

Д.Ю. Кобзов, В.В. Жмуров

## МЕХАНИЗМ ОБРАЗОВАНИЯ ЭКСЦЕНТРИСИТЕТА В ОПОРАХ ГИДРОЦИЛИНДРА И ПУТИ ЕГО СНИЖЕНИЯ

Гидропривод широко применяется в различных областях машиностроения, в том числе на одноковшовых гидрофицированных машинах. При этом конструкция привода поворота ковша (рис. 1) у большей части машин идентична. Одним из наименее надёжных элементов привода является гидроцилиндр [1].

Тенденция развития машиностроения, предполагающая увеличение мощностей машин за счёт повышения давления рабочей жидкости, увеличения хода штока и размеров гидроцилиндра, приводит к увеличению действующих на него нагрузок и ведёт к снижению надёжности гидроцилиндра [1, 2].

Повышение нагрузок, действующих на конструктивные элементы гидроцилиндров, привело к тому, что участились случаи их отказов из-за разрушения деталей в результате потери ими прочности. В этих условиях в число основных параметров технического состояния гидроцилиндров наряду с параметрами герметичности выдвигаются параметры нагрузочной способности [1, 2].

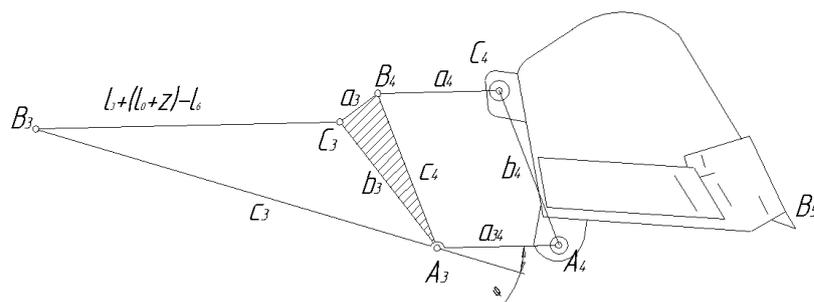


Рис. 1. Расчётная схема существующего привода поворота ковша одноковшовой гидрофицированной машины

Напряжённно-деформированное состояние продольно-поперечно нагруженного гидроцилиндра (рис. 2) принято описывать напряжениями [2-4]

$$\sigma(x) = \frac{P_S}{F(x)} + \frac{M_Q(x)}{W(x)} + \frac{P_S \cdot y_T(x)}{W(x)} + \frac{P_S \cdot e(x)}{W(x)} \quad (1)$$

и полным (суммарным) прогибом [2-4]

$$y_T(x) = y_\alpha(x) + y_\beta(x) + y_Q(x) + y_P(x) \quad (2)$$

В уравнении (1) первое слагаемое даёт величину нормального напряжения от действия продольного сжимающего усилия  $P_S$ ; второе - величину наибольших напряжений сжатия, вызванных изгибом гидроцилиндра от действия поперечной нагрузки  $M_Q(x)$ ; третье - величину напряжений сжатия, вызванное дополнительным изгибом гидроцилиндра от действия продольного сжимающего усилия  $P_S$  и четвёртое - то же, вызванное дополнительным изгибом гидроцилиндра при наличии эксцентриситета  $e(x)$  в местах приложения усилия  $P_S$ . В уравнении (1):  $F(x)$  - площадь поперечного сечения гидроцилиндра;  $W(x)$  - осевой момент сопротивления сечения гидроцилиндра;  $M_Q(x)$  - изгибающий момент от действия поперечной нагрузки (веса гидроцилиндра);  $y_T(x)$  - полный прогиб гидроцилиндра в результате его продольно-поперечного усилия.

В уравнении (2)  $y_\alpha(x)$  - прогиб гидроцилиндра в результате наличия у него угловой несоосности его элементов;  $y_\beta(x)$  - то же вследствие начального и возможного эксплуатационного искривления его длинномерных элементов;  $y_Q(x)$  - то же в результате поперечного нагружения;  $y_P(x)$  - то же от действия продольного сжимающего усилия  $P_S$ ; зависит от величины эксцентриситета  $e(x)$ .

Оценивая доли слагаемых в величине полного прогиба (рис. 3) [2-4], отметим, что наибольшая приходится на прогиб  $y_P(x)$  и составляет 60%. Наименьшая доля принадлежит прогибам  $y_\beta(x)$  и  $y_Q(x)$ , чьё влияние возрастает с ростом типоразмера гидроцилиндров. При этом на долю эксцентриситета в нём приходится 92%.

Соответственно доли слагаемых напряжения (рис. 3) в опасном сечении штока приходятся на третье и четвёртое слагаемые, которые прямо и косвенно связаны с эксцентриситетом приложения усилия  $P_S$  в опорах гидроцилиндра [2-5].

Другими словами, уменьшение эксцентриситета в опорах гидроцилиндра через снижение действующих на него нагрузок, позволяет улучшить напряжённно-деформированное состояние продольно-поперечного нагруженного гидроцилиндра [5, 6].

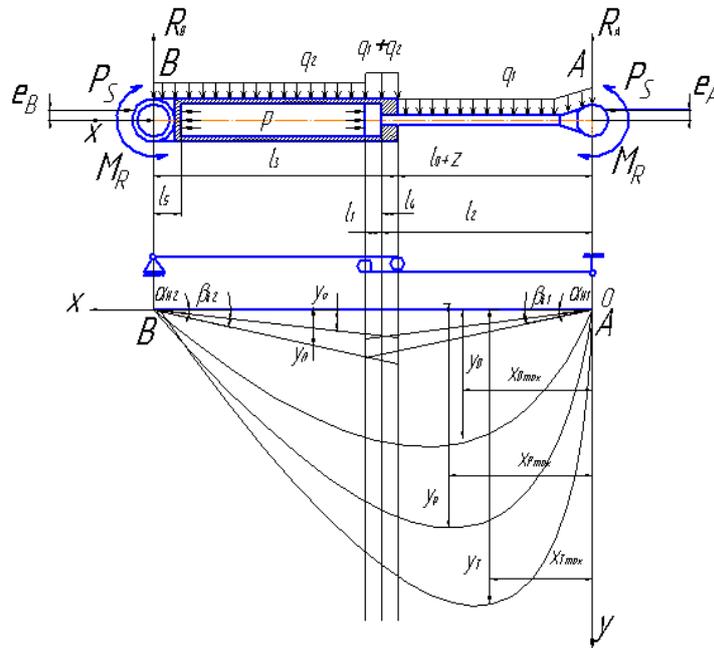


Рис. 2. Расчётная схема для определения прогибов гидроцилиндра

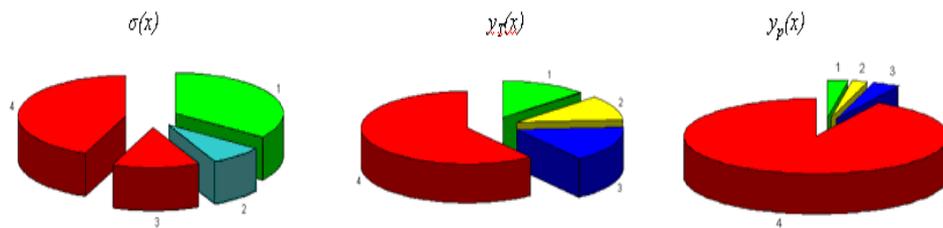


Рис. 3. Доли слагаемых в напряжениях  $\sigma(x)$ , полном прогибе  $y_T(x)$  и в прогибе  $y_p(x)$  от действия продольного сжимающего усилия  $P_S$

Конструктивно снижение эксцентриситета в зависимости от назначения, вида нагрузок, режима работы одноковшовой гидрофицированной машины может быть достигнуто следующими путями:

1. Смещением оси проушины на величину эксцентриситета (А.с. СССР № 1465640) (рис. 4),
2. Заменой проушины на цапфу,
3. И наконец, изменением собственно конструкции привода.

Для реализации перечисленных методов необходимо достоверное описание и исследование эксцентриситета в опорах гидроцилиндра [6, 7].

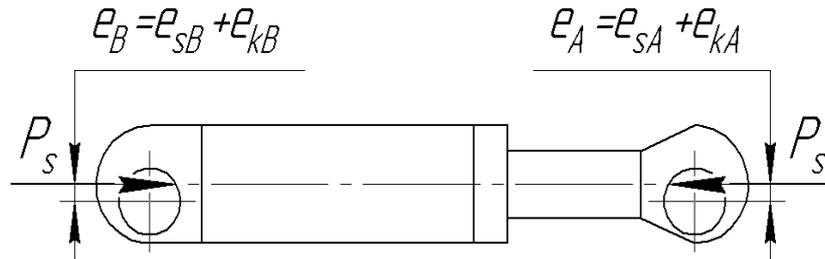


Рис. 4. Смещение оси проушин на величину эксцентриситета

Полный эксцентриситет  $e_{A,B}$  в опорах гидроцилиндра (рис. 5) следует рассматривать как сумму статического  $e_{A,BS}$  и кинематического  $e_{A,BK}$  эксцентриситетов [6, 7]

$$e_{A,B} = e_{A,BS} + e_{A,BK} \quad (3)$$

Статический эксцентриситет  $e_{A,BS}$  в проушине гидроцилиндра, возникающий в момент, когда гидроцилиндр только начинает развивать толкающее усилие  $P_S$  без относительного поворота опорных элементов 1 и 2 (рис. 5), описывается выражением [6, 7]

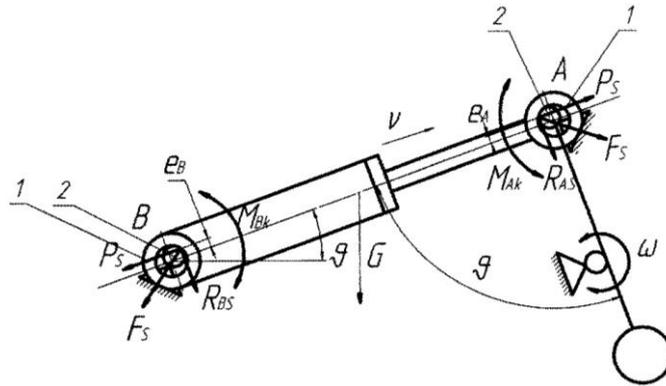
$$e_{A,BS} = \frac{D_0}{2} \sin \left[ \arctg k_f + \arctg \left( \frac{R_{A,BS}}{P_S} \right) \right] \quad (4)$$

в котором:  $D_0$  - диаметр опорных подшипников гидроцилиндра;  $k_f$  - коэффициент сцепления элементов опор гидроцилиндра;  $R_{A,BS}$  - реакции, возникающие в опорах гидроцилиндра.

При выводе этой зависимости полагалось, что гидроцилиндр 1 в момент начала выдвижения штока надвигается на ещё неподвижную ось 2 звена привода рабочего оборудования, перенося в результате скольжения изначальное место взаимоконтакта элементов опоры из точки  $O_3$  в  $O_4$  (рис. 5) с образованием статического эксцентриситета  $e_{A,BS}$ .

Затем при последующем выдвижении штока, сопровождающемся поворотом приводимого гидроцилиндром звена рабочего оборудования и их опорных элементов друг относительно друга (рис. 4), место их контакта из точки  $O_4$  смещается в точку  $O_5$  (рис. 6) либо в точку  $O_7$  (рис. 7), соответственно с возможностью останова в точках  $O_6$  или  $O_8$  и образованием кинематического эксцентриситета  $e_{A,BK}$  с конкретным значением.

а)



б)

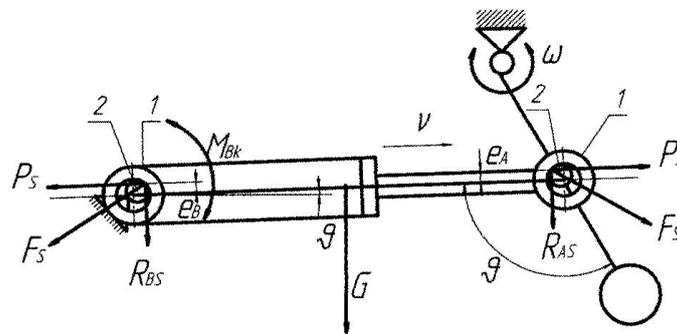
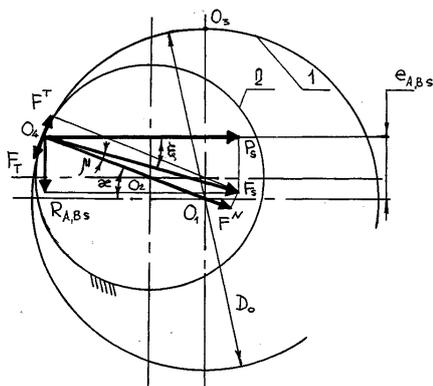


Рис. 5. Схема нагружения гидроцилиндра гидрофицированного привода рукояти экскаватора: а) обратная лопата, б) прямая лопата

а)



б)

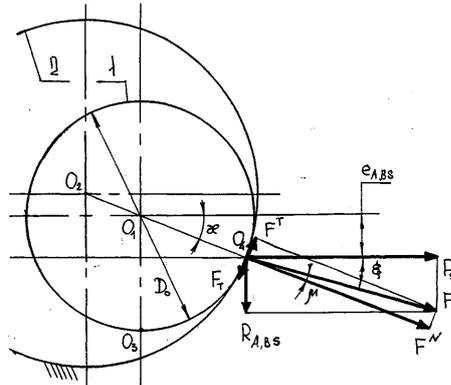
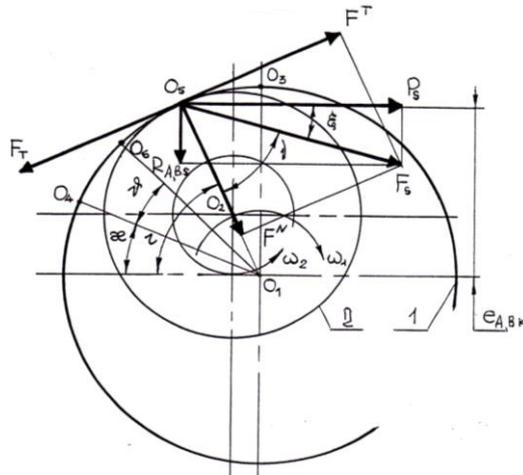


Рис. 6. Схема образования статического эксцентриситета в опоре гидроцилиндра: а) для проушин, б) для цапф

а)



б)

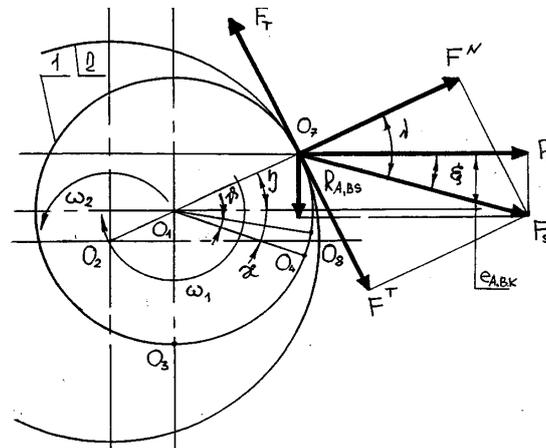


Рис. 7. Схема образования кинематического эксцентриситета в опоре гидроцилиндра при увеличении угла  $\vartheta$  (рис. 5): а) для проушин, б) для цапф

Кинематический эксцентриситет  $e_{A,BK}$  (рис. 6а, 7а) для каждого из перечисленных случаев соответственно составляет:

- при увеличении угла  $\vartheta$  (рис. 6а) [6-9]:
- при  $\vartheta \geq (i - \kappa) = (v - \mu) = (\arctg k_r - \arctg k_f)$

$$\begin{aligned}
 e_{A,BK} &= D_o \sin\left(\frac{v - \mu}{2}\right) \cos\left(\frac{v + \mu + 2\xi}{2}\right) = \\
 &= D_o \sin\left(\frac{\arctg k_r - \arctg k_f}{2}\right) \cos\left[\frac{\arctg k_r + \arctg k_f + 2\arctg(R_{A,BS} / P_S)}{2}\right] \quad (5)
 \end{aligned}$$

– при  $\angle(i - \kappa) = (v - \mu) = (\arctg k_r - \arctg k_f)$

$$\begin{aligned} e_{A,BK} &= D_o \sin\left(\frac{\vartheta}{2}\right) \cos\left[\frac{2(\mu + \xi) + \vartheta}{2}\right] = \\ &= D_o \sin\left(\frac{\vartheta}{2}\right) \cos\left[\arctg k_f + \arctg\left(\frac{R_{A,BS}}{P_S}\right) + \frac{\vartheta}{2}\right] \end{aligned} \quad (6)$$

– при уменьшении угла  $\vartheta$  (рис. 7а) [6-9]:

– при  $\angle(\eta - \kappa) = (v + \mu) = (\arctg k_f - \arctg k_r)$

$$\begin{aligned} e_{A,BK} &= -D_o \sin\left(\frac{v + \mu}{2}\right) \cos\left(\frac{v - \mu - 2\xi}{2}\right) = \\ &= -D_o \sin\left(\frac{\arctg k_r + \arctg k_f}{2}\right) \cos\left[\frac{\arctg k_r - \arctg k_f - 2\arctg(R_{A,BS}/P_S)}{2}\right] \end{aligned} \quad (7)$$

– при  $\angle(\eta + \kappa) = (v + \mu) = (\arctg k_f + \arctg k_r)$

$$\begin{aligned} e_{A,BK} &= -D_o \sin\left(\frac{\vartheta}{2}\right) \cos\left[\frac{2(\mu + \xi) - \vartheta}{2}\right] = \\ &= -D_o \sin\left(\frac{\vartheta}{2}\right) \cos\left[\arctg k_f + \arctg\left(\frac{R_{A,BS}}{P_S}\right) - \frac{\vartheta}{2}\right] \end{aligned} \quad (8)$$

где  $k_r$  - коэффициент сцепления элементов опорных подшипников.

Анализ выражений, описывающих статический и кинематический эксцентриситеты, показывает, что их значения зависят через реакцию в опорах от пространственного расположения гидроцилиндра [10].

Представленные в работе [10] исследования возможных и рабочих диапазонов изменения пространственного расположения гидроцилиндра ковша позволяют заключить, что диапазон изменения угла для гидроцилиндра ковша составляет более  $180^\circ$ , а силовым его нагружением от  $0^\circ$  до  $110^\circ$ – $120^\circ$ .

Кинематический эксцентриситет для опор гидроцилиндра привода ковша одноковшовой гидрофицированной машины с обратной лопатой в точке  $A$  описывается системой двух уравнений (5), (7), в точке  $B$  - системой четырёх уравнений (5)-(8).

Из рисунка 9 видно, что изменение значений эксцентриситетов в большей степени зависит от величины выдвигания штока [5-9]. От угла  $\theta$  наклона гидроцилиндра к горизонту, главным образом, зависит только статический эксцентриситет.

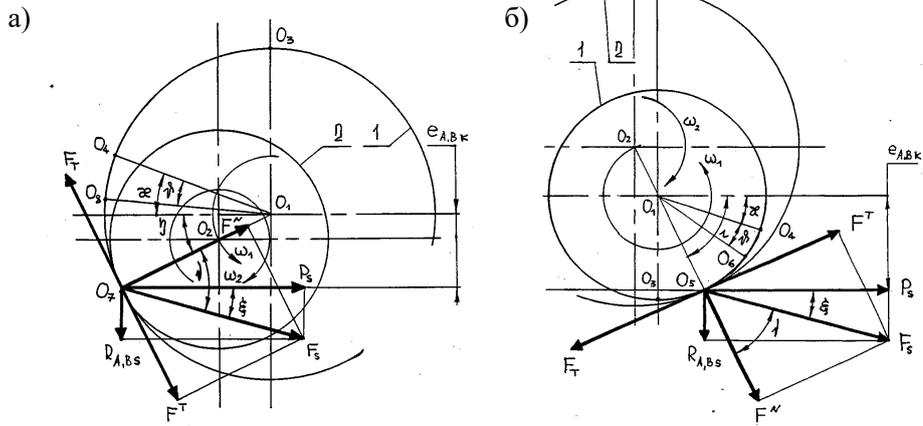


Рис. 8. Схема образования кинематического эксцентриситета в опоре гидроцилиндра при уменьшении угла  $\vartheta$  (рис. 5): а) для проушин, б) для цапф

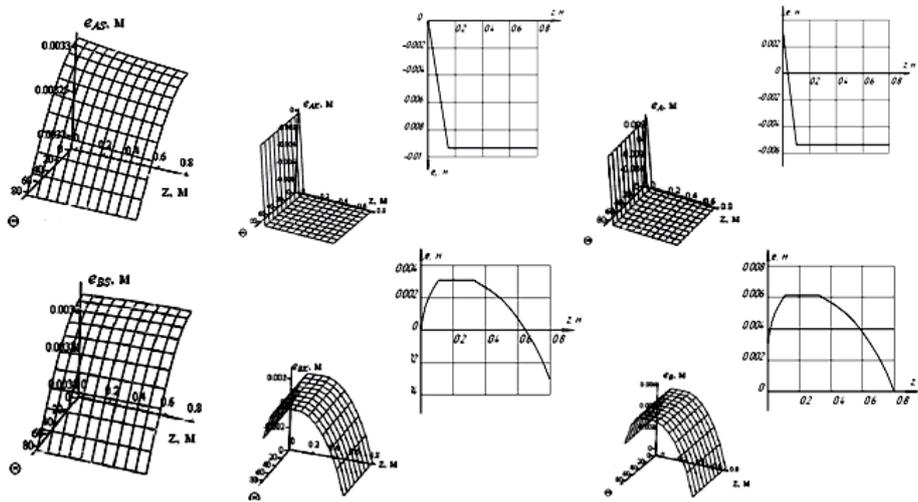


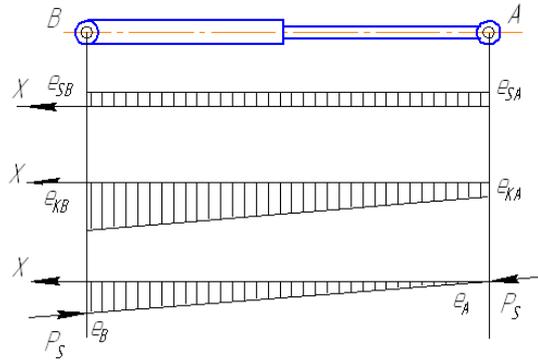
Рис. 9. Характер изменения статического, кинематического и полного эксцентриситетов в проушинах штока и корпуса гидроцилиндра (т. А и т. В) от величины  $z$  и от угла  $\theta$  его наклона к горизонту для существующего привода ковша

Для описания эпюры распределения эксцентриситетов  $e_S(x)$ ,  $e_K(x)$  и  $e(x)$  по длине гидроцилиндра (рис. 10) можно воспользоваться функцией [5-9]

$$e(x) = e_{A,B} + x \cdot \operatorname{tg} \lambda \approx e_{A,B} + x \cdot \lambda \tag{9}$$

где угол  $\lambda$  составляет  $\lambda = \operatorname{arctg} \left[ \frac{e_B - e_A}{l_3 + (l_0 + z) - l_6} \right]$

а)



б)

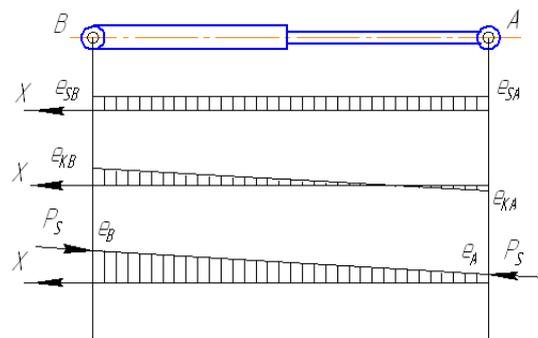


Рис. 10. Эпюры распределения эксцентриситетов  $es(x)$ ,  $ek(x)$ ,  $e(x)$  и момента  $Ps \cdot e(x)$  по длине  $x$  гидроцилиндра с проушинами: а) для прямой лопацы, б) для обратной лопацы

В случае, когда угол  $\nu$  взаимоповорота опорных элементов гидроцилиндра меньше разности углов трения и сцепления (условия 5, 7) в точках останова  $O_6$  или  $O_8$  (рис. 7, 8), при движении штока возникает силовое проскальзывание, которое создает дополнительный изгибающий момент  $M_R$ , равный [2, 4, 6-9]

$$M_R = \frac{D_0}{2} \cdot F_S \cdot k_P \cdot \cos(\arctg k_r + \arctg k_f) \quad (10)$$

где результирующая  $F_S = \sqrt{(R_{A,BS}^2 + P_S^2)}$ .

Силовое проскальзывание в опорах гидроцилиндра графически (рис. 9) отображается плоской площадкой или прямой линией, параллельной оси  $z$ . Причём в опоре  $A$  оно характеризуется значительной областью. Такое проскальзывание, несмотря на негатив, а именно, увеличение износа элементов опор, может создать изгибающий момент  $M_R$ , имеющий знак «-»

в уравнении (11), что, по отношению к напряжённо-деформированному состоянию гидроцилиндра, может играть положительную роль. Однако названный эффект не всегда имеет место и зависит, главным образом, от кинематики привода.

Таким образом, выражение (1) принимает вид [2, 4, 6-9]

$$\sigma(x) = \frac{P_S}{F(x)} + \frac{M_Q(x)}{W(x)} + \frac{P_S \cdot y_T(x)}{W(x)} + \frac{P_S \cdot e(x)}{W(x)} \pm \frac{M_R(x)}{W(x)} \quad (11)$$

где пятое слагаемое даёт величину напряжений сжатия, вызванное силовым поворотом элементов в опорах гидроцилиндра.

Соответственно, выражение (2) будет записано [2, 4, 6-9]

$$y_T(x) = y_a(x) + y_\beta(x) + y_Q(x) + y_R(x) + y_P(x) \quad (12)$$

где  $y_R$  - прогиб гидроцилиндра в результате наличия силового поворота его опорных элементов.

Второй путь снижения негативного влияния полного эксцентриситета  $e_{A,B}$  на напряжённо-деформированное состояние гидроцилиндра, предлагает заменить его опорные проушины цапфами (рис. 11) [11], что является новым техническим решением и защищено патентом РФ № 2072455. С учётом этого были внесены изменения в модель описания эксцентриситета.

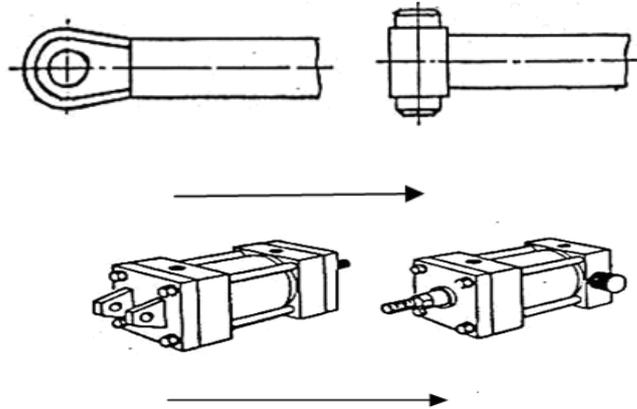


Рис. 11. Замена опорных проушин на цапфы

Зависимости изменения статического, кинематического и полного эксцентриситетов на цапфах штока т. А и корпуса т. В гидроцилиндра от выдвигания штока при возможном изменении угла наклона гидроцилиндра  $\theta$  к горизонту приводится на рисунке 12 [8, 9, 11].

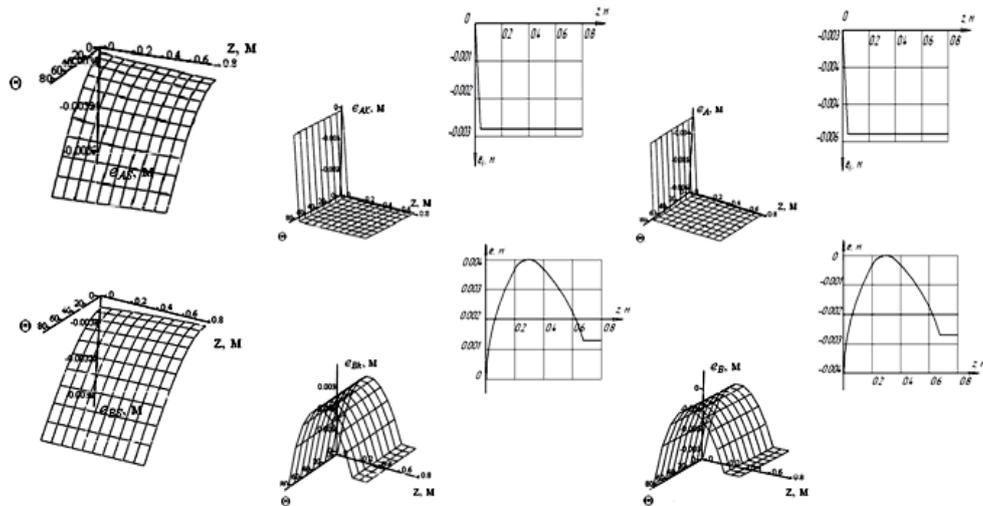


Рис. 12. Характер изменения статического, кинематического и полного эксцентриситетов на цапфах штока и корпуса гидроцилиндра (т. А и т. В) от величины  $z$  и от угла его наклона к горизонту  $\theta$  в существующем приводе

В рамках третьего пути, для улучшения напряжённо-деформированного состояния гидроцилиндра за счёт снижения эксцентриситета, предлагается изменить конструкцию гидрофицированного привода, а именно заменить треугольную схему (рис. 1) на четырёхугольную (рис. 13) [12-14].

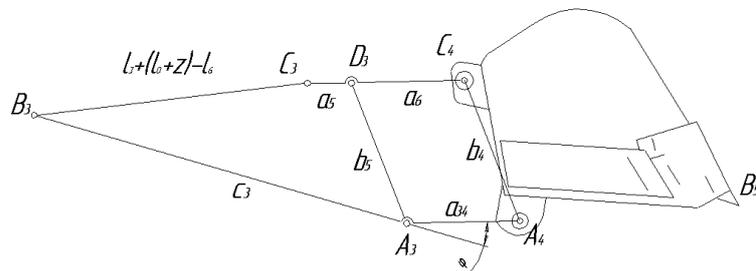


Рис. 13. Расчётная схема модернизированного привода поворота ковша одноковшовой гидрофицированной машины

В существующем приводе угол поворота элементов в опоре штока гидроцилиндра достигает  $140 \div 160^\circ$ , при этом силовое взаимодействие элементов опор вызывает изгибающий момент  $M_R$ , дополнительно нагружающий гидроцилиндр [13, 14]. В модернизированном приводе угол поворота в опоре штока снижен до  $15 \div 17^\circ$ , что позволяет значительно снизить, а иногда и избежать возникновения дополнительного изгибающего момента, при этом уменьшить и рабочие нагрузки на гидроцилиндр [13, 14].

При этом надо обеспечить максимальное совпадение кинематических характеристик предлагаемой схемы к существующей, а именно углов поворота рычагов и ковша.

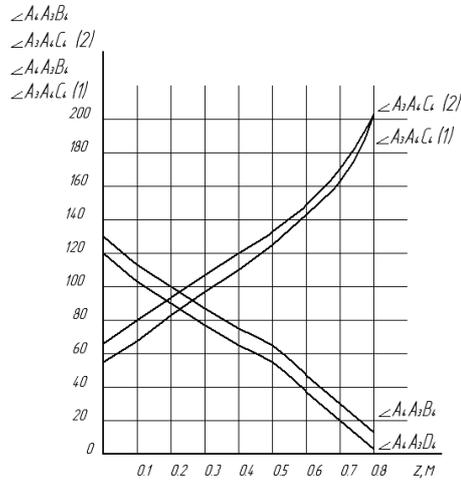


Рис. 14. Зависимости изменения углов поворота ковша  $A_3A_4C_4$  и поворота рычага  $A_4A_3B_4$  и  $A_4A_3D_4$  от величины  $z$  выдвигания штока гидроцилиндра

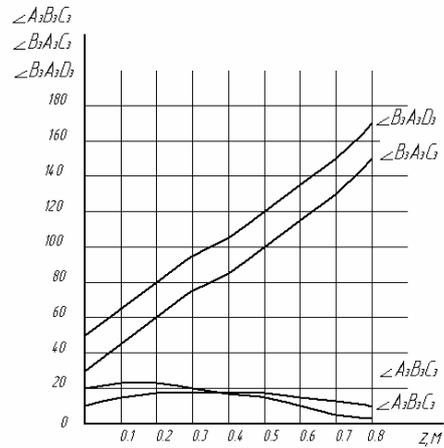


Рис. 15. Зависимости углов поворота в опоре корпуса гидроцилиндра  $A_3C_3B_3$ ,  $B_3C_3D_3$  и углов поворота рычага  $A_3B_3C_3$  от величины  $z$  выдвигания штока

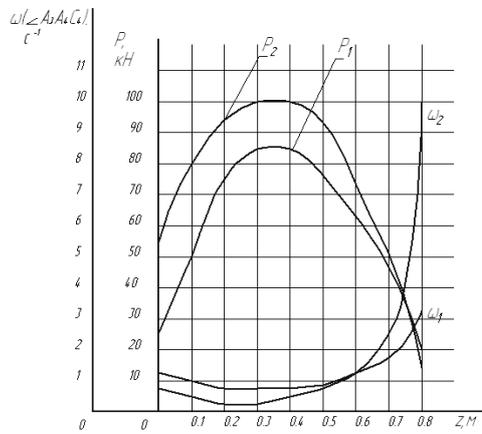


Рис. 16. Зависимости скорости  $\omega$  поворота ковша и усилия  $P_S$  на режущей кромке от величины  $z$  выдвигания штока

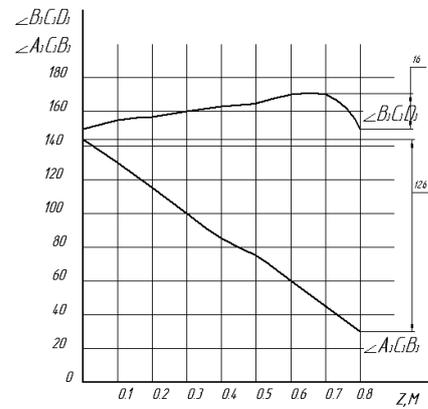


Рис. 17. Зависимости углов поворота в опоре штока  $A_3C_3B_3$  и  $B_3C_3D_3$  от величины  $z$  выдвигания штока

Сравнительный графоаналитический анализ функциональной геометрии существующей (рис. 1) и модернизированной (рис. 13) схем привода

поворота ковша одноковшовой гидрофицированной машины (рис. 14-17) показывает [13, 14], что при незначительной разнице некоторых основных геометрических характеристик:  $A_3B_3C_3 \approx A_3B_3C_3$ ,  $B_3A_3C_3 \approx B_3A_3D_3$  (рис. 14, 15) и  $A_4A_3B_4 \approx A_4A_3D_4$  (рис. 16), достигается заметное уменьшение угла силового поворота в опоре штока модернизированного привода по сравнению с существующим  $A_3C_3B_3 \gg B_3C_3D_3$  (рис. 14-17). В частности в 5-6 раз, что практически исключает возможность возникновения дополнительного изгибающего момента  $M_R$  в т. *B* и снижает его в т. *A* (рис. 18). Расхождение параметров привода (рис. 16) при оптимизации характеристик схемы, как мы видим, находится в допустимых пределах.

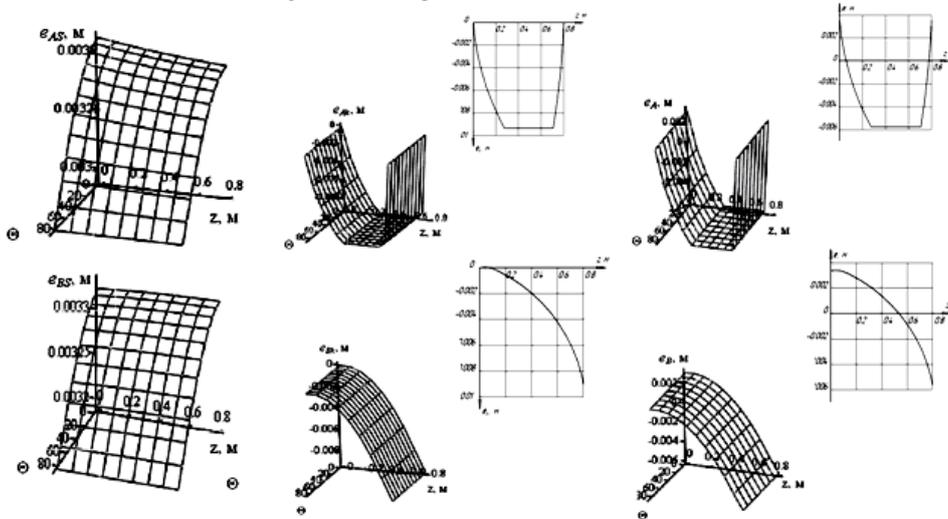


Рис. 18. Характер изменения статического, кинематического и полного эксцентриситета в проушинах штока и корпуса гидроцилиндра (т. *A* и т. *B*) от величины  $z$  и от угла  $\theta$  его наклона к горизонту в модернизированном приводе

В результате изменения конструкции привода поворота ковша заметно уменьшение зоны проскальзывания, следовательно, снижается момент  $M_R$  и его негативное влияние на напряженно-деформированное состояние гидроцилиндра [13, 14].

### Литература

- [1] Кобзов Д.Ю., Гидроцилиндры дорожных и строительных машин, Часть 1, Конструкция, Надёжность, Перспективы развития, Деп. в МАШМИР № 2, 60 с.
- [2] Кобзов Д.Ю., Тарасов В.А., Трофимов А.А., Гидроцилиндры дорожных и строительных машин, Часть 2, Условия эксплуатации, рабочий процесс, режим работы и параметры нагружения, Деп. БрГТУ в ВИНТИ № 3552-1399, 108 с.

- [3] Кобзов Д.Ю., Плешивцева С.В., Трофимов А.А. и др., Аналитическое представление несущей способности гидроцилиндров машин. Труды Братского государственного технического университета, Том 2, БрГТУ, Братск 2003, с. 47-51.
- [4] Кобзов Д.Ю., Плешивцева С.В., Перовщиков Е.А. и др., Программа для определения параметров напряженно-деформируемого состояния гидроцилиндров машин, Естественные и научные науки - развитию регионов: Материалы межрегиональной научно-технической конференции, БрГТУ, Братск 2003, с. 13-14.
- [5] Кобзов Д.Ю., Тимошенко А.А., Об эксцентричном нагружении гидроцилиндра в опорах, Деп. в МАШИМР № 48.
- [6] Кобзов Д.Ю., Жмуров В.В., Першин С.А., Аналитическое представление эксцентриситета в проушине гидроцилиндра одноковшового экскаватора, Механика XXI века, V Межрегиональная научно-техническая конференция с международным участием, Сборник докладов, БрГУ, Братск 2006, с. 27-31.
- [7] Кобзов Д.Ю., Сергеев А.П., Губанов В.Г. и др., Гидроцилиндр, Патент № 1807255, Роспатент от 10.10.92.
- [8] Кобзов Д.Ю., Тарасов В.А., Свиридо И.В., Гидроцилиндр, Патент № 2072455, Роспатент от 20.05.97.
- [9] Кобзов Д.Ю., Гидроцилиндры дорожных и строительных машин, Часть 2, Условия эксплуатации, рабочий процесс, режим работы и параметры нагружения/ Д.Ю. Кобзов, В.А. Тарасов, А.А. Трофимов, Рук. деп. в ВИНТИ № 3552-1399, 108 с.
- [10] Кобзов Д.Ю., Жмуров В.В., Плешивцева С.В., Образование эксцентриситета на цапфе гидроцилиндра, Роль механики в создании эффективных материалов, конструкций и машин XXI века, Труды Всероссийской научно-технической конференции, СибАДИ, Омск 2006.
- [11] Кобзов Д.Ю., Гидрофицированный привод поворота ковша землеройной машины (патент), Патент № 2059766, Роспатент от 10.05.96.
- [12] Кобзов Д.Ю., Жмуров В.В., Черезов С.А., Математическая модель гидрофицированного привода поворота ковша одноковшового экскаватора, Математическое моделирование, численные методы и комплексы программ, Межвуз. темат. сб. тр., Вып. 12, СПбГАСУ, СПб., 2006, 306 с.
- [13] Кобзов Д.Ю., Жмуров В.В., Плешивцева С.В., Совершенствование конструкции привода ковша одноковшовых гидрофицированных дорожных и строительных машин, Современные технологии, Системный анализ, Моделирование, Научный журнал 2007, № 3(15), с. 40-46.

### Резюме

Описан механизм образования эксцентриситета в опорах (проушине и цапфе) гидроцилиндра привода ковша одноковшовой гидрофицированной машины, в частности, для привода ковша одноковшового экскаватора (прямая и обратная лопата). Предложены пути для снижения негативного влияния эксцентриситета в опорах гидроцилиндра на его напряжённо-деформированное состояние.

### Streszczenie

Opisano proces utworzenia mimośrodowości w podporach hydrowalca napędu czerpaka koparki jednoczerpakowej. Zaproponowano rozwiązanie dla obniżenia negatywnego wpływu mimośrodowości w podporach hydrowalca na stan jego odkształcenia.