

СНИЖЕНИЕ РАСХОДА ЭНЕРГИИ ПОДЪЕМНО-ТРАНСПОРТНЫХ МАШИН В ЦИКЛЕ РАЗГОН–ТОРМОЖЕНИЕ

И.В. Леонов

МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, Российская Федерация
e-mail: dmit_leonov@gmail.com

Причинами снижения экономичности подъемно-транспортных машин являются колебания скорости и нагрузки, отклонения которых от расчетного оптимального значения и вызывают рост потерь энергии. Другой причиной роста потерь энергии таких машин является процесс принудительного торможения при необходимости их остановки. В настоящее время появился новый класс грузоподъемных и транспортных машин с гибридными силовыми установками, которые могут проводить рекуперацию энергии торможения и снизить за счет этого общий расход энергии. Однако можно указать на новый перспективный метод повышения экономичности подъемно-транспортных машин путем изменения момента переключения в цикле разгон–торможение, применение которого не требует использования дорогостоящих устройств рекуперации энергии торможения.

Ключевые слова: расход энергии, разгон, торможение, рекуперация энергии, математическая модель, улучшение КПД и экономичности, момент переключения, оптимальная мощность машины.

REDUCTION IN POWER CONSUMPTION OF HOISTING AND TRANSPORT CARS IN ACCELERATION–DECELERATION CYCLE

I.V. Leonov

Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russian Federation
e-mail: dmit_leonov@gmail.com

The reasons for decrease in profitability of the hoisting and transport cars are changes in their speed and loading, deviations of which from optimum values cause a growth in energy loss. Another reason for growth in energy loss of these cars is the process of forced braking when it is necessary to stop the car. Now a new class of hoisting and transport cars with hybrid power plants has appeared which are capable to recuperate the energy of braking and hence to reduce a total power consumption. However, a novel advanced method can be offered for increasing the profitability of the hoisting and transport cars (by means of changing an instant of switching in the acceleration–deceleration cycle), the use of which does not require any expensive devices for recuperating the energy of braking.

Keywords: power consumption, acceleration, braking, energy recuperation, mathematical model, improvement of efficiency and profitability, instant of switching, optimum power of the car.

Современные подъемно-транспортные машины (ПТМ) и непрограммируемые автоматические манипуляторы работают на неустановившихся режимах с чередованием разгонов и торможений. Исследования методов снижения расхода энергии ПТМ как правило, направлены на развитие рекуперации энергии торможения [1, 2], что повышает их стоимость за счет применения аккумулирующих устройств различного типа. Однако добиться снижения расхода энергии ПТМ можно и

без использования дорогостоящих аккумуляторов и устройств рекуперации энергии торможения, а путем изменения момента переключения ПТМ с разгона на торможение или применения уравнивающих и разгружающих устройств.

На установившихся режимах в качестве критерия экономичности расхода энергии всегда использовался КПД машины, в которой существует однозначная связь между коэффициентом потерь энергии и КПД. Для оценки экономических качеств машин на неустановившихся режимах специалистами МГТУ им. Н.Э. Баумана был предложен идеализированный цикл разгон–торможение [3], в котором цикловой КПД определяют по отношению моментов двигателя и сопротивления и отношению угловой продолжительности разгона и торможения, определяемому угловой координатой переключения $\varphi_{\text{пер}}$ с разгона на торможение

$$\eta_{\text{цикл}} = \frac{|M_{\text{полезн.сопр}}| \varphi_{\text{цикл}}}{M_{\text{дв}} \varphi_{\text{перекл}}}.$$

Из выражения циклового КПД идеализированного цикла следует, что $\eta_{\text{цикл}}$ зависит от угловой координаты момента переключения с разгона на торможение. Поэтому при детерминированной нагрузке, т.е. при известной при проектировании ПТМ нагрузке в процессе эксплуатации, можно провести оптимальный выбор параметров двигателя и передаточного механизма по цикловому КПД ($\eta_{\text{цикл}}$) как критерию экономичности расхода энергии в идеализированном цикле разгон–торможение [4] при допущении постоянного значения приведенных моментов сил и моментов инерции в цикле. Остается выяснить, сохраняются ли эти выводы и для реального неидеализированного цикла работы ПТМ, в котором моменты двигателя и сопротивления не имеют постоянного значения.

Цель работы заключается в оценке методов снижения расхода энергии и повышении экономической эффективности ПТМ и непрограммируемых автоматических манипуляторов путем перераспределения работ внутри цикла движения вследствие изменения координаты момента переключения без использования аккумулирующих устройств рекуперации энергии торможения. Поскольку окончательные выводы о перспективности этих методов трудно сделать без оценки влияния других параметров на динамические и экономические качества машин, то для более наглядного решения рассмотрим примеры широко распространенного гидравлического привода при помощи механизма качающегося цилиндра.

На рис. 1 приведена схема механизма подъема неуравновешенного люка с гидравлическим приводом: 1 — люк, 2 — поршень, 3 — качающийся цилиндр. Нагрузкой (силой сопротивления) является сила

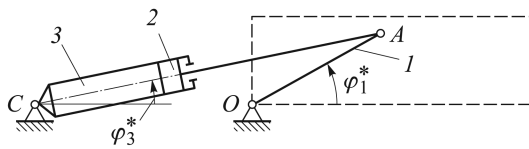


Рис. 1. Схема механизма привода люка

тяжести люка, служащего кривошипом механизма качающегося гидроцилиндра. Люк открывается, проходя стадии разгона и торможения переключением давления в полостях цилиндра при $\varphi_{1л} = 90^\circ$. В режиме разгона движущими являются силы давления на поршень 2 правой полости цилиндра 3. Торможение люка осуществляется путем подачи противодействия системой управления в левую полость цилиндра.

Удобство построения математической модели на примере механизма подъема люка состоит в том, что процесс подъема с разгоном и торможением при опускании совершается на заранее выбранном, определенном незначительном перемещении, при котором практически не наблюдается установившегося режима движения, а за разгоном непосредственно следует торможение. Эта особенность позволяет построить достаточно простую математическую модель и оценить экономическую эффективность нового метода [2, 3, 5] снижения расхода энергии.

Для анализа возможных вариантов выбора углового момента переключения и номинальной мощности двигателя гидропривода была разработана программа расчета основных показателей ПТМ с помощью системы MathCAD [6]. Далее приведен алгоритм расчета динамических показателей и экономической эффективности нового метода в виде постановки и решения ряда последовательных задач.

Задача 1. Определить зависимость приведенного момента сопротивления сил тяжести люка от угла его поворота.

Решение. Приведенный момент силы тяжести люка $G_1 = gm_1$ рассчитывается из условия равенства мощностей силы тяжести и ее приведенного момента:

$$M_{G_1}^{пр} = |G_1| \cdot |V_B/\omega_1| \cos \alpha = gm_1 l_{OB} \cos(\pi/2 + \varphi_{1л}) = -gm_1 l_{OB} \cos(\varphi_{1л}),$$

где $l_{OB} = dS_B/d\varphi_1 = V_B/\omega_1$ — передаточная функция (аналог скорости точки B); $\alpha = (\pi/2 + \varphi_{1л})$ — угол давления (угол между силой тяжести G_1 и скоростью точки B приложения силы).

На зависимости $M_{G_1}^{пр}(\varphi_{1л})$ (рис. 2) можно отметить участок подъема (разгона) люка $\varphi_{1л} = 0 \dots \pi/2$, на котором сила тяжести является силой сопротивления и имеет отрицательный приведенный момент, а на участке опускания (торможения) $\varphi_{1л} = \pi/2 \dots \pi$ — движущей силой. Можно отметить максимальное значение момента сопротивления

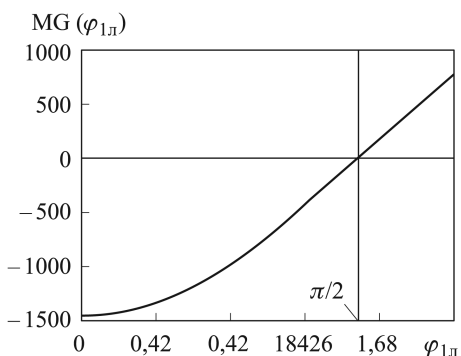


Рис. 2. Зависимость приведенного момента сил тяжести люка от углового момента переключения

Задача 2. Определить необходимый движущий момент в начальном положении люка.

Решение. Необходимый начальный движущий момент связан с максимальным значением момента сопротивления подъему $|M_G^{np}(\varphi_{1л} = 0)|_{\max} = gm_1 l_{OB}$, который необходимо преодолеть $M_{дв}^{np} \geq |M_G^{np}(\varphi_{1л} = 0)|$. Чтобы исключить знак неравенства, сделав допущение постоянства приведенного движущего момента, преобразуем его к виду

$$M_{дв}^{np} \approx k |M_G^{np}|_{\max},$$

где $M_G^{np}(\varphi_{1л} = 0) = -gm_1 l_{OB}$ — значение момента сопротивления при пуске; $k = 1, 2 \dots 1,4$ — коэффициент запаса пускового момента, определяющий мощность двигателя гидросистемы.

Задача 3. Определить суммарный момент на участке разгона, сохраняя допущение задачи 2.

Решение. Суммарный момент на участке разгона является алгебраической суммой движущего момента и приведенного момента сопротивления силы тяжести люка

$$M_{\Sigma}(\varphi) = k gm_1 l_{OB} - gm_1 l_{OB} \cos(\varphi_{1л}).$$

Задача 4. Определить суммарную работу при открытии люка на 90° .

Решение. Работа при разгоне может быть получена путем интегрирования суммарного приведенного момента $\varphi_{пер} = \pi/2$; $\varphi_{пер} = \pi/2$;

$$A_{\Sigma разг}(\varphi) = \int M_{\Sigma разг}(\varphi) d\varphi_1 = gm_1 l_{OB} \int [k - \cos \varphi_{1л}] d\varphi_1,$$

где $\varphi_{пер} = \pi/2$ — координата звена I в момент переключения давлений в цилиндре.

подъему $|M_G^{np}|_{\max} = gm_1 l_{OB}$ при $\varphi_{1л} = 0$. Приведенный момент $M_{G_1}^{np}$ равен нулю в вертикальном положении люка при $\varphi_{1л} = \pi/2$. Изменение знака момента $M_{G_1}^{np}$ в вертикальном положении звена I свидетельствует об изменении отрицательного знака работы силы тяжести G_1 при $\varphi_{1л} \leq \pi/2$ на положительное значение при $\varphi_{1л} \geq \pi/2$, когда сила тяжести помогает движению люка вниз.

Задача 5. Определить кинетическую энергию и угловую скорость люка в положении переключения с разгона на торможение (открытия люка на $\varphi = \pi/2$), принимая суммарный приведенный момент инерции механизма люка постоянным $J_{\Sigma}^{np} = 0,5$.

Решение. При разгоне люка происходит накопление кинетической энергии системы за счет суммарной работы двигателя и сопротивления $A_{\Sigma\text{разг}} = \Delta T_{\text{разг}}$. Закон изменения движения люка $\omega(\varphi_1)$ определяется по суммарной работе и приведенному моменту инерции на участке разгона

$$\omega_{\text{разг max}}(\varphi = \pi/2) = \{2A_{\Sigma\text{разг}}(\varphi = \pi/2)/J_{\Sigma}\}^{1/2}.$$

Задача 6. Определить необходимый момент тормозных сил $M_{\text{торм}}(\varphi = \pi)$ для остановки и удержания люка $\omega(\varphi = \pi) = 0$ в выбранном конечном положении ($\varphi = \pi$), принимая допущение задачи 5.

Решение. Необходимый момент для удержания люка силами давления равен моменту сил тяжести:

$$M_{\text{торм}}(\varphi = \pi) = -M_G(\varphi = \pi) = gm_1l_{OB}.$$

Для обеспечения безударного останова $\varepsilon_1(\varphi = \pi) = 0 = M_{\Sigma\text{торм}}(\varphi = \pi)/J_{\Sigma}$ при $J_{\Sigma}^{np} = \text{const}$ также необходимо, чтобы $M_{\Sigma}(\varphi = \pi) = M_{\text{торм}}(\varphi = \pi) + M_G(\varphi = \pi) = 0$.

Задача 7. Определить необходимую работу торможения $A_{\text{торм}}(\varphi = \pi)$ для остановки люка.

Решение. Необходимая работа тормозных сил равна сумме кинетической энергии в конце разгона и работе сил тяжести в процессе торможения (см. решение задач 4 и 5)

$$A_{\text{торм}}(\varphi = \pi) = -\{gm_1l_{OB} + \Delta T_{\text{разг}}\}.$$

Значения этой работы связаны с эпюрой изменения тормозных сил, поэтому в следующей задаче определим необходимую зависимость изменения тормозного момента.

Задача 8. Определить начальное значение тормозного момента, считая известным его конечное значение из решения задачи 6, принимая линейную зависимость момента тормозных сил для безударной остановки люка в положении $\varphi = \pi$.

Решение. Для обеспечения безударной остановки люка после его открытия на угол 180° , кроме выполнения предыдущего условия $M_{\Sigma}(\varphi = \pi) = 0$ (см. решение задачи 6), необходимо определить начальное значение тормозного момента после переключения давлений на торможение $M_{\text{торм}}(\varphi = \pi/2)$, исходя из необходимой работы торможения $A_{\text{торм}}(\varphi = \pi) = -\{gm_1l_{OB} + \Delta T_{\text{разг}}\}$, обеспечивающей

остановку $\omega(\varphi = \pi) = 0$ (см. решение задачи 7), и конечного значения момента тормозных сил $M_{\text{торм}}(\varphi = \pi) = gm_1 l_{OB}$ для обеспечения равенства нулю ускорения движения в конце торможения $(d\omega/dt)_{\text{конеч}} = \varepsilon(\varphi_{\text{конеч}}) = 0$. Поэтому

$$A_{\Sigma\text{торм}}(\varphi = \pi) = \Delta T_{\text{разг}} + A_{\text{торм}}(\varphi = \pi) + A_G(\varphi = \pi) = 0;$$

$$A_{\text{торм}}(\varphi = \pi) = \int_{\varphi_{\text{пер}}=\pi/2}^{\varphi=\pi} M_{G\text{торм}}(\varphi) d\varphi_1 = -\{gm_1 l_{OB} + \Delta T_{\text{разг}}\}.$$

При линейном законе изменения тормозного момента сил давления дросселированием жидкости на выходе из цилиндра работа сил торможения будет представлять собой площадь трапецевидной эпюры приведенного суммарного момента [3, 5]

$$A_{\text{торм}}(\varphi = \pi) = \int_{\varphi_{\text{пер}}=\pi/2}^{\varphi=\pi} M_{\text{торм}}(\varphi) d\varphi_1 = \\ = \{M_{\text{торм}}(\varphi_{\text{пер}} = \pi/2) + M_{\text{торм}}(\varphi = \pi)\} \varphi_{\text{торм}}/2,$$

где $M_{\text{торм}}(\varphi = \pi) = gm_1 l_{OB}$ — конечное значение момента сил давления в положении $\varphi = \pi$, $M_{\text{торм}}(\varphi_{\text{пер}} = \pi/2) = 2A_{\text{торм}}(\varphi = \pi)/\pi/2$ — начальное значение момента сил давления в положении $\varphi = \pi/2$, $\varphi_{\text{торм}} = \pi - \varphi_{\text{пер}} = \pi/2$ — угловой путь торможения.

Задача 9. После переключения давлений в цилиндре происходит торможение люка и гашение скорости и достигнутой при разгоне кинетической энергии до нуля моментом тормозных сил по линейной зависимости. Требуется определить зависимость углового ускорения при торможении $\varepsilon(\varphi) = M_{\text{торм}}(\varphi)/J_{\Sigma}$ и тем самым проверить выполнение условий безударного останова при $\varphi = \pi$: $M_{\Sigma}(\varphi = \pi) = 0$, $\varepsilon(\varphi = \pi) = 0$.

Решение. Примем линейную зависимость тормозного момента от угла поворота (задача 8) и определим необходимое для безударного останова значение фактора торможения $k_{\text{торм}}$ (фактор торможения представляет коэффициент пропорциональности, определяющий изменение тормозных сил в процессе торможения):

$$M_{\text{торм}}(\varphi) = M_{\text{торм}}(\varphi = \pi/2) - k_{\text{торм}}(\varphi - \varphi_{\text{пер}}),$$

где $k_{\text{торм}} = \{M_{\text{торм}}(\varphi = \pi/2) - M_{\text{торм}}(\varphi = \pi)/(\varphi - \pi/2)$ — фактор торможения.

Определив $M_{\text{торм}}(\varphi)$, построим зависимость угловых скорости и ускорения при торможении $\varepsilon_{\text{торм}}(\varphi) = M_{\text{торм}}(\varphi)/J_{\Sigma}$ и проверим выполнение условий безударного останова при $\varphi = \pi$: $M_{\text{торм}}(\varphi = \pi) =$

$= -M_G(\varphi = \pi) = gm_1 l_{OB}$, $M_\Sigma(\varphi = \pi) = 0$, $\omega(\varphi = \pi) = 0$, $\varepsilon(\varphi = \pi) = 0$. Расчетные формулы имеют вид

$$\omega_{\text{разг}}(\varphi) = \{\omega_{\text{разг max}} - 2A_{\text{торм}}(\varphi)/J_\Sigma\}^{1/2} = 0, \quad \varepsilon_{\text{торм}}(\varphi) = M_{\Sigma\text{торм}}(\varphi)/J_\Sigma^{\text{пр}}.$$

Задача 10. Определить время разгона и время движения в цикле разгон–торможение $\varphi_{\text{цикл}} = \varphi_{\text{разг}} + \varphi_{\text{торм}}$.

Решение. Задачу 10 целесообразно решать на ЭВМ, например, используя систему MathCAD. Время разгона и торможения можно определить интегрированием обратной функции закона движения $1/\omega(\varphi_1)$ по углу [3, 4]:

$$t_{\text{торм1}} = \int_{\varphi=0}^{\varphi_{\text{пер}}} (1/\omega(\varphi_{1л})) d\varphi_1; \quad t_{\text{торм2}} = \int_{\varphi_{\text{пер}}}^{\varphi_{\text{кон}}} (1/\omega(\varphi_{1л})) d\varphi_1.$$

Время цикла движения равно $t_{\text{цикл}} = t_{\text{торм1}} + t_{\text{торм2}}$.

Задача 11. Определить цикловой КПД и среднюю мощность двигателя гидросистемы.

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

$$\eta_{\text{цикл}} = A_{\text{полезн}}/A_{\text{дв.разг}},$$

где $A_{\text{полезн}}$ — работа сил тяжести в цикле, принимаемая за полезную.

Средняя развиваемая двигателем мощность определяется работой двигателя в период разгона $A_{\text{дв.разг}}$, так как при торможении давление определяется не мощностью двигателя гидросистемы, а управляется дросселированием потока жидкости на выходе из гидроцилиндра:

$$W_{\text{ср}} = A_{\text{дв.разг}}/(\eta_{\text{мех}}\eta_{\text{цикл}}t_{\text{разг}}),$$

где $\eta_{\text{мех}}$ — механический КПД.

В случае детерминированных внешних нагрузок они могут быть перераспределены внутри цикла движения путем введения внутренних компенсирующих нагрузок для выравнивания изменения общей нагрузки. Этот прием широко используется и в непрограммируемых автоматических манипуляторах, грузоподъемных машинах, в механизмах грузовых и пассажирских лифтов, которые снабжаются подвижным противовесом, рассчитанным на среднестатистическую нагрузку. Этот конструктивный прием 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

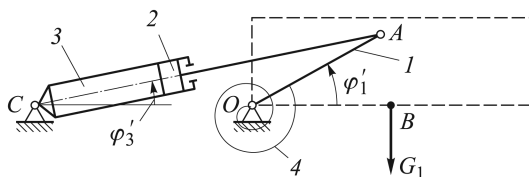


Рис. 3. Люк, частично уравновешенный с помощью торсиона:

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

упругий разгружающий механизм, сила которого меняется пропорционально перемещению рабочего органа. Однако применение такого пропорционального разгружающего устройства не позволяет полностью уравновесить силы в механизме во всех положениях. Рассмотрим пример снижения расхода энергии за счет уменьшения установленной мощности двигателя привода механизма качающихся цилиндров при применении упругого частично разгружающего устройства (рис. 3).

Условие статического уравновешивания люка выражается равенством нулю суммы моментов сил тяжести и уравновешивающих сил упругости торсиона в двух положениях: вертикальном $\varphi_{л} = \frac{\pi}{2}$ и горизонтальном $\varphi_{л} = 0$.

Уравновешивающий 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 уравновешивающего момента принимает вид

$$M_{ур}(\varphi_{л}) = c_{пр}(\varphi_{ур} - \varphi_{л}).$$

В горизонтальном положении момент упругих сил должен быть равен моменту сил тяжести

$$M_{ур}(\varphi = 0) = -M_G^{пр}(\varphi = 0) = gm_1 l_{OB}.$$

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 $M_{\text{ост}}^{\text{max}}$, которое составляет примерно 1/3 максимального момента сил тяжести неуравновешенного люка

$$|M_G|_{\text{max}} = gm_1 l_{OB}.$$

На преодоление этого остаточного момента сопротивления движению и должен быть направлен выбор мощности двигателя. При уравнивании люка работа по его перемещению в вертикальное положение уменьшится и составит 1/3 часть работы открытия неуравновешенного люка, что позволяет адекватно снизить номинальную мощность установленного двигателя гидропривода. Однако возможен вариант улучшения динамических качеств ПТМ при сохранении номинальной мощности.

Анализ результатов моделирования. Построение зависимостей параметров ПТМ от углового момента переключения с разгона на торможение осуществлялось по приведенным выражениям путем моделирования в системе MathCAD [6]. На рис. 4 показана зависимость изменения циклового КПД от углового момента переключения при выборе коэффициентов запаса пускового момента $k = 1,2$ (кривая 1) и $k = 1,5$ (кривая 2). В обоих случаях цикловой КПД снижается при увеличении угла переключения, что можно объяснить увеличением скорости в конце разгона и кинетической энергии перед торможением. Как следствие, растут потери энергии при торможении.

На рис. 5 представлены результаты моделирования динамических показателей привода люка. Эти результаты противоречивы, так как описывают изменение времени цикла подъема люка $T_{\text{цикл}}$ (кривые 1 и

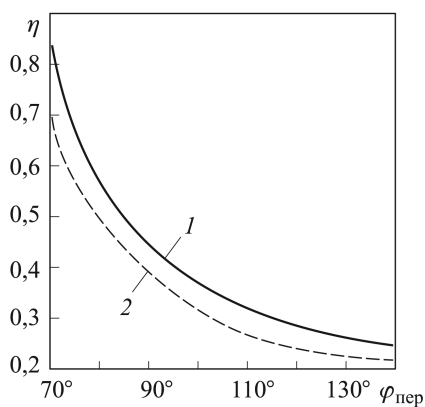


Рис. 4. Графики зависимости циклового КПД от углового момента переключения

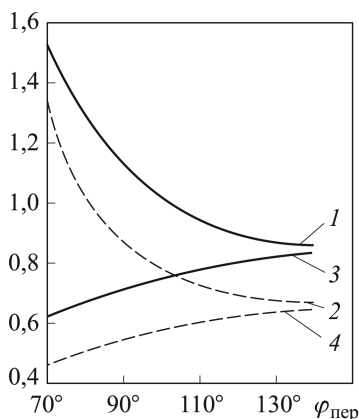


Рис. 5. Изменение динамических показателей привода люка:

времени цикла подъема люка $T_{\text{цикл}}$ (кривая 1 при $k = 1,2$ и кривая 2 при $k = 1,5$) и времени разгона $T_{\text{разг}}$ (кривая 3 при $k = 1,2$ и кривая 4 при $k = 1,5$)

2 при $k = 1,2$ и $k = 1,5$) и времени разгона $T_{\text{разг}}$ (кривые 3 и 4 при $k = 1,2$ и $1,5$). Увеличение угла переключения приводит к сокращению времени цикла при одновременном незначительном увеличении времени разгона на увеличивающемся угле разгона. При этом время процесса торможения сокращается за счет увеличения потерь энергии. Таким образом, увеличение угла переключения с разгона на торможение приводит к интенсификации процесса работы ПТМ, к повышению производительности и росту не только абсолютного расхода энергии, но и к снижению циклового КПД.

Для проведения анализа возможных вариантов выбора номинальной мощности двигателя гидропривода при уравнивании была разработана программа расчета основных показателей ПТМ с помощью системы MathCAD [6]. Поскольку при предварительном исследовании было определено максимальное значение остаточного момента сопротивления $M_{\text{ост}}^{\text{max}}$, то анализ выбора мощности двигателя W проводился путем вариации коэффициента запаса мощности k , который варьировался при моделировании. Результаты моделирования необходимой мощности двигателя гидропривода W (кривая 1) и изменения времени цикла (кривая 2) представлены на рис. 6. Увеличение коэффициента запаса мощности двигателя k естественно ведет к росту его мощности (кривая 1) и улучшению динамических свойств.

Зависимость необходимой мощности двигателя W (кривая 1, см. рис. 6) от коэффициента запаса мощности k имеет линейный характер и при изменении k в 2 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 рис. 6 приведена выявленная при моделировании зависимость времени цикла движения (подъема) от коэффициента запаса мощности k двигателя, которая имеет гиперболический характер.

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

Моделирование КПД цикла показывает (рис. 7), что увеличение коэффициента запаса мощности k двигателя при уравнивании объективно приводит к повышению динамических качеств и к увеличению запаса кинетической энергии перед торможением, что вызывает снижение циклового КПД за счет роста потерь энергии.

Выводы. 1. Моделирование показало, что метод повышения экономичности ПТМ посредством изменения момента переключения обла-

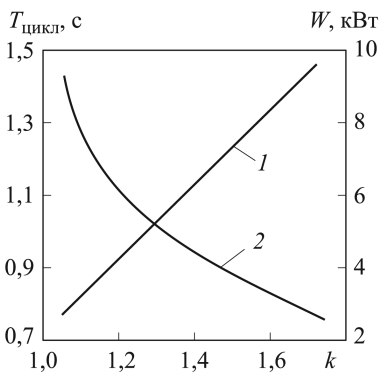


Рис. 6. Зависимости мощности двигателя гидропривода W (кривая 1) и изменения времени цикла (кривая 2) от коэффициента запаса мощности двигателя

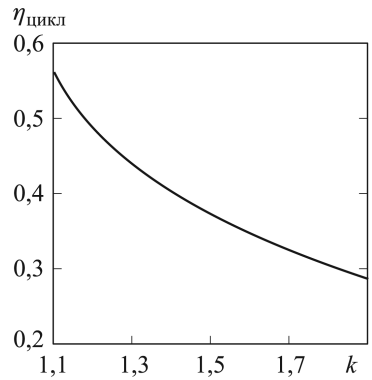


Рис. 7. Графики зависимости циклового КПД от коэффициента запаса мощности k двигателя

дает высокой эффективностью, которая заключается в том, что, при этом одновременно меняются параметры:

- цикловой КПД с учетом потерь на торможение;
- необходимая номинальная мощность двигателя гидросистемы, определяющая стоимость ПТМ и непрограммируемых автоматических манипуляторов;
- время разгона и цикла работы ПТМ, определяющая производительность машин.

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

2. Снижение расхода энергии ПТМ с помощью упругих разгружающих устройств может быть обеспечено выбором менее мощного двигателя за счет снижения необходимого пускового момента при том же коэффициенте запаса мощности двигателя. При этом могут быть сохранены динамические качества и производительность неуравновешенной ПТМ. Оставляя мощность двигателя неизменной при уравновешивании можно увеличить производительность ПТМ, не снижая расхода энергии.

3. Как показало математическое моделирование, метод снижения расхода энергии путем изменения момента переключения с разгона на торможение не требует корректировки номинальной мощности двигателя и является эффективным по экономичности, а также не увеличивает финансовых затрат на применение аккумуляторов энергии.

4. Снижая угол переключения с разгона на торможение, цикловой КПД механизма подъема люка можно увеличить практически в 2 раза по сравнению с общепринятым переключением в вертикальном положении люка. Увеличение КПД объясняется уменьшением кинетической энергии системы в момент переключения и снижением потерь ее при последующем торможении.

5. Метод снижения расхода энергии ПТМ с помощью упругих разгружающих устройств требует корректировки номинальной мощности двигателя, но является эффективным по экономичности, что может быть обеспечено выбором менее мощного двигателя за счет снижения необходимого пускового момента при том же коэффициенте запаса мощности двигателя.

ЛИТЕРАТУРА

1. Юдовский И.Д. Рекуперативный маховичный привод для непрограммируемых автоматических манипуляторов // Вестник машиностроения. 1985. № 4. С. 9–11.
2. Барбашов Н.Н., Леонов И.В. Улучшение энергетических характеристик ПТМ // Изв. вузов. Машиностроение. Спец. вып. “Фундаментальные проблемы создания и поддержки высокотехнологичных производств”. 2012. С. 57–66.
3. Леонов И.В., Леонов Д.И. Теория механизмов и машин. М.: Высшее образование, 2009. 239 с.
4. Левитский Н.И. Теория механизмов и машин. М.: Наука, 1979. 420 с.
5. Александров М.П. Тормоза подъемно-транспортных машин. М.: Машиностроение, 1976. 383 с.
6. Применение системы Mathcad в курсовом проектировании по ТММ: Учеб. пособие. / О.В. Егорова, Д.И. Леонов, Б.И. Павлов; под ред. И.В. Леонова. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2012. 49 с.

REFERENCES

- [1] Iudovskii I.D. Recuperative flywheel drive for non-programmable automatic manipulators. *Vestn. mashinost.* [Russ. Eng. Res.], 1985, no. 4, pp. 9–11 (in Russ.).
- [2] Barbashov N.N., Leonov I.V. Improved energy characteristics of handling machineries. *Izv. Vyssh. Uchebn. Zaved., Mashinost. Spets. vyp. “Fundamental’nye problemy sozdaniia i podderzhki vysokotekhnologichnykh proizvodstv”*. [Bull. Inst. Higher Educ., Mach. Constr. Special iss. “Fundamental Problems of Creation and Maintaining of High-Technology Exportation”], 2012, pp. 57–66 (in Russ.).
- [3] Leonov I.V., Leonov D.I. Teoriia mekhanizmov i mashin [Theory of mechanisms and machines]. Moscow, Vysshee Obrazovanie Publ., 1979. 239 p.
- [4] Levitskii N.I. Teoriia mekhanizmov i mashin [Theory of mechanisms and machines]. Moscow, Nauka Publ., 1979. 420 p.
- [5] Aleksandrov M.P. Tormoza pod’emno-transportnykh mashin [Brakes of handling machineries]. Moscow, Mashinostroiye Publ., 1976. 383 p.
- [6] Egorova O.V., Leonov D.I., Pavlov B.I., eds. Primenenie sistemy Mathcad v kursovom proektirovanii po TMM [The application of Mathcad for a student’s constructional design by theory of mechanisms and machines]. Moscow, MGТУ im. N.E. Baumanа Publ., 2012. 49 p.

Статья поступила в редакцию 11.04.2013

Игорь Владимирович Леонов — д-р техн. наук, профессор кафедры “Теория механизмов и машин” МГТУ им. Н.Э. Баумана, почетный профессор Хуаджунского университета (КНР). Автор более 200 научных трудов и изобретений. МГТУ им. Н.Э. Баумана, Российская Федерация, 105005, Москва, 2-я Бауманская ул., д. 5.

I.V. Leonov — Dr. Sci. (Eng.), professor of “Theory of Mechanisms and Machines” department of the Bauman Moscow State Technical University, honorary professor of the Huazhong University of Science and Technology (People’s Republic of China). Author of more than 200 publications and inventions. Bauman Moscow State Technical University, Vtoraya Baumanskaya ul. 5, Moscow, 105005 Russian Federation.