

УДК 621.01

## **Повышение экономичности механизма гидропривода изменением момента переключения в цикле разгон торможение**

*Степанова А.О., студент  
Россия, 105005, г. Москва, МГТУ им. Н.Э. Баумана,  
кафедра «Экономика и организация производства»*

*Ганькин Н.А., студент  
Россия, 105005, г. Москва, МГТУ им. Н.Э. Баумана,  
кафедра «Экономика и организация производства»*

*Научный руководитель: Леонов И.В., д.т.н, профессор  
Россия, 105005, г. Москва, МГТУ им. Н.Э. Баумана  
[klementeva@bmstu.ru](mailto:klementeva@bmstu.ru)*

Значительную часть времени современные подъёмно-транспортные машины с гидроприводом работают на неустановившихся режимах с переключением с разгона на торможение. Несомненно, что причинами снижения экономичности машин являются колебания скорости и нагрузки, отклонения которых от расчётного оптимального значения и вызывает рост потерь энергии. Другой причиной увеличения потерь энергии являются потери кинетической энергии в процесс принудительного торможения машин и их остановке. На установившихся режимах в качестве критерия экономичности расхода энергии всегда использовался КПД машины, где существует однозначная связь между коэффициентом потерь энергии и КПД. По такому же пути пошли исследования неустановившихся режимов в МГТУ им. Н.Э. Баумана, для оценки экономических качеств машин на неустановившихся режимах был предложен идеализированный цикл «разгон – торможение» [1].

В качестве модели для исследования был выбран широко распространённый в технике механизм качающегося цилиндра с гидроприводом [2]. Некоторые современные ПТМ имеют интересную особенность рабочего процесса подъёма и перемещения грузов, заключающуюся в незначительном расстоянии перемещений, при которых практически не наблюдается установившегося режима движения. Эта особенность позволяет построить математическую модель и оценить на ней экономическую эффективность нового метода.

Гидравлический механизм качающегося цилиндра для подъема люка 1 (рис. 1) состоит из поршня со штоком 2 и качающегося гидроцилиндра 3, шарнирно соединенных с основанием платформы. Масло в полости гидроцилиндра 3 нагнетается шестерёнчатый насосом 4, зубчатые колеса  $z_5, z_6$  которого получают вращение через двухрядный планетарный редуктор 5 с колесами  $z_1, z_2, z_3, z_4$  от электродвигателя.

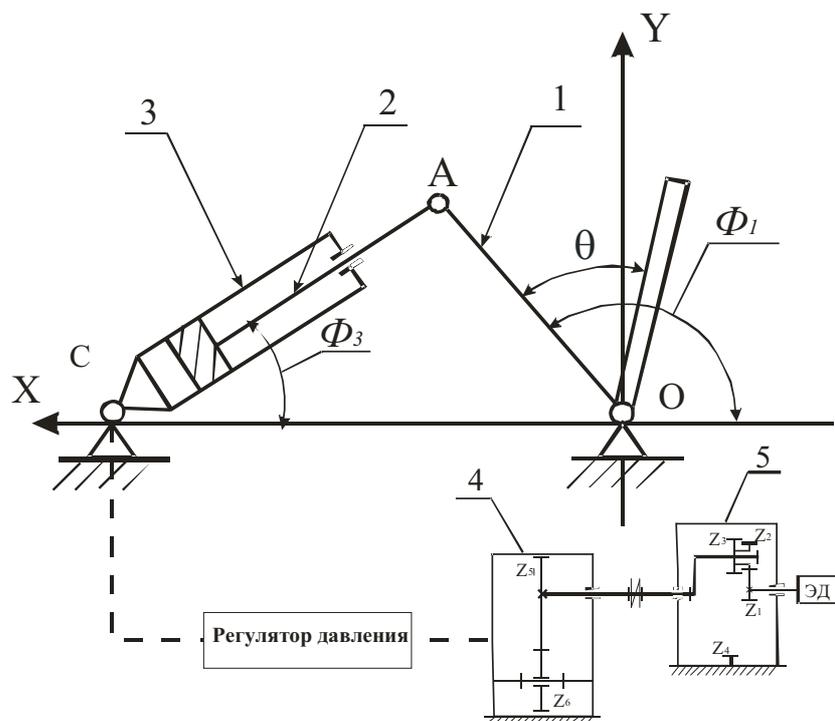


Рис. 1. Механизм качающегося цилиндра с гидроприводом

Кулачковый механизм предназначен для управления давлением в полостях гидроцилиндра. Кулачок связан со звеном 1 механизма люка. Толкатель при своем подъеме обеспечивает подачу давления в правую полость гидроцилиндра при разгоне люка и переключает механизм на торможение при подаче давления в левую полость гидроцилиндра. Переключение давлений обеспечивается в положении шатуна 1  $\varphi_1 = \frac{\pi}{2}$ .

На рис. 2а и рис. 2б показан механизм качающегося цилиндра соответственно в крайнем левом и крайнем правом положениях при вертикальном и горизонтальном положениях люка. Люк из начального положения  $\varphi_1 = \frac{\pi}{4}$  перемещается посредством подачи давления ( $P_{\max}$ ) в правую по схеме 2 полость гидроцилиндра. Для того, чтобы открытие люка началось, необходимо, чтобы приведенный движущий момент сил

давления в правой полости цилиндра превышал момент сил сопротивления (тяжести) в начальном положении:

$$(M^{np} \times P_{max})(\phi = \phi_{нач}) > M_G(\phi = \phi_{нач})$$

Это условие формулируем в виде равенства:  $(M^{np} \times P_{max})_{нач} = k \times M_G(нач)$ , где  $k=1,2$  - коэффициент запаса. Из этого условия определяется необходимый диаметр поршня  $d$ .

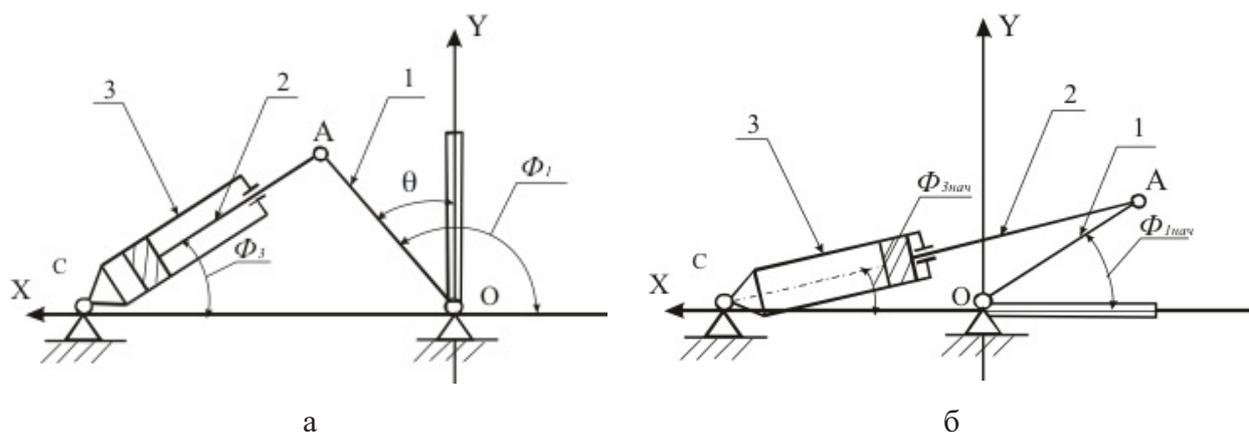


Рис. 2. а - механизм качающегося цилиндра в крайнем левом положении при вертикальном положении люка; б - механизм качающегося цилиндра в крайнем правом положении при горизонтальном положении люка

Разгон люка при действии максимального давления продолжается до  $\phi_1 = \frac{\pi}{2}$ . В этот момент происходит переключение давлений. Давление  $P_{торм}$  подается в левую полость цилиндра и механизм тормозится и должен остановиться с  $\omega = 0$  в положении  $\phi_{кон} = \frac{5\pi}{6}$ .

Из этого условия определяется необходимое давление на участке торможения.

Ниже представим конечную оценку экономической эффективности нового метода, для чего определим параметры динамической модели.

Исходя из геометрии механизма, определяем зависимость кинематической передаточной функции звена 3 (рис. 3):

$$\phi_3(\phi_1) = \text{atan} \left( \frac{Loa * \sin(\phi_1)}{Loa * \cos(\phi_1) + Loc} \right)$$

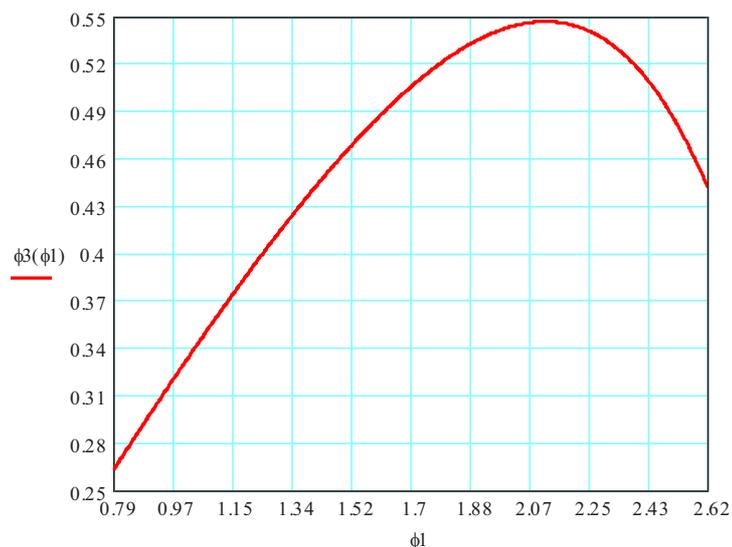


Рис. 3. Зависимость кинематической передаточной функции звена 3

Аналог мгновенного передаточного отношения для звена 3 получаем, дифференцируя его зависимость по углу  $\phi_1$ :

$$U_{31}(\phi_1) = \left( \frac{d}{d\phi_1} \phi_3(\phi_1) \right)$$

Перемещение поршня S23 поршня 2 в цилиндре 3 представим как:

$$S = L_{ac}(нач) - L_{ac}(кон)$$

Дифференцируя функцию перемещения поршня по углу  $\phi_1$ , получаем аналог скорости поршня  $V_{23}(\phi_1)$  (рис.4):

$$V_{23}(\phi_1) = \frac{d}{d\phi_1} S_{23}(\phi_1)$$

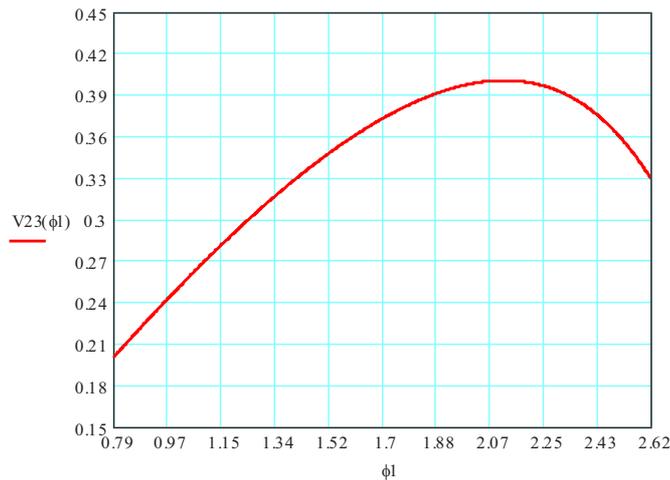


Рис. 4. Аналог скорости поршня  $V_{23}(\phi_1)$

Давление в левой части цилиндра при торможении равно максимальному значению давления в цилиндре.

Значения угла  $\phi_1$ , при котором начинается торможение –  $\chi$ , меняется при моделировании на ЭВМ в пределах, представленных в табл. 1.

Таблица 1

Значения угла  $\phi_1$

1.14 рад	1.57 рад	2 рад	2.3 рад
----------	----------	-------	---------

Силы давления приводим к первому звену и рассчитываем их значения, исходя из равенства мощностей (рис. 5):

$$M_p(\phi_1) = \begin{cases} \frac{\pi d^2}{4} (P_{max} - P_{atm}) V_{23}(\phi_1) & \text{if } \phi_1 \leq \chi \\ - \left| \frac{\pi d^2}{4} (P_{max} - P_{atm}) V_{23}(\phi_1) \right| & \text{if } \phi_1 \geq \chi \end{cases}$$

где  $d$  – диаметр поршня.

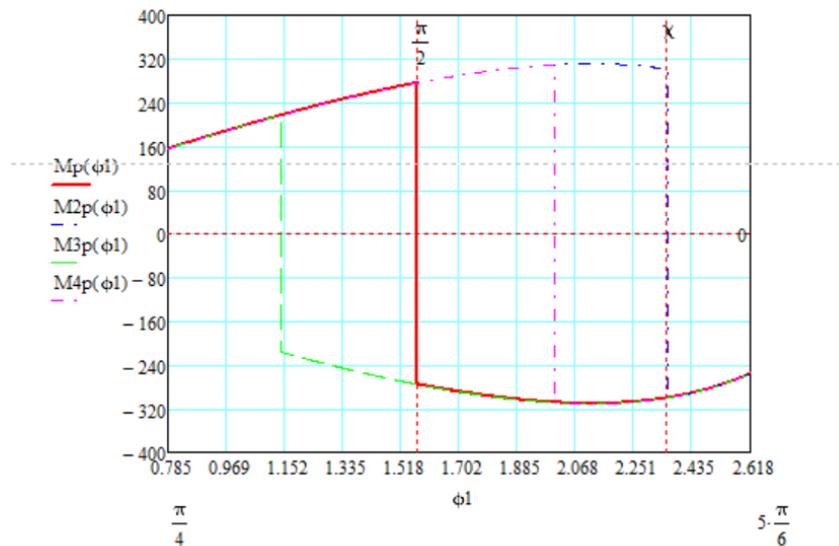


Рис. 5. Приведение сил давления

Приведенный момент сопротивления в настоящей задаче складывается лишь из момента сопротивления сил тяжести  $MG(\phi_1)$  (рис. 6):

$$MG(\phi_1) = -\left(\frac{Loa}{2} * m_1 * g * \cos(\phi_1 - \theta)\right),$$

где  $\theta$  – угол отставания крышки люка от кривошипа 1,  $\theta = \pi/4$ .

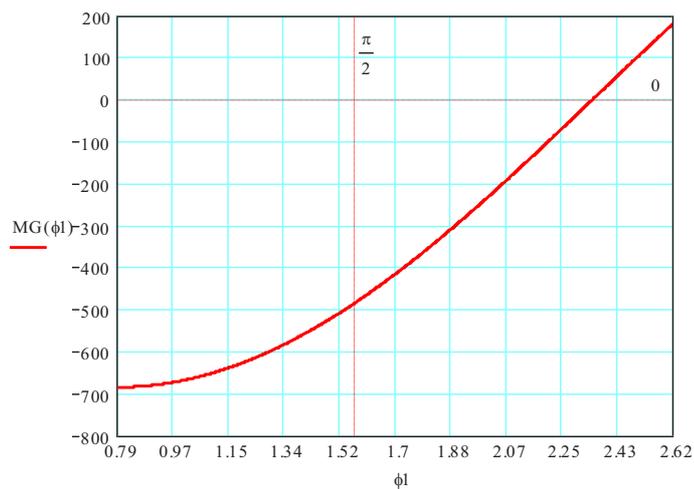


Рис. 6. Приведение сил тяжести

Определение суммарного приведенного момента инерции производится из равенства кинематических энергий (рис. 7):

$$J_{sym}(\phi_1) = m_1 \left( \frac{Loa}{2} \right)^2 + J_3 * U_{31}(\phi_1)^2$$

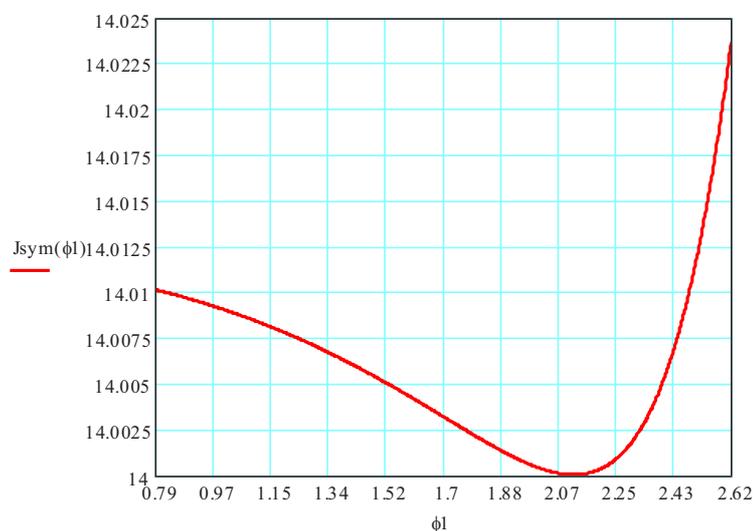


Рис. 7. Суммарный приведенный момент инерции

Для последующего анализа необходимо определить работы на участках разгона и торможения и определить давление торможения.

1) **Суммарный приведенный момент** складывается из приведенного момента сил давления и приведенного момента сил сопротивления и меняется в зависимости от угла переключения:

$$M_{sym}(\phi_1) = M_p(\phi_1) + M_G(\phi_1)$$

2) **Работу сил тяжести при разгоне** определяем путем интегрирования суммарного приведенного момента:

$$A_{razg} = \int_{\frac{\pi}{4}}^{\chi} M_{sym}(\phi_1) d\phi_1$$

3) **Необходимая работа сил при торможении** равна сумме кинетической энергии в конце разгона и работе сил тяжести в процессе торможения:

$$A_{\text{torm}} = -\left(\int_{\chi}^{\frac{5\pi}{6}} MG(\phi_1)d\phi_1 + A_{\text{razg}}\right)$$

4) **Противодавление на участке торможения:**

$$P_{\text{torm}} = P_{\text{atm}} + \frac{A_{\text{torm}}}{\frac{\pi d^2}{4} \left( S_{23} \left( \frac{5\pi}{6} \right) - S_{23}(\chi) \right)}$$

Результаты расчета представлены в табл. 2.

Таблица 2

Расчет работ при различных вариантах изменения момента переключения

Угол торможения	$A_{\text{razg}}$ , Дж	$A_{\text{torm}}$ , Дж	$P_{\text{torm}}$ , Па
<b>1.14</b>	112.622	312,1	$1,296 \cdot 10^6$
<b>1.57</b>	431,959	-254,288	$-1,429 \cdot 10^6$
<b>2</b>	946,242	-926,544	$-9,317 \cdot 10^6$
<b>2.3</b>	1486	-1509	$-38,09 \cdot 10^6$

Суммарную работу найдем путем интегрирования суммарного приведенного момента (рис. 8):

$$A_{\text{sym}}(\phi_1) = \int_{\frac{\pi}{4}}^{\phi_1} M_{\text{sym}}(\phi_1)d\phi_1$$

При разгоне люка происходит накопление кинетической энергии системы за счет суммарной работы (двигателя и сопротивления).

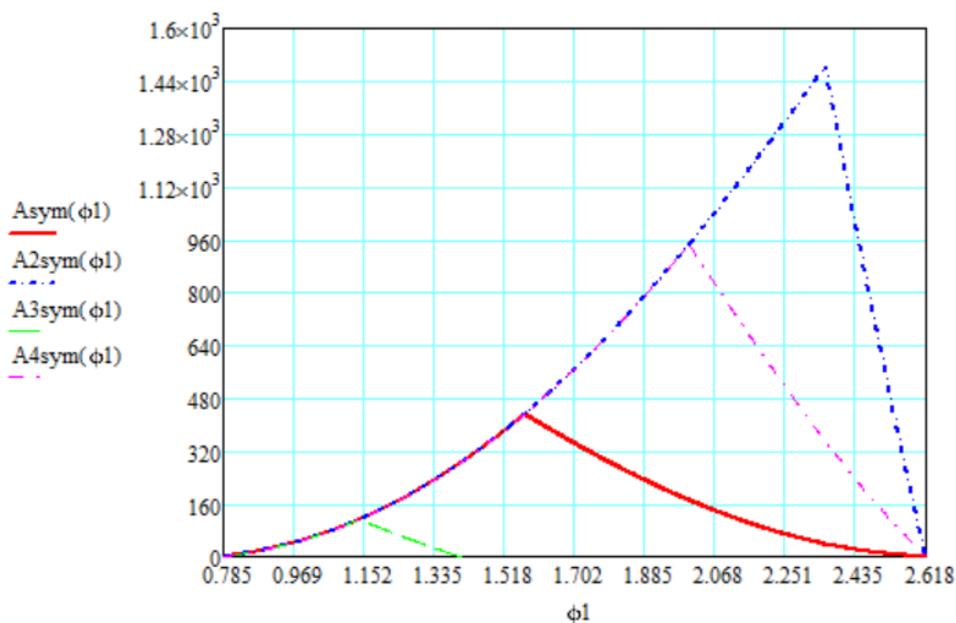


Рис. 8. Суммарная работа

$$\omega_1(\phi_1) = \sqrt{\frac{2A_{sym}(\phi_1)}{J_{sym}(\phi_1)}}$$

Время движения находим путем интегрирования величины, обратной угловой скорости крышки люка:

$$t(\phi_1) = \int_{\frac{\pi}{4}}^{\phi_1} \frac{1}{\omega_1(\phi_1)} d\phi_1$$

где  $\phi_1 = \frac{\pi}{4}, \frac{\pi}{4} + 0,054 \dots 2,16 \text{ рад}$

Определение циклового КПД и мощности двигателя гидросистемы позволяют определить оптимальный момент переключения.

При торможении люка мощность двигателя не используется, поэтому цикловой КПД равен отношению работ:

$$\eta = \frac{A_{polez}(\frac{5\pi}{6})}{A_{zatr}(\frac{5\pi}{6})}$$

где

$$A_{polez}(\phi_1) = \int_{\frac{\pi}{4}}^{\phi_1} M_p(\phi_1) d\phi_1$$

$$A_{zatr}(\phi_1) = \int_{\frac{\pi}{4}}^{\phi_1} |M_{sym}(\phi_1)| d\phi_1$$

Номинальная мощность двигателя определяется периодом разгона:

$$N_{dvig} = \frac{A_{razg}}{t(\chi) * \eta}$$

где

$$A_{razg}(\phi_1) = \int_{\frac{\pi}{4}}^{\chi} M_{sym}(\phi_1) d\phi_1$$

Построение зависимостей параметров гидропривода от момента переключения с разгона на торможение осуществлялось по приведенным выше выражениям путём моделирования в системе Mathcad [4]. Исследовалось изменение циклового КПД и необходимой мощности двигателя гидропривода (рис. 9), результаты представлены в табл. 3.

Таблица 3

Значения КПД и мощности двигателя гидропривода для различных углов торможения

Угол торможения	$\eta$	$N_{dvig}, Bm$
<b>1.14</b>	-	-
<b>1.57</b>	0,767	$1,839 * 10^3$
<b>2</b>	0,35	$7,217 * 10^3$
<b>2.3</b>	0,223	$13,96 * 10^3$

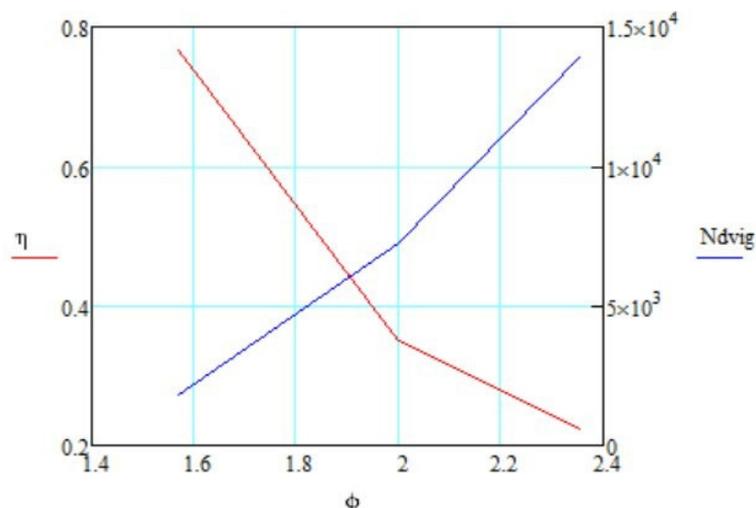


Рис. 9. Зависимость КПД и мощности двигателя гидропривода от угла переключения

Цикловой КПД снижается при увеличении угла переключения, что следует объяснить затягиванием процесса разгона, увеличением скорости и запаса кинетической энергии перед торможением и, как следствие, рост потерь энергии при торможении.

### Выводы

1. Как показало математическое моделирование, метод снижения расхода энергии путем изменения момента переключения с разгона на торможение является эффективным по экономичности и не увеличивает потребной мощности двигателя.
2. При угле переключения меньше  $\frac{\pi}{2}$  режим открытия люка носит неустойчивый характер. Поэтому критическим значением будет угол переключения, равный  $\frac{\pi}{2}$ .
3. Увеличение угла переключения от  $\frac{\pi}{2}$  приводит к значительному снижению КПД и увеличению установившейся мощности двигателя.
4. Оптимальным вариантом момента переключения гидропривода с разгона люка на торможение является  $\frac{\pi}{2}$ .
5. КПД в оптимальном случае равно 76,7%, а мощность двигателя -  $1,839 \cdot 10^3$

## Список литературы

1. Теория механизмов и машин. Курсовое проектирование: учебное пособие / под ред. Г.А. Тимофеева и Н.В. Умнова. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2010. 154с.
2. Барбашов Н.Н., Леонов И.В., Плужников Б.И. Основы проектирования машин по динамическим и экономическим критериям: метод. указания к курсовому проектированию. М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2010. 18 с.
3. Леонов И.В., Леонов Д.И. Теория механизмов и машин. М.: Высшее образование, 2009. 239 с.
4. Vidal P. Aide memoire d'automatique. Paris.: Dunod, 196 p.
5. Каганов Ю.Т., Плужников Б.И., Чернышева И.Н. Поршневые машины: сборник заданий для курсового проекта по курсу «Теория механизмов» / под ред. И.В. Леонова М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана. 2002. 80 с.
6. Барышникова О.О., Леонов И.В., Кузенков В.В. Использование системы MATHCAD в курсовом проектировании и выполнении домашних заданий по теории механизмов и машин: учеб. пособие / под ред. Г.А.Тимофеева. М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2004. 66 с.
7. Белоконев И.М. Механика машин. Расчёты с применением ЭЦВМ. Киев: Вища школа, 1913. 232 с.
8. Барбашов Н.Н., Леонов И.В. Улучшение энергетических характеристик подъемно-транспортных машин // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. Спец. выпуск. «Фундаментальные проблемы создания и поддержки высокотехнологичных производств», 2012. С. 57-66.
9. Егорова О.В., Леонов Д.И., Леонов И.В., Павлов Б.И. Применение системы Mathcad в курсовом проектировании по ТММ / под ред. И.В. Леонова. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2012. 49 с.