

УДК 621.833.6.001

## Повышение экономичности ПТМ с помощью разгружающих устройств

**А.С. Щетинкин**

*Студент, кафедра «Экономика и организация производства»*

*МГТУ им. Н.Э. Баумана, г. Москва, Россия*

*Научный руководитель: Леонов И.В., д.т.н., профессор кафедры*

*«Теория механизмов и машин» МГТУ им. Н.Э. Баумана, г. Москва, Россия*

МГТУ им. Н.Э.Баумана

[xxx136@yandex.ru](mailto:xxx136@yandex.ru)

Значительную часть времени современные подъёмно-транспортные машины (ПТМ) работают на неустановившихся режимах. Исследования методов снижения расхода энергии ПТМ идут в направлении развития рекуперации энергии торможения, что требует повышения стоимости за счёт применения аккумулирующих устройств различного типа. Однако добиться снижения расхода энергии ПТМ можно и без использования дорогостоящих аккумуляторов и устройств рекуперации энергии торможения, а путём применения уравнивающих и разгружающих устройств, типичным примером которых является устройство лифта с противовесом.

Цель работы заключается в разработке способов повышения эксплуатационной экономической эффективности широкого класса подъёмно-транспортных машин на основе их уравнивания. Достижение указанной цели осуществляется постановкой и решением следующих задач:

- разработка математических моделей показателей эффективности уравниваемых ПТМ на неустановившихся режимах работы с созданием программ расчета на ЭВМ и оценки ПТМ по динамическим критериям и показателям экономичности расхода энергии;

- Проведение анализа динамических и экономических показателей ПТМ по её математической модели.

При детерминированной нагрузке, т.е. при известной при проектировании машины нагрузке в процессе эксплуатации, можно произвести оптимальных выбор параметров двигателя и передаточного механизма по критерию экономичности расхода энергии в наиболее динамичном идеализированном цикле «разгон – торможение» [1, 2]. Остаётся выяснить, сохраняются ли эти зависимости и для реального неидеализированного цикла, в котором моменты двигателя и сопротивления не имеют постоянного значения. Поскольку окончательные выводы трудно сделать без оценки влияния на динамические и экономические качеств машины других параметров, то для более наглядного раскрытия вопроса продолжим рассмотрение примера механизма подъёма уравновешенного люка, показанного на рисунке 1.

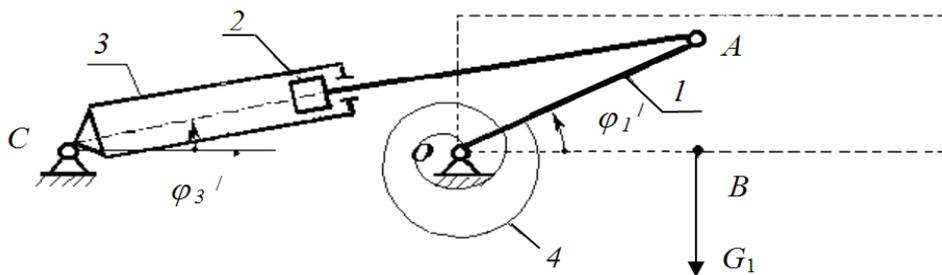


Рис. 1. Люк, частично уравновешенный с помощью торсиона:

1 – люк; 2 – поршень; 3 – цилиндр; 4 – торсион

Рабочей нагрузкой (силой сопротивления при подъёме) является сила тяжести люка  $l$ , масса которого  $m_1$  сосредоточена в точке В. Люка движущими являются силы давления на поршень 2 в правой полости цилиндра 3. Торможение люка происходит, начиная с угла переключения  $\varphi_{перекл}$ , путём подачи противодействия в левую полость цилиндра. Рассмотрение этого примера интересно тем, что при проектировании подобных механизмов могут быть заранее известны нагрузки и можно более обоснованно выбрать мощность двигателя машины и другие её параметры сразу по двум критериям – быстродействия и экономичности. Зависимость приведенного момента сил тяжести люка может быть получена методом приведения сил:

$$M_G^{пр} = |G_1| \left| \frac{V_B}{\omega_1} \right| \cos v = g m_1 L_{OB} \cos \left( \frac{\pi}{2} + \varphi \right) = -g m_1 L_{OB} \cos \varphi_L,$$

где  $\varphi_L = \varphi_1 - 30^\circ$ .

При выборе мощности двигателя гидропривода следует ориентироваться на давление  $P$  и диаметр поршня  $d$ , определяющих расход рабочей жидкости. В простейшем случае закон изменения давления в гидроцилиндре является ступенчатым, с постоянным

давлением на отдельных участках [3]:  $P = P_{max}$  на участке разгона ( $\varphi_L \leq \varphi_{перекл}$ );  $P = P_{торм}$  в период торможения ( $\varphi_{перекл} \leq \varphi_L \leq \varphi_{цикл}$ ).

Задачей динамического синтеза является определения необходимых значений диаметра поршня  $d$  по заданному рабочему давлению  $P = P_{max}$  на участке разгона и поиск необходимого давления в цилиндре при торможении  $P = P_{торм}$  из условия равенства работ на участке разгона и торможения.

Приведенный момент сил давления на участке разгона:

$$M_p^{пр} = \frac{1}{4} \pi d^2 (p_{max} - p_{атм}) V_{qП}, \quad \text{где} \quad V_{qП} = V_{q23} = \frac{dS_{П}}{d\varphi_L} \quad - \quad \text{аналог}$$

относительной скорости поршня 2 и цилиндра 3. Ограничение, которое должно быть выполнено при пуске:  $M_p(\varphi_L = 0) \geq |M_G(\varphi_L = 0)|$

Заменив неравенство на равенство при условии  $M_p(\varphi_L = 0) \geq k_{пуск} |M_G(\varphi_L = 0)|$  и, задаваясь коэффициентом запаса пускового момента  $k_{пуск} > 1$ , можно определить

$$\text{необходимый диаметр поршня } d = \frac{k_{пуск} |M_G(\varphi_L)|}{4\pi V_{qП} (p_{max} - p_{атм})}.$$

Суммарная работа  $(A_{\Sigma})_{разг}$  при разгоне и запас кинетической энергии  $\Delta T_{разг}$  связаны между собой интегральной зависимостью [3]:  $(A_{\Sigma})_{разг} = \Delta T_{разг} =$

$$\int_0^{\varphi_{разг}} M_{\Sigma}(\varphi_L) d\varphi_L = \int_0^{\varphi_{разг}} [M_p(\varphi_L) + M_G(\varphi_L)] d\varphi_L.$$

После переключения давлений в гидроцилиндре происходит торможение люка, противодействие управляется дросселированием жидкости на выходе из гидроцилиндра. Поэтому при торможении мощность двигателя не используется, а накопленная в период разгона кинетическая энергия теряется, что можно учесть при моделировании циклового

КПД «разгон – торможение» по выражению  $\eta_{цикл} = \frac{(A_{пол})_{цикл}}{(A_{дв})_{разг}}$ , где  $(A_{пол})_{цикл}$ ,

$(A_{дв})_{разг}$  – полезная и затраченная работы в цикле.

За полезную была принята работа по преодолению силы тяжести люка.

Можно добиться снижения установленной мощности двигателя и обеспечить работу его на экономичном режиме более эффективным способом, применяя разгружающие устройства выравнивания нагрузки в цикле движения путём уравнивания сил.

Существует связь динамических нагрузок и потребной номинальной мощности двигателя для их преодоления. Речь не идёт о создании «вечного двигателя», но при

полном уравнивании сил тяжести и отсутствии других сил сопротивления потребная на привод движущая сила становится ничтожно малой. В случае детерминированных внешних нагрузок в машине они могут быть перераспределены внутри цикла движения путём введения внутренних компенсирующих нагрузок для выравнивания общей нагрузки. Этот приём широко используется в грузоподъёмных машинах, в механизмах грузовых и пассажирских лифтов, которые снабжаются подвижным противовесом, рассчитанным на среднестатистическую нагрузку. Этот конструктивный приём практически наполовину снижает возможную пиковую нагрузку на двигатель, позволяя уменьшить номинальную мощность установленных двигателей и снизить расход энергии. Однако, применение противовесов не всегда возможно в других типах машин, где снижение пиковой нагрузки может осуществлять «упругий разгружающий механизм», усилие которого меняется пропорционально перемещению. Однако применение такого пропорционального разгружающего устройства не позволяет полностью уравновесить силы в механизме во всех положениях. Рассмотрим пример возможности снижения расхода энергии за счёт уменьшения установленной мощности двигателя, привода механизма качающихся цилиндров при применении упругого частично разгружающего устройства (см.рис1).

Рассмотрим задачу частичного уравнивания люка, при котором суммарный остаточный момент сил тяжести и упругих сил пружины будет равен нулю в двух положениях: вертикальном ( $\varphi_{л} = \frac{\pi}{2}$ ) и горизонтальном ( $\varphi_{л} = 0$ ). Условие статического уравнивания сил тяжести люка выражается равенством нулю суммы моментов сил тяжести и уравнивающих сил упругости торсиона. В вертикальном положении люка  $M_G = 0$ , поэтому и необходимый момент уравнивающей сила пружины также равен нулю. В горизонтальном положении необходимый уравнивающий момент торсиона, действующей со стороны стойки на звено  $l$  механизма должен иметь максимальное значение  $|M_G^{пр}|_{max} = gm_1 L_{OA}$ . Это позволяет вычислить необходимое для уравнивания значение коэффициента жесткости торсиона (пружины кручения)  $C_{пр}$ . Уравнивающий момент торсиона будет пропорционален углу отклонения люка от вертикального положения ( $\varphi_{ур} = \frac{\pi}{2}$ ) равновесия, в котором предварительная затяжка (деформация) торсиона равна нулю. Выражение упругого уравнивающего момента принимает вид  $M_{ур}(\varphi_{л}) = c_{пр}(\varphi_{ур} - \varphi_{л})$ .

Выбираем коэффициент жесткости торсиона  $C_{пр}$  из условия уравновешенности люка в двух положениях (при  $\varphi_{л} = 0$  и  $\varphi_{л} = \frac{\pi}{2}$ ):  $M_{ур}(\varphi = 0) = -M_G^{пр}(\varphi = 0) = gm_1 L_{OB}$ . Откуда получим необходимый коэффициент жесткости уравновешивающей пружины  $C_{пр} = \frac{gm_1 L_{OA}}{\pi/2}$ , где  $\pi/2$  – угол поворота люка из одного уравновешенного положения в другое. Рассматривая диаграмму приведенных моментов сил тяжести и упругости пружины можно отметить, что их сумма  $M_{ост}(\varphi_{л}) = M_{ур}(\varphi_{л}) + M_G^{пр}(\varphi_{л})$  принимает нулевое значение только в двух уравновешенных положениях (горизонтальном и вертикальном). В остальных положениях остаточный момент отличен от нуля, и для подъема люка необходимо приложить некоторый движущий момент, превышающий максимальное значение  $M_{ост}^{max}$ , которое составляет примерно 1/3 от максимального момента сил тяжести неуравновешенного люка  $|M_G^{пр}|_{max} = gm_1 L_{OB}$ .

Текущая работа сил сопротивления подъему частично уравновешенного люка получается интегрированием ранее полученных зависимостей моментов (рис.2).

$$|A_{под}^{ур}|(\varphi_{л}) = \int_0^{\varphi_{л}} M_{ост}(\varphi_{л}) d\varphi_{л} = \int_0^{\varphi_{л}} \left[ M_G^{пр} + c_{пр} \left( \frac{\pi}{2} - \varphi_{л} \right) \right] d\varphi_{л} = \int_0^{\varphi_{л}} \left[ -gm_1 L_{OB} \cos\varphi_{л} + \frac{gm_1 L_{OB}(\frac{\pi}{2} - \varphi_{л})}{\frac{\pi}{2}} \right] d\varphi_{л} = -gm_1 L_{OB} \left[ \varphi_{л} - \sin\varphi_{л} - \frac{\varphi_{л}^2}{2} \right].$$

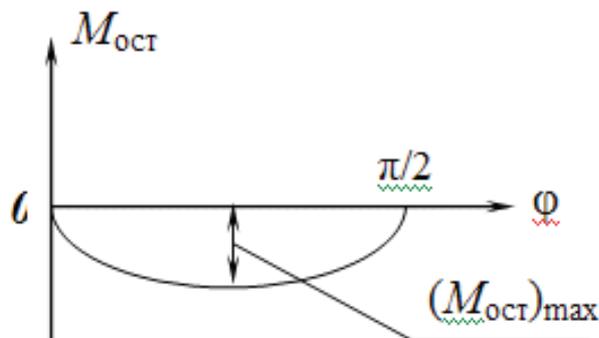


Рис. 2. Зависимость остаточного момента сопротивления при подъёме упруго уравновешенного люка

При перемещении уравновешенного люка из горизонтального положения ( $\varphi_{л} = 0$ ) в вертикальное положение ( $\varphi_{л} = \frac{\pi}{2}$ ) эта работа будет равна:  $|A_{под}^{ур}| \left( \varphi_{л} = \frac{\pi}{2} \right) = 0.34 gm_1 L_{OA}$ . Т.е. при уравновешивании люка работа по его перемещению в вертикальное положение уменьшится и составит 1/3 часть от работы открытия неуравновешенного люка, что позволяет снизить номинальную мощность установленного

двигателя гидропривода. При опускании и торможении люка гидропривод работает в режиме дросселирования, не потребляя энергии от двигателя. Таким образом при уравнивании люка можно увеличить средний цикловой КПД ПТМ за счёт снижения мощности двигателя, практически не ухудшая динамических качеств.

Однако, возможен вариант улучшения динамических качеств ПТМ при сохранении номинальной мощности.

Для анализа возможных вариантов выбора номинальной мощности двигателя гидропривода была разработана программа расчёта основных показателей ПТМ с помощью системы Mathcad [4]. Поскольку при предварительном исследовании было определено максимальное значение остаточного момента сопротивления  $M_{ост}^{max}$  (см.рис2), то выбор мощности двигателя  $W$  производился по его значению путём выбора коэффициента запаса мощности  $k$ , который варьировался при моделировании:  $W = \frac{AP_{разг}}{0.8 t_{РАЗГ}} = 6.206 \times 10^3 W$ , где  $t_{РАЗГ}$  – время разгона соответствует угловой координате, равной угловому моменту переключения;  $AP_{разг}$  – работа при разгоне  $AP(f_{i1}) := \int_{\frac{\pi}{6}}^{f_{i1}} MP1(f_{i1}) df_{i1}$ .

Результаты моделирования необходимой мощности двигателя гидропривода  $W$  представлены на рисунке 3.

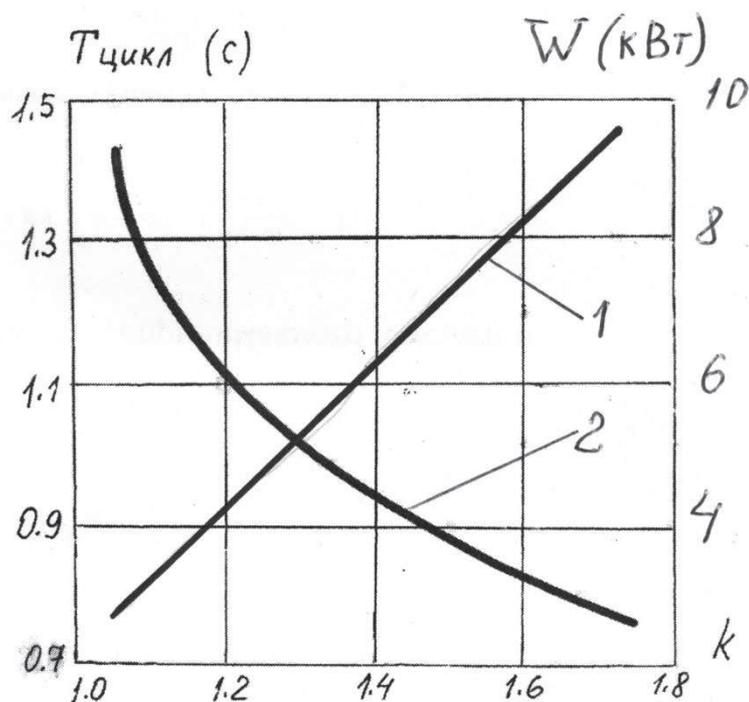


Рис. 3. Зависимости мощности двигателя (кривая 1) и времени цикла  $T_{цикл}$  (кривая 2) от коэффициента запаса пускового момента

Зависимость необходимой мощности двигателя  $W$  (кривая 1) от коэффициента запаса мощности  $k$  имеет линейный характер и при изменении  $k$  в два раза необходимая мощность двигателя увеличивается практически в 5 раз. Такой непропорциональный рост необходимой мощности двигателя следует объяснить ростом затрат мощности на сокращение времени движения (кривая 2) и увеличением потерь энергии при последующем торможении. На том же рисунке 3 представлена выявленная при моделировании зависимость времени цикла движения (подъёма) от коэффициента запаса мощности  $k$  двигателя, которая имеет гиперболический характер.

Время цикла определяется путём интегрирования обратной функции закона движения  $1/w_1(f_{i1})$ . В начале следует определить зависимость времени от угловой координаты, для чего использован интеграл с верхним переменным пределом. Нижний предел интегрирования соответствует начальному углу  $\pi/6$ .

$$t(f_{i1}) := \int_{\frac{\pi}{6}}^{f_{i1}} \frac{1}{w_1(f_{i1})} df_{i1}, \text{ где угловая скорость люка находится из уравнения } w(f_{i1}) := \sqrt{2 \frac{A_{sum}(f_{i1})}{I_{sum}(f_{i1})}}.$$

При увеличении  $k$  в два раза время цикла  $T_{цикл}$  снижается также в два раза (кривая 2, см.рис.3), что является существенным улучшением динамических качеств и производительности ПТМ за счёт увеличения мощности двигателя.

Моделирование КПД цикла проводилось по уравнению  $\eta_{цикл} := \frac{A_{pol}}{A_{Przg}} = 0.4$ , где  $A_{pol}$  – полезная работа сил тяжести при перемещении люка из начального положения в вертикальное.

Моделирование КПД цикла показывает (рис.4), что увеличение коэффициента запаса мощности  $k$  двигателя при уравнивании объективно приводит к снижению циклового КПД за счёт роста потерь энергии при увеличении запаса кинетической энергии перед торможением.

Анализ результатов моделирования. Выводы

1. Моделирование показало, что метод повышения экономичности ПТМ посредством уравнивания обладает высокой эффективностью, которая заключается в том, что, при этом одновременно меняются параметры:

- a. Цикловой КПД с учётом потерь торможение
- b. Номинальная мощность двигателя гидросистемы, определяющая стоимость ПТМ.

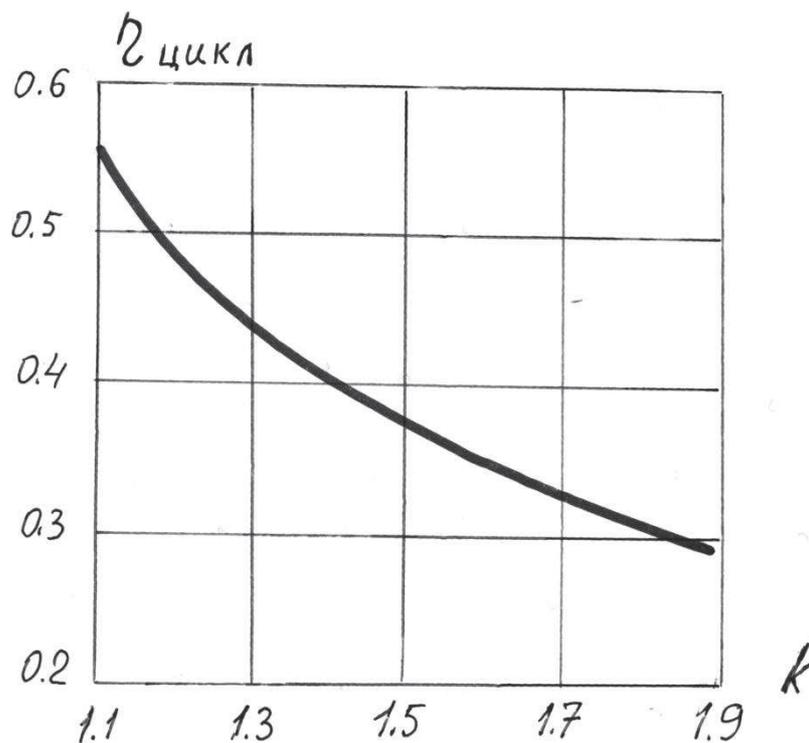


Рис. 4. Зависимости КПД цикла от коэффициента запаса пускового момента

- с. Время разгона и цикла работы ПТМ, определяющая производительность машин.

Моделирование этих параметров позволяет выбрать оптимальный вариант конкретной ПТМ известными методами оптимизации.

2. Повышение экономичности ПТМ с помощью разгружающих устройств может быть обеспечено выбором менее мощного двигателя за счёт снижения пускового момента при том же коэффициенте запаса мощности двигателя. При этом могут быть сохранены динамические качества и производительность неуравновешенной ПТМ.

3. Путём уравнивания ПТМ можно увеличить её производительность не снижая расхода энергии, оставляя мощность двигателя неизменной или сниженной незначительно.

### Список литературы

1. И.В. Леонов, Д.И. Леонов. Теория механизмов и машин. - М.: Высшее образование, 2009г., 239 с.
2. Барбашов Н.Н., Леонов И.В. Улучшение энергетических характеристик подъемно-транспортных машин // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. Специальный выпуск. Фундаментальные проблемы создания и поддержки высокотехнологичных производств, 2012 г. С. 57 – 66.
3. 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.
4. Применение системы Mathcad в курсовом проектировании по ТММ учеб. пособие / О.В. Егорова, Д.И. Леонов, И.В. Леонов, Б.И. Павлов; под ред. И.В. Леонова. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2012 г. 49 с.