ширина и диаметр канавки втулки соответственно в плоскостях I и II;

– для контакта «шарик-гильза» при  $(\rho_{0-I} + \rho_{3-I}) > (\rho_{0-II} + \rho_{3-II})$  :

$$R_{0-I} = \frac{d_{0-I}}{2}; R_{0-II} = \frac{d_{0-II}}{2}; R_{3-I} = \frac{D_{3-I}}{2} = \infty;$$

$$R_{3-II} = \frac{D_{3-II}}{2};$$

$$\rho_{0-I} = \frac{2}{d_{0-I}}; \rho_{0-II} = \frac{2}{d_{0-II}}; \rho_{3-I} = 0;$$

$$\rho_{3-II} = -\frac{2}{D_{3-II}};$$

$$A = \frac{1}{2}(\rho_{0-II} + \rho_{3-II}) = \frac{1}{2}\left(\frac{2}{d_{0-II}} - \frac{2}{D_{3-II}}\right) =$$

$$= \frac{1}{d_{0-II}} - \frac{1}{D_{3-II}};$$

$$B = \frac{1}{2}(\rho_{0-I} + \rho_{3-I}) = \frac{1}{2}\left(\frac{2}{d_{0-I}} + 0\right) = \frac{1}{d_{0-I}};$$

$$\sum \rho = \rho_{0-I} + \rho_{0-II} + \rho_{3-I} + \rho_{3-II} =$$

$$= \frac{2}{d_{0-I}} + \frac{2}{d_{0-II}} + 0 - \frac{2}{D_{3-II}};$$

$$\cos \tau = \frac{B-A}{B+A} = \frac{\frac{1}{d_{0-I}} - \frac{1}{d_{0-II}} - \frac{1}{D_{3-II}}}{\frac{1}{d_{0-I}} + \frac{1}{d_{0-II}} - \frac{1}{D_{3-II}}},$$

где:  $d_{0-I}, d_{0-II}$  – диаметр шарика в плоскостях I и II соответственно и  $D_{3-I}, D_{3-II}$  – размер гильзы соответственно в плоскостях I и II;

– для контакта «шарик – поршень» при

$$(\rho_{0-I} + \rho_{1-I}) \leq (\rho_{0-II} + \rho_{1-II}) :$$

$$R_{0-I} = \frac{d_{0-I}}{2}; R_{0-II} = \frac{d_{0-II}}{2}; R_{1-II} = \frac{D_{1-II}}{2};$$

$$R_{1-I} = \frac{D_{1-I}}{2} = \infty;$$

$$\rho_{0-I} = \frac{2}{d_{0-I}}; \rho_{0-II} = \frac{2}{d_{0-II}}; \rho_{1-II} = \frac{2}{D_{1-II}};$$

$$\rho_{1-I} = 0;$$

$$A = \frac{1}{2}(\rho_{0-I} + \rho_{1-I}) = \frac{1}{2} \left( \frac{2}{d_{0-I}} + 0 \right) = \frac{1}{d_{0-I}};$$

$$B = \frac{1}{2}(\rho_{0-II} + \rho_{1-II}) = \frac{1}{2} \left( \frac{2}{d_{0-I}} + \frac{2}{D_{1-II}} \right) =$$

$$= \frac{1}{d_{0-I}} + \frac{1}{D_{1-II}};$$

$$\sum \rho = \rho_{0-I} + \rho_{1-I} + \rho_{0-II} + \rho_{1-II} = \frac{2}{d_{0-I}} + 0 +$$

$$+ \frac{2}{d_{0-II}} + \frac{2}{D_{1-II}};$$

$$\cos \tau = \frac{B-A}{B+A} = \frac{\frac{1}{d_{0-I}} + \frac{1}{D_{1-II}} - \frac{1}{d_{0-I}}}{\frac{1}{d_{0-I}} + \frac{1}{D_{1-II}} + \frac{1}{d_{0-I}}},$$

где:  $d_{0-I}, d_{0-II}$  – диаметр шарика в плоскостях I и II соответственно и  $D_{1-I}, D_{1-II}$  – ширина и диаметр канавки поршня соответственно в плоскостях I и II.



Рис. 5. Варианты исполнения поршня с шариками.

Последняя величина ( $\cos \tau$ ) нужна для нахождения справочных параметров сопряжения  $\mu$  и  $\nu$  [4, 5], необходимых для определения площади  $F$  эллиптической площадки контакта сопряженных элементов

$$F = \pi \mu \nu \sqrt[3]{\left( \frac{3(1-\varepsilon^2)}{E \sum \rho} P_0 \right)^2}, \quad (6)$$

в которой  $E$  – модуль Юнга;  $\varepsilon$  – коэффициент Пуассона и  $P_0$  – максимальное усилие, воспринимаемое наиболее нагруженным шариком и найденное с учетом количества  $Z$  несущих шариков [7] и числа  $n$  рядов шариков из выражения

$$P_0 = \frac{kR}{nZ}. \quad (7)$$

В нем  $k$  – коэффициент, зависящий от количества и размеров шариков в одном ряду сопряжения [4 – 7], а  $R$  – нагрузка в подвижном сопряжении гидроцилиндра.

Контактные напряжения и условие прочности с учетом записей (6) и (7) можно представить в виде

$$\sigma_{CM} = \frac{P_0}{F} \leq [\sigma_{CM}], \quad (8)$$

где  $[\sigma_{CM}]$  – допускаемые напряжения при смятии.



В случае, когда условие (8) не выполняется, необходимо либо изменить диаметр шарика, либо увеличить число рядов в сопряжении в зависимости от конструкции и размеров конкретного гидроцилиндра (рис. 5).

*Литература*

1. Исполнительный гидроцилиндр: а.с. 1070363 СССР. № 7268863; заявл. 01.12.62; опубл. 01.12.63, Бюл. № 17.4 с.
2. Гидроцилиндр: а.с. 1333890. Н.О. Климакин и А.И. Иванов. 1987.
3. А.с. СССР №1807256. МКИ F15B15/14. Гидроцилиндр. Д.Ю. Кобзов, В.А. Рукавиш-

ников, А.П. Сергеев и др. 1993.

4. Спришевский А.И. Подшипники качения. М.: Машиностроение, 1968. 632 с.
5. Перель Л. Я. Подшипники качения: Расчёт, проектирование и обслуживание опор: справочник. 2-е изд., перераб. и доп. М.: Машиностроение, 1992. 606 с.
6. Леликов О.П. Валы и опоры с подшипниками качения. Конструирование и расчёт: справочник. М.: Машиностроение, 2006. 640 с.
7. Шелофаст В.В. Основы проектирования машин. М.:АПМ, 2000. 467 с.

УДК 69.002.51.192:621.225.2

*Д.Ю. Кобзов\*, А.Ю. Кулаков, Д. Лханаг*

**О БОРТОВОМ ДИАГНОСТИРОВАНИИ ГИДРОЦИЛИНДРОВ  
ПО ПАРАМЕТРАМ НЕСУЩЕЙ СПОСОБНОСТИ**

*Предложены системы встроенного диагностирования гидроцилиндров.*

**Ключевые слова:** гидросистема, гидроцилиндр, диагностирование.

Известные методы получения информации о техническом состоянии гидроцилиндров основаны на контроле, главным образом, параметров герметичности гидроцилиндра [1, 2]. Однако с ростом его типоразмера резко возрастает число отказов по причине прочностных разрушений несущих элементов, то есть потери гидроцилиндром несущей (нагрузочной) способности [3 – 6].

Информацию о состоянии несущей способности можно получать путем контроля параметров взаимного расположения штока и корпуса гидроцилиндра, то есть по угловой несоосности его штока и корпуса, в качестве контролируемой составляющей, которой целесообразно использовать угол этой несоосности [1, 4, 6]. Непрерывный контроль за изменением взаимного расположения штока и корпуса (гильзы) гидроцилиндра позволит избежать таких полных, явных отказов, как заклинивание его элементов [4, 6].

Несущая способность, отображаемая напряженно-деформированным состоянием продольно-поперечно нагруженного гидроци-

линдра, аналитически описывается двумя уравнениями [1, 4, 5, 7, 9]:

$$\sigma_i(x) = \frac{P}{F(x)} + \frac{M_Q(x)}{W(x)} + \frac{M_R(x)}{W(x)} + \frac{P \cdot e(x)}{W(x)} + \frac{P \cdot y_T(x)}{W(x)}; \tag{1}$$

$$y_T(x) = y_\alpha(x) + y_\beta(x) + y_\gamma(x) + y_\delta(x) + y_R(x) + y_Q(x) + y_P(x) = y_{TO}(x) + y_\delta(x) + y_R(x) + y_P(x). \tag{2}$$

В уравнении (1) первое слагаемое дает величину нормального напряжения от действия продольного сжимающего нагрузки  $P$ , второе – величину наибольших напряжений сжатия, вызванных действием поперечной нагрузки  $M_Q(x)$ , третье слагаемое – величину напряжений сжатия, вызванных действием силового поворота элементов в опорах гидроцилиндра, четвертое и пятое – то же, вызванные дополнительным изгибом гидроцилиндра при наличии эксцентриситета  $e(x)$  в его опорах и от действия продольного сжимающего усилия  $P$ .